

DIN EN 1591-1

ICS 23.040.60

Ersatz für
DIN EN 1591-1:2011-08

**Flansche und ihre Verbindungen –
Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden
Flanschen und Dichtung –
Teil 1: Berechnung;
Deutsche Fassung EN 1591-1:2013**

Flanges and their joints –
Design rules for gasketed circular flange connections –
Part 1: Calculation;
German version EN 1591-1:2013

Brides et leurs assemblages –
Règles de calcul des assemblages à brides circulaires avec joint –
Partie 1: Méthode de calcul;
Version allemande EN 1591-1:2013

Gesamtumfang 80 Seiten

Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD) im DIN



Nationales Vorwort

Dieses Dokument (EN 1591-1:2013) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 74 „Flansche und ihre Verbindungen“ erarbeitet, dessen Sekretariat vom DIN (Deutschland) gehalten wird.

Für die deutsche Mitarbeit ist der Arbeitsausschuss NA 082-00-16 AA „Flansche und ihre Verbindungen“ im Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD) verantwortlich.

Änderungen

Gegenüber DIN EN 1591-1:2011-08 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- a) Korrektur der Berechnung des Belastungsgrades für Blindflansche;
- b) Einführung von Abstandshaltern (Scheiben);
- c) Änderung der Berechnung des Belastungsgrades für Schrauben;
- d) Einführung von auf die Schraubverbindung wirkenden Querkraften und Torsionsmomenten;
- e) Einführung einer alternativen (genaueren) Berechnungsmethode für die Festlegung der effektiven Dichtungsweite (informativer Anhang);
- f) Einführung der Möglichkeit, das Kriech-/Relaxationsverhalten der Dichtung durch zusätzliche Durchbiegung zu erfassen;
- g) Einführung eines informativen Anhangs hinsichtlich der Umrechnung von Leckageraten;
- h) Einführung der Möglichkeit, die geschraubte Flanschverbindung hinsichtlich eines festgelegten Wertes für die Einbau-Schraubkraft zu prüfen;
- i) Einführung einer Möglichkeit eine Berechnung durchzuführen, selbst wenn keine Dichtheitsanforderungen durch grundlegende Dichtungskennwerte festgelegt sind (Anhang G);
- j) Norm redaktionell überarbeitet.

Frühere Ausgaben

DIN 2506: 1927-01
DIN 2507: 1927-07
DIN 2505: 1964-10
DIN V 2505: 1986-01
DIN EN 1591-1: 2001-10, 2009-10, 2011-08

Deutsche Fassung

Flansche und ihre Verbindungen —
Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit
runden Flanschen und Dichtung —
Teil 1: Berechnung

Flanges and their joints —
Design rules for gasketed circular flange connections —
Part 1: Calculation

Brides et leurs assemblages —
Règles de calcul des assemblages à brides circulaires avec joint —
Partie 1: Méthode de calcul

Diese Europäische Norm wurde vom CEN am 12. Oktober 2013 angenommen.

Die CEN-Mitglieder sind gehalten, die CEN/CENELEC-Geschäftsordnung zu erfüllen, in der die Bedingungen festgelegt sind, unter denen dieser Europäischen Norm ohne jede Änderung der Status einer nationalen Norm zu geben ist. Auf dem letzten Stand befindliche Listen dieser nationalen Normen mit ihren bibliographischen Angaben sind beim Management-Zentrum des CEN-CENELEC oder bei jedem CEN-Mitglied auf Anfrage erhältlich.

Diese Europäische Norm besteht in drei offiziellen Fassungen (Deutsch, Englisch, Französisch). Eine Fassung in einer anderen Sprache, die von einem CEN-Mitglied in eigener Verantwortung durch Übersetzung in seine Landessprache gemacht und dem Management-Zentrum mitgeteilt worden ist, hat den gleichen Status wie die offiziellen Fassungen.

CEN-Mitglieder sind die nationalen Normungsinstitute von Belgien, Bulgarien, Dänemark, Deutschland, der ehemaligen jugoslawischen Republik Mazedonien, Estland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Kroatien, Lettland, Litauen, Luxemburg, Malta, den Niederlanden, Norwegen, Österreich, Polen, Portugal, Rumänien, Schweden, der Schweiz, der Slowakei, Slowenien, Spanien, der Tschechischen Republik, der Türkei, Ungarn, dem Vereinigten Königreich und Zypern.



EUROPÄISCHES KOMITEE FÜR NORMUNG
EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION
COMITÉ EUROPÉEN DE NORMALISATION

CEN-CENELEC Management-Zentrum: Avenue Marnix 17, B-1000 Brüssel

Inhalt

Seite

| | |
|---|-----------|
| Vorwort | 5 |
| 1 Anwendungsbereich | 7 |
| 2 Normative Verweisungen | 7 |
| 3 Nomenklatur | 7 |
| 3.1 Anwendung der Bilder | 7 |
| 3.2 Indizes und Sonderzeichen | 8 |
| 3.2.1 Indizes | 8 |
| 3.2.2 Sonderzeichen | 9 |
| 3.3 Formelzeichen | 9 |
| 3.4 Terminologie | 14 |
| 3.4.1 Flansche | 14 |
| 3.4.2 Belastungen | 14 |
| 3.4.3 Belastungszustände | 15 |
| 3.4.4 Nachgiebigkeit | 15 |
| 4 Anforderungen an die Anwendung der Berechnungsmethode | 22 |
| 4.1 Allgemeines | 22 |
| 4.2 Geometrie | 22 |
| 4.3 Werkstoffe | 23 |
| 4.4 Belastungen | 23 |
| 5 Überprüfung der Baugruppe im Hinblick auf eine festgelegte Einbau-Anziehungskraft (bzw. auf ein Einbau-Drehmoment) | 24 |
| 6 Berechnungskennwerte | 24 |
| 6.1 Allgemeines | 24 |
| 6.2 Flanschkennwerte | 24 |
| 6.2.1 Allgemeines | 24 |
| 6.2.2 Flanschring | 25 |
| 6.2.3 Angeschlossene Schale | 26 |
| 6.2.4 Elastizitätsbezogene Flanschkennwerte | 27 |
| 6.3 Schrauben- und Scheibenkennwerte | 28 |
| 6.3.1 Allgemeines | 28 |
| 6.3.2 Effektive Querschnittsfläche der Schrauben | 28 |
| 6.3.3 Axialer Elastizitätsmodul der Schrauben | 28 |
| 6.3.4 Geometrische Kennwerte für Scheiben und Kontaktflächen | 29 |
| 6.3.5 Axialer Elastizitätsmodul der Scheiben | 29 |
| 6.4 Dichtungskennwerte | 29 |
| 6.4.1 Allgemeines | 29 |
| 6.4.2 Theoretische Maße | 29 |
| 6.4.3 Effektive Maße | 30 |
| 6.4.4 Axialer Elastizitätsmodul der Dichtung | 31 |
| 6.4.5 Hebelarme | 33 |
| 7 Kräfte | 34 |
| 7.1 Allgemeines | 34 |
| 7.2 Aufgebrachte Belastungen | 34 |
| 7.2.1 Montagezustand ($I = 0$) | 34 |
| 7.2.2 Folgezustände ($I = 1, 2 \dots$) | 34 |
| 7.3 Nachgiebigkeit der Verbindung | 35 |

| | | |
|---|--|----|
| 7.4 | Erforderliche Mindestkräfte für die Dichtung | 36 |
| 7.4.1 | Montagezustand ($I = 0$) | 36 |
| 7.4.2 | Folgezustände ($I = 1, 2, \dots$) | 36 |
| 7.5 | Innere Kräfte im Montagezustand ($I = 0$) | 37 |
| 7.5.1 | Erforderliche Kräfte | 37 |
| 7.5.2 | Berücksichtigung der Streuung der Schraubenkraft bei Montage | 38 |
| 7.6 | Innere Kräfte in Folgezuständen ($I = 1, 2, \dots$) | 39 |
| 8 | Belastungsgrenzen | 40 |
| 8.1 | Allgemeines | 40 |
| 8.2 | Schrauben | 40 |
| 8.3 | Dichtung | 41 |
| 8.4 | Integrierter Flansch und Bund/Bördel | 41 |
| 8.5 | Blindflansch | 43 |
| 8.6 | Looser Flansch mit Bund/Bördel | 43 |
| Anhang A (informativ) Maße für genormte metrische Schrauben | | 44 |
| Anhang B (informativ) Anziehen der Schrauben | | 45 |
| B.1 | Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube — Richtwerte ε_{1-} und ε_{1+} für eine einzelne Schraube | 45 |
| B.2 | Streuung der Gesamt-Schraubenkraft aller Schrauben | 46 |
| B.3 | Unkontrolliertes Anziehen von Hand | 46 |
| B.4 | Montage mittels Drehmomentschlüssel | 46 |
| B.5 | Montage mittels Schraubenspannvorrichtung | 48 |
| Anhang C (informativ) Drehungen des Flansches | | 49 |
| C.1 | Allgemeines | 49 |
| C.2 | Anwendung der Flanschdrehung | 49 |
| C.3 | Berechnung der Flanschdrehung | 49 |
| Anhang D (informativ) Anwendung der Berechnungsmethode | | 51 |
| D.1 | Grundsatz der Berechnungsmethode | 51 |
| D.2 | Mechanisches Modell | 52 |
| D.3 | Erforderliche Prüfungen | 53 |
| D.4 | Berechnungsschritte | 54 |
| Anhang E (informativ) Beispiele für Reibungskoeffizienten zwischen Dichtungs- und Flanschdichtfläche | | 56 |
| Anhang F (normativ) Bestimmung von $\Delta_{eGC,I}$ auf der Grundlage eines gegebenen Kriechfaktors P_{QR} | | 57 |
| F.1 | Bestimmung der Durchbiegung während einer P_{QR} -Prüfung | 57 |
| F.2 | Bestimmung der in der Berechnung zu berücksichtigenden Durchbiegung | 58 |
| Anhang G (informativ) Dichtungskennwerte, wenn keine Leckagerate festgelegt ist | | 59 |
| Anhang H (informativ) Alternative Berechnung mit Berücksichtigung der plastischen Verformung der Dichtung in nachfolgenden Belastungszuständen (nach dem Montagezustand) | | 60 |
| H.1 | Einleitung | 60 |
| H.2 | Durchführung der Berechnung | 60 |
| H.2.1 | Allgemeine Beschreibung | 60 |
| H.2.2 | Keine zusätzliche plastische Verformung | 61 |
| H.2.3 | Zusätzliche plastische Verformung | 61 |
| H.3 | Flachdichtungen | 61 |
| H.3.1 | Flachdichtungen mit geringen oder mittleren Verformungen | 61 |
| H.3.2 | Flachdichtungen mit größeren Verformungen | 63 |
| H.4 | Metalldichtung mit gekrümmten Oberflächen (Bild 3b), c), e), f)) | 64 |
| H.5 | Metalldichtungen mit achteckigem Querschnitt (Bild 3d)) | 64 |

| | |
|---|-----------|
| Anhang I (informativ) Verfügbare, noch unvollständige Modelle zur Umrechnung der Leckagerate für unterschiedliche Bedingungen (basierend auf bestimmten Strömungsmodellen) | 65 |
| I.1 Einleitung und Warnhinweis..... | 65 |
| I.2 Grundlagen der Strömungslehre | 65 |
| I.2.1 Transportarten | 65 |
| I.2.2 Gase | 66 |
| I.2.3 Flüssigkeiten: Parallelkapillarenmodell | 67 |
| I.3 Einflussfaktoren der Leckagerate von Dichtungen und Verbindungen mit Dichtungen | 67 |
| I.3.1 Liste der ermittelten Faktoren | 67 |
| I.3.2 Grenzen und Einschränkungen der vorgeschlagenen Modelle..... | 67 |
| I.3.3 Abhängigkeit vom Druck | 68 |
| I.3.4 Abhängigkeit von der Temperatur | 69 |
| I.3.5 Abhängigkeit von der Art des Mediums | 70 |
| I.3.6 Einfluss der Dichtungsdicke | 70 |
| I.3.7 Einfluss der Dichtungsbreite | 71 |
| I.3.8 Einfluss der Dichtungsspannung | 71 |
| I.3.9 Einfluss sonstiger Faktoren | 72 |
| I.3.10 Zusammenfassung zu den Einflussfaktoren | 72 |
| I.4 Praktische Anwendung für Berechnungen nach EN 1591-1 | 72 |
| I.4.1 Allgemeines | 72 |
| I.4.2 Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „tatsächlichen“ Bedingungen anhand von „Bezugs“-Bedingungen..... | 73 |
| I.4.3 Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „Bezugs“-Bedingungen anhand von „tatsächlichen“ Bedingungen | 74 |
| Anhang ZA (informativ) Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und den grundlegenden Anforderungen der EU-Richtlinie 97/23/EG | 76 |
| Literaturhinweise | 77 |

Vorwort

Dieses Dokument (EN 1591-1:2013) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 74 „Flansche und Flanschverbindungen“ erarbeitet, dessen Sekretariat vom DIN gehalten wird.

Diese Europäische Norm muss den Status einer nationalen Norm erhalten, entweder durch Veröffentlichung eines identischen Textes oder durch Anerkennung bis Juni 2014, und etwaige entgegenstehende nationale Normen müssen bis Juni 2014 zurückgezogen werden.

Es wird auf die Möglichkeit hingewiesen, dass einige Elemente dieses Dokuments Patentrechte berühren können. CEN [und/oder CENELEC] sind nicht dafür verantwortlich, einige oder alle diesbezüglichen Patentrechte zu identifizieren.

Dieses Dokument ersetzt EN 1591-1:2001+A1:2009.

Die hauptsächlichen Änderungen im Vergleich zur vorherigen Ausgabe beinhalten:

- Korrektur der Berechnung des Belastungsgrades für Blindflansche;
- Einführung von Abstandshaltern (Scheiben);
- Änderung der Berechnung des Belastungsgrades für Schrauben;
- Einführung von auf die Schraubverbindung wirkenden Querkraften und Torsionsmomenten;
- Einführung einer alternativen (genaueren) Berechnungsmethode für die Festlegung der effektiven Dichtungsweite (informativer Anhang);
- Einführung der Möglichkeit, das Kriech-/Relaxationsverhalten der Dichtung durch zusätzliche Durchbiegung zu erfassen;
- Einführung eines informativen Anhangs hinsichtlich der Umrechnung von Leckageraten;
- Einführung der Möglichkeit, die geschraubte Flanschverbindung hinsichtlich eines festgelegten Wertes für die Einbau-Schraubkraft zu prüfen;
- Einführung einer Möglichkeit eine Berechnung durchzuführen, selbst wenn keine Dichtheitsanforderungen durch grundlegende Dichtungskennwerte festgelegt sind (Anhang G).

Dieses Dokument wurde unter einem Mandat erarbeitet, das die Europäische Kommission und die Europäische Freihandelszone dem CEN erteilt haben, und unterstützt grundlegende Anforderungen der EU-Richtlinien.

Zum Zusammenhang mit EU-Richtlinien siehe informativen Anhang ZA, der Bestandteil dieses Dokuments ist.

EN 1591 besteht aus folgenden Teilen:

- EN 1591-1, *Flansche und Flanschverbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 1: Berechnung*
- EN 1591-2, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 2: Dichtungskennwerte*
- CEN/TS 1591-3, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 3: Berechnungsmethode für Flanschverbindungen mit Dichtungen im Kraft-Nebenschluss*
- EN 1591-4, *Flansche und ihre Verbindungen — Teil 4: Qualifizierung der Befähigung von Personal zur Montage von Schraubverbindungen in druckbeaufschlagten Systemen im kritischen Einsatz*
- CEN/TR 1591-5, *Flansche und Flanschverbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 5: Berechnungsmethode für Verbindungen mit vollflächiger Dichtung*

Die Berechnungsmethode erfüllt sowohl die Kriterien der Dichtheit als auch der Festigkeit. Betrachtet wird das Verhalten des Gesamtsystems Flansche/Schrauben/Dichtung. Die berücksichtigten Kennwerte sind nicht nur grundsätzlicher Art wie:

- Druck des Mediums;
- Festigkeitswerte der Flansch-, Schrauben- und Dichtungswerkstoffe;
- Faktoren der Dichtungspressung;
- Nenn-Schraubenkraft;

sondern auch:

- mögliche Streuung durch das Schrauben-Anziehverfahren;
- Änderungen der Dichtungskraft bei Verformung aller Teile der Flanschverbindung;
- Einfluss der angeschlossenen Schale oder des angeschlossenen Rohrs;
- Einfluss äußerer Axial- und Querkräfte sowie Torsions- und Biegemomente;
- Einfluss von Temperaturdifferenzen zwischen Schrauben und Flanschring.

Die Anwendung dieser Berechnungsmethode ist vor allem nützlich für Verbindungen, bei denen die Schraubenkraft während des Anziehens gemessen wird. Je größer hier die Genauigkeit ist, desto nutzbringender ist die Anwendung der Berechnungsmethode.

Entsprechend der CEN-CENELEC-Geschäftsordnung sind die nationalen Normungsinstitute der folgenden Länder gehalten, diese Europäische Norm zu übernehmen: Belgien, Bulgarien, Dänemark, Deutschland, die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien, Estland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Kroatien, Lettland, Litauen, Luxemburg, Malta, Niederlande, Norwegen, Österreich, Polen, Portugal, Rumänien, Schweden, Schweiz, Slowakei, Slowenien, Spanien, Tschechische Republik, Türkei, Ungarn, Vereinigtes Königreich und Zypern.

1 Anwendungsbereich

Diese Europäische Norm legt eine Berechnungsmethode für Flanschverbindungen mit runden Flanschen, Schrauben und Dichtung fest. Sie hat den Zweck, die Festigkeit der Konstruktion sicherzustellen und die Dichtigkeit zu kontrollieren. Dafür werden Dichtungskennwerte angewendet, die auf Definitionen und Prüfverfahren nach EN 13555 beruhen.

Die Berechnungsmethode ist nicht anwendbar auf Flanschverbindungen mit einem metallischen Dichtflächenkontakt und auf Flanschverbindungen, deren Steifigkeit über die Dichtungsbreite stark schwankt. Bei Dichtungen in unelastischen Werkstoffen, die starke Verformungen zulassen, können die Ergebnisse nach dieser Berechnungsmethode übermäßig konservativ sein (d. h. erforderliche Schraubenkraft zu hoch, zulässiger Mediendruck zu gering, erforderliche Flanschdicke zu groß usw.).

2 Normative Verweisungen

Die folgenden Dokumente, die in diesem Dokument teilweise oder als Ganzes zitiert werden, sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

EN 13555:2004, *Flansche und ihre Verbindungen — Dichtungskennwerte und Prüfverfahren für die Anwendung der Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtungen*

3 Nomenklatur

3.1 Anwendung der Bilder

Bild 1 bis Bild 14 veranschaulichen die Nomenklatur der geometrischen Kennwerte. Sie zeigen nur das Prinzip und legen nicht die Konstruktion fest. Es sind nicht alle möglichen Flanschtypen dargestellt, für die die Berechnungsmethode gilt.

ANMERKUNG Für genormte Flanschtypen, z. B. nach EN 1092 oder EN 1759, gelten die folgenden Bilder:

| | |
|--------|-------------------|
| Typ 01 | Bild 10 |
| Typ 02 | Bild 12 |
| Typ 04 | Bild 12 |
| Typ 05 | Bild 11 |
| Typ 07 | Bild 12 |
| Typ 11 | Bild 6 |
| Typ 12 | Bild 13 |
| Typ 13 | Bild 14 |
| Typ 21 | Bild 6 bis Bild 9 |

3.2 Indizes und Sonderzeichen

3.2.1 Indizes

| | |
|-----------|--|
| <i>A</i> | zusätzlich (F_A, M_A) |
| <i>B</i> | Schraube |
| <i>C</i> | Kriechen der Dichtung (Δe_{Gc}) |
| <i>D</i> | äquivalenter Zylinder (konischer Ansatz + angeschlossene Schale) zur Berechnung der Belastungsgrenze |
| <i>E</i> | äquivalenter Zylinder (konischer Ansatz + angeschlossene Schale) zur Berechnung der Nachgiebigkeit |
| <i>F</i> | Flansch |
| <i>G</i> | Dichtung |
| <i>H</i> | Ansatz |
| <i>I</i> | Kennzahl für den Belastungszustand (mit den Werten 0, 1, 2 ...) |
| <i>L</i> | loser Flansch, quer (F_{LI}) |
| <i>M</i> | Moment |
| <i>N</i> | Mutter |
| <i>P</i> | Mediendruck |
| <i>Q</i> | resultierende axiale Kraft durch Druck |
| <i>R</i> | resultierende axiale Kraft durch äußere Kraft |
| <i>S</i> | Schale, Scherbeanspruchung |
| <i>T</i> | Schale, modifiziert |
| <i>TG</i> | Torsion (M_{TG}) |
| <i>X</i> | schwächster Flanschquerschnitt |
| <i>W</i> | Scheibe |
| Δ | Änderung oder Unterschied/Differenz |
| <i>av</i> | Mittelwert |
| <i>c</i> | berechnet |
| <i>d</i> | Auslegungswert, Berechnungswert |
| <i>e</i> | effektiv |
| <i>i</i> | Zwischenwert |

| | |
|-----------|--|
| max | Maximum, Höchstwert |
| min | Minimum, Mindestwert |
| nom | Nennwert |
| opt | optimal |
| req | erforderlich |
| s | Schaft (glatter Teil der Schraube) |
| specified | verweist auf den Fall der Berechnung, die für eine gegebene (festgelegte) Einbau-Schraubenkraft durchgeführt wurde |
| t | theoretisch, Drehmoment, Gewinde |
| 0 | Einbauzustand ($I = 0$, siehe Index I) |

3.2.2 Sonderzeichen

| | |
|--------|---|
| \sim | Zeichen, das über den Formelzeichen für die Flanschennwerte steht und sich auf den zweiten Flansch der Verbindung bezieht, der sich möglicherweise vom ersten Flansch unterscheidet |
|--------|---|

3.3 Formelzeichen

Wo Einheiten verwendet werden, sind diese in eckigen Klammern angegeben. Wo keine Einheiten verwendet werden, ist nichts angegeben.

| | |
|----------------------|---|
| A_B | effektive Gesamtquerschnittsfläche aller Schrauben [mm ²], Formel (41) |
| A_F, A_L | radiale Gesamtquerschnittsfläche des Flanschrings (einschließlich Schraubenlöcher), losen Flansches [mm ²], Formel (10), Formel (13) und Formel (16) |
| A_{Ge}, A_{Gt} | Fläche der Dichtung, effektiv, theoretisch [mm ²], Formel (56), Formel (53) |
| A_Q | effektive Fläche für die axiale Kraft des Mediendrucks [mm ²], Formel (90) |
| E_B, E_F, E_L, E_W | Elastizitätsmodul des mit dem entsprechenden Index bezeichneten Teils, bei der Temperatur des Teils [MPa] |
| E_G | Elastizitätsmodul der Dichtung für Entlastung/Wiederbelastung bei der betrachteten Temperatur unter Berücksichtigung der gepressten Einbaudicke [MPa] |
| F_A | äußere axiale Zusatzkraft [N], Zugkraft > 0, Druckkraft < 0, siehe Bild 1, Formel (92) und Formel (96) |
| F_B | Schraubenkraft (Summe aller Schrauben) [N] |
| F_G | Dichtungskraft [N] |
| $F_{G\Delta}$ | Minstdichtungskraft [N] im Montagezustand, die nach allen Lastwechseln bei Folgezuständen die erforderliche Dichtungskraft sicherstellt, Formel (105), Formel (106) |

| | |
|-----------------|--|
| F_L | aus den radialen Zusatzkräften resultierende Querkraft [N], Formel (93) und Formel (104) |
| F_Q | axiale Kraft des Mediendrucks [N], Formel (91) |
| F_R | aus den äußeren Zusatzbelastungen resultierende Kraft [N], Formel (96) |
| F_X, F_Y, F_Z | Zusatzkräfte auf der X-, Y- und Z-Achse an der Dichtungsschnittstelle [N], Formel (92) und Formel (93) |
| I | Nummer des Belastungszustands, Montagezustand: $I = 0$, Folgezustände: $I = 1, 2, 3, \dots$ |
| M_A | resultierendes äußeres Zusatzbiegemoment [$N \times mm$], Bild 1, Formel (94) und Formel (104) |
| M_t | Schrauben-Drehmoment [$N \times mm$], Formel (B.4) |
| $M_{t,B}$ | Torsionsmoment [$N \times mm$] am Schraubenschaft infolge der Montage der Schraubenverbindung mit Drehmoment M_t , Formel (B.9) |
| M_{TG} | externes Zusatztorsionsmoment infolge von Reibung, Formel (95) und Formel (104) |
| N_R | Anzahl der Montage- und Nachziehvorgänge während der Lebensdauer einer Verbindung, Formel (119), Formel (2) |
| P | Mediendruck [MPa], Innendruck > 0 , Außendruck < 0 (1 bar = 0,1 MPa), Formel (91) |
| ANMERKUNG | P entspricht in dieser Norm dem maximal zulässigen Druck PS nach der DGRL. |
| P_{QR} | Kriechfaktor als Verhältnis von Rest- und ursprünglicher Dichtungsflächenpressung unter Belastung [-] (Anhang F) |
| Q_G | mittlere effektive Druckspannung der Dichtung [MPa], $Q_G = F_G/A_{Ge}$ (57) |
| Q_A | Dichtungsflächenpressung im Montagezustand vor Entlastung, der für die Gültigkeit der entsprechenden $Q_{smin(L)}$ bei allen Folgezuständen erforderlich ist [MPa], Formel (103). Der niedrigste zulässige Wert für Q_A ist $Q_{min(L)}$ aus EN 13555. |
| $Q_{0,min}$ | erforderliche Dichtungsflächenpressung bei Montage vor der Entlastung, wenn keine spezielle Leckagerate gefordert wird [MPa], Ersatz für Q_A in Formel (103), Anhang G |
| $Q_{min(L)}$ | erforderliche Mindest-Dichtungsflächenpressung für Dichtheitsklasse L bei der Montage (auf der effektiven Dichtungsfläche) aus den Prüfergebnissen nach EN 13555 [MPa] (siehe 7.4.2, Anmerkung 1) |
| $Q_{smin(L)}$ | erforderliche Mindest-Dichtungsflächenpressung für Dichtheitsklasse L im Betriebszustand (auf der effektiven Dichtungsfläche) aus den Prüfergebnissen nach EN 13555 [MPa], Formel (104) |
| Q_{smax} | maximale Dichtungsflächenpressung, die sicher und ohne Beschädigung bei der betrachteten Temperatur auf die Dichtung aufgebracht werden kann [MPa], Formel (65), Formel (70), Formel (75) und Formel (128) |

| | |
|---------------------------|--|
| T_B, T_F, T_G, T_L, T_W | Temperatur (Mittelwert) des durch den Index bezeichneten Bauteils [°C] oder [K], Formel (97) |
| T_0 | Temperatur der Verbindung im Montagezustand [°C] oder [K] (üblicherweise +20 °C), Formel (97) |
| U^T | axiale Verschiebung infolge von Temperatureinwirkungen [mm]; ΔU^T nach Formel (97) |
| W_F, W_L, W_X | Widerstand des durch den Index bezeichneten Bauteils und/oder Querschnitts [N × mm], Formel (130), Formel (146), Formel (150), Formel (148) |
| X_B, X_G, X_W | axialer Elastizitätsmodul von Schrauben, Dichtung, Scheibe [1/mm], Formel (42), Formel (63), Formel (43), Formel (49), Formel (50) |
| Y_B, Y_G, Y_Q, Y_R | axiale Nachgiebigkeit der verschraubten Flanschverbindung, bezogen auf F_B, F_G, F_Q, F_R [mm/N], Formel (99), Formel (100), Formel (101), Formel (102) |
| Z_F, Z_L | Elastizitätsmodul der Drehung des Flansches, losen Flansches [mm ⁻³], Formel (34), Formel (38), Formel (35), Formel (39), Formel (40) |
| b_0 | Breite der Anfasung (oder Abrundung) eines losen Flansches, sodass $d_{7min} = d_6 + 2 \times b_0$ [mm], Bild 12, Formel (85) |
| b_F, b_L | effektive Breite des Flansches, losen Flansches [mm], Formel (7) bis Formel (14) |
| b_{Gi}, b_{Ge}, b_{Gt} | Interimbreite, effektive, theoretische Breite der Dichtung (radial) [mm], Formel (51), Formel (55), Formel (64), Formel (65), Formel (69), Formel (70), Formel (72), Formel (74) und Formel (75) |
| b_{KB} | Kontaktbreite Schraubenseite [mm], Formel (48) |
| b_W | Breite einer Scheibe [mm], Formel (44) |
| c_A, c_B, c_F, c_M, c_S | Korrekturfaktoren [-], Formel (123) bis Formel (127) sowie Formel (28), Formel (134), Formel (135) |
| d_0 | Innendurchmesser des Flanschrings [mm] und auch Außendurchmesser des Blindflansch-Mittelteils (mit Dicke e_0), in keinem Fall größer als der Innendurchmesser der Dichtung [mm], Bild 6 bis Bild 14 |
| d_1 | mittlerer Durchmesser des Ansatzes am dünnen Ende [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13 und Bild 14 |
| d_2 | mittlerer Durchmesser des Ansatzes am dicken Ende [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13 und Bild 14 |
| d_3, d_{3e} | tatsächlicher, effektiver Lochkreisdurchmesser [mm], Bild 6 bis Bild 14, Formel (6) |
| d_4 | Außendurchmesser des Flansches [mm], Bild 6 bis Bild 14 |
| d_5, d_{5t}, d_{5e} | Durchmesser des Schraubenlochs, Durchgang, geschlossen, effektiv [mm], Bild 6 bis Bild 14, Formel (4), Formel (5) |

| | |
|--------------------------------|--|
| d_6 | Innendurchmesser des losen Flansches [mm], Bild 12, Bild 14 |
| d_7 | Durchmesser an der Stelle der Kraftübertragung zwischen losem Flansch und Bund oder Bördel [mm], Bild 1, Formel (61) und Formel (84) bis Formel (89) |
| d_8 | Außendurchmesser von Bund oder Bördel [mm], Bild 12 |
| d_9 | Durchmesser eines mittigen Lochs in einem Blindflansch [mm], Bild 11 |
| d_{B0}, d_{Be}, d_{Bs} | Schraubendurchmesser: Nenndurchmesser, effektiver Durchmesser, Schaftdurchmesser [mm], Bild 3, Tabelle A.1 |
| d_{B2}, d_{B3} | Flankendurchmesser, kleinerer Durchmesser des Gewindes [mm], siehe Bild 3 |
| d_{B4} | maximal möglicher Außenkontaktdurchmesser zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und Flansch bzw. Scheibe [mm], Formel (47) |
| d_{Gi}, d_{Ge}, d_{Gt} | Interimdurchmesser, effektiver, theoretischer Durchmesser der Dichtung [mm], Bild 4, Formel (56), Tabelle 1 |
| d_{K1}, d_{K2} | äußerste Kontaktdurchmesser (innen, außen) [mm], Formel (46) und Formel (47) |
| d_{G0}, d_{G1}, d_{G2} | tatsächlicher Kontaktdurchmesser, theoretischer Innenkontaktdurchmesser, theoretischer Außenkontaktdurchmesser [mm], Bild 4 |
| $d_E, d_F, d_L, d_S, d_X, d_W$ | mittlerer Durchmesser des durch den Index bezeichneten Teils oder Querschnitts [mm], Bild 1 und Bild 6 bis Bild 14 |
| d_{W1}, d_{W2} | Innen-, Außendurchmesser der Scheibe [mm], Bild 1, Bild 2 |
| e_0 | Wanddicke der Mittelplatte des Blindflansches innerhalb von d_0 [mm], Bild 11 |
| e_1 | Mindestwanddicke am dünnen Ende des Ansatzes [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13, Bild 14 |
| e_2 | Wanddicke am dicken Ende des Ansatzes [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13, Bild 14 |
| e_D, e_E | Wanddicke des äquivalenten Zylinders für die Berechnung der Belastungsgrenzen, für Berechnungen der Nachgiebigkeit [mm], Formel (17) und Formel (18) |
| e_F, e_L | effektive axiale Dicke des Flansches, losen Flansches [mm], Formel (10), Formel (13) und Formel (16) |
| e_{Fb} | Dicke des Flanschrings am Durchmesser d_3 (Schraubenposition) [mm], Formel (5) |
| e_{Ft} | Dicke des Flanschrings am Durchmesser d_{Ge} (Angriffspunkt der Dichtungskraft), relevant für thermische Ausdehnung [mm], Formel (98) |
| $e_G(Q_{G0})$ | gepresste Dichtungsdicke im Einbauzustand bei Anpressdruck Q_{G0} [mm], Formel (106), Formel (121) aus den Prüfungen nach EN 13555 |
| $e_{G(A)}$ | gepresste Dichtungsdicke nach allen Situationen (einschließlich plastischer Verformung) [mm], Formel (106), Formel (121) und Anhang H |

| | |
|--------------------------------|---|
| e_{Gt} | theoretische nicht gepresste Dichtungsdicke im Einbauzustand [mm] |
| e_P, e_Q | Teildicke des Flansches mit (e_P), ohne (e_Q) radiale Druckbelastung [mm], Bild 6 bis Bild 14, sodass $e_P + e_Q = e_F$ |
| e_S | Dicke der angeschlossenen Schale [mm], Bild 6 bis Bild 10, Bild 12 bis Bild 14 |
| e_W | Dicke der Scheibe [mm], Bild 1, Bild 2 |
| e_X | Flanschdicke am schwachen Querschnitt [mm], Bild 11 |
| $f_B, f_E, f_F, f_L, f_S, f_W$ | Nenn-Berechnungsspannung [MPa] des durch den jeweiligen Index bezeichneten Teils bei Berechnungstemperatur [°C] oder [K], entsprechend der Definition und Verwendung in den Druckbehältervorschriften (siehe Formel (123), Formel (127), Formeln (130) bis (133), Formel (140), Formel (145), Formel (146), Formel (148), Formel (150), Formel (151)) |
| h_G, h_H, h_L | Hebelarme [mm], Bild 1, Formel (81) bis Formel (83) und Formel (87) bis Formel (89) |
| h_P, h_Q, h_R, h_S, h_T | Hebelarm-Korrekturen [mm], Formel (77), Formeln (79) und (80), Formeln (31) und (37), Formel (29), Formel (30) |
| j_M, j_S | Vorzeichenzahl für Moment, Scherkraft (+1 oder 1), Formel (136) und Formel (137) |
| k_Q, k_R, k_M, k_S | Korrekturfaktoren, Formel (32), Formel (33), Formel (138), Formel (139) |
| l_B, l_S | Axialmaße der Schrauben [mm], Bild 2, Formel (98) und Formel (42) |
| l_e | $l_e = l_B - l_S$ |
| l_H | Länge des Ansatzes [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13, Bild 14, Formel (17), Formel (18) |
| m | Dichtheitsfaktor für Folgezustände ($I > 0$) [–], (Anhang G) |
| n_B | Anzahl der Schrauben, Formel (3), Formel (6), Formel (41), Formel (42) |
| p_B | Abstand zwischen Schrauben [mm], Formel (3) |
| p_t | Gewindesteigung [mm], Tabelle A.1 |
| r_0, r_1 | Radien [mm], Bild 6, Bild 12 |
| r_2 | Krümmungsradius im Dichtungsquerschnitt [mm], Bild 4 |
| ΔU^T | differentielle thermische axiale Ausdehnung [mm] (Formel 97) |
| Δe_{Gc} | zusätzliche Durchbiegung der Dichtung infolge von Kriechen, definierbar aus dem Wert von P_{QR} nach dem in Anhang F erläuterten Verfahren (Formel F.3). Ist gleich 0, wenn kein Kriechen der Dichtung berücksichtigt wird, Formel (105), Formel (106), Formel (120) und Formel (121) |
| θ_F, θ_L | Drehung des Flansches, losen Flansches durch das einwirkende Moment [rad], Anhang C |

| | |
|--|---|
| ψ | Belastungsgrad des Flanschrings aufgrund von Radialkräften, Formel (140) |
| ψ_Z | spezieller Wert für ψ , Formel (130), Tabelle 2 |
| $\Phi_B, \Phi_F, \Phi_G, \Phi_L, \Phi_X$ | Belastungsgrad des durch den jeweiligen Index bezeichneten Bauteils und/oder Querschnitts, für alle Zustände zu berechnen, Formel (123), Formel (129), Formel (145), Formel (151), Formel (128), Formel (149), Formel (147) |
| $\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G, \alpha_L, \alpha_W$ | Wärmeausdehnungskoeffizient des durch den jeweiligen Index bezeichneten Teils, Mittelwertbildung aus T_0 und $T_B, T_F, T_G, T_L, T_S, T_W$ [K^{-1}], Formel (97) |
| $\beta, \gamma, \delta, \nu, \kappa, \lambda, x$ | Hilfsvariablen, Formel (19), Formeln (25) bis (27), Formel (62), Formel (132), Formel (133) |
| $\varepsilon_{1+}, \varepsilon_{1-}$ | Streuwert der Einbau-Schraubenkraft, bezogen auf eine einzelne Schraube, oberhalb des Nennwerts, unterhalb des Nennwerts, Anhang B |
| $\varepsilon_+, \varepsilon_-$ | Streuwert der gesamten Belastung aller Schrauben, oberhalb des Nennwerts, unterhalb des Nennwerts, Anhang B |
| μ | Reibungsfaktor für das Verschrauben, siehe Anhang B |
| μ_G | Reibungsfaktor zwischen Dichtung und Flanschdichtfläche, Tabelle (E.1) und Formel (104) |
| π | numerische Konstante ($\pi = 3,141593$) |
| ρ | Durchmesserverhältnis nach Formel (36) |
| φ_G | Neigungswinkel einer Dichtfläche [rad oder deg], Bild 4, Tabelle 1 |
| φ_S | Neigungswinkel einer angeschlossenen Schalenwand [rad oder deg], Bild 8, Bild 9 |

3.4 Terminologie

3.4.1 Flansche

| | |
|-----------------------|--|
| integrierter Flansch: | Flansch, der mit der Schale entweder verschweißt ist (z. B. Vorschweißflansche — siehe Bild 6 bis Bild 9, oder Überschieb-Schweißflansche mit Ansatz — siehe Bild 10 und Bild 13) oder an die Schale angegossen ist (Integralflansche, Typ 21) |
| Blindflansch: | ebene Platte, siehe Bild 11 |
| loser Flansch: | separater Flansching, der an Bund oder Bördel anliegt, siehe Bild 12 |
| Ansatz: | axiale Erweiterung des Flanschrings, verbindet üblicherweise den Flansching mit der Schale, siehe Bild 6 und Bild 7 |
| Bund oder Bördel: | Anlagefläche für losen Flansch, siehe Bild 12 |

3.4.2 Belastungen

| | |
|---------------------|--|
| äußere Belastungen: | Kräfte und/oder Momente, die durch angeschlossene Teile auf die Verbindung wirken, z. B. Masse und Wärmeausdehnung der Rohre |
|---------------------|--|

3.4.3 Belastungszustände

Belastungszustand: Zustand bei festgelegten, gleichzeitig wirkenden Belastungen, bezeichnet durch I ;

Montagezustand: Belastungszustand aufgrund des erstmaligen Anziehens der Schrauben (Einbau, Montage), bezeichnet durch $I = 0$

Folgezustand: Belastungszustand nach dem Montagezustand, z. B. Prüfzustand, Betriebszustand, Anfahr- und Abfahrzustand, bezeichnet durch $I = 1, 2, 3...$

3.4.4 Nachgiebigkeit

Nachgiebigkeit: Reziprokwert der Steifigkeit (axial): Symbol Y , [mm/N]

Elastizitätsmodul: Reziprokwert des Steifigkeitsmoduls, ohne elastische Konstanten des Werkstoffs:

— axial: Symbol X , [1/mm]

— bei Drehung: Symbol Z , [1/mm³]

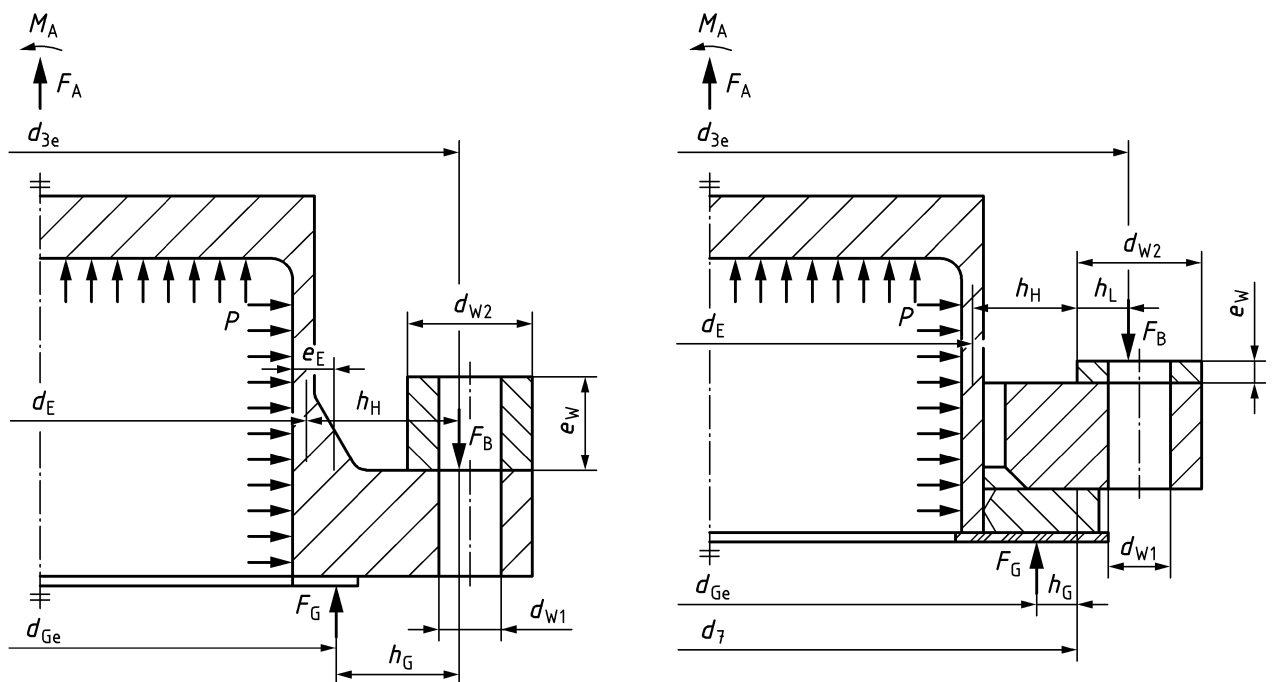


Bild 1 — Belastungen und Hebelarme

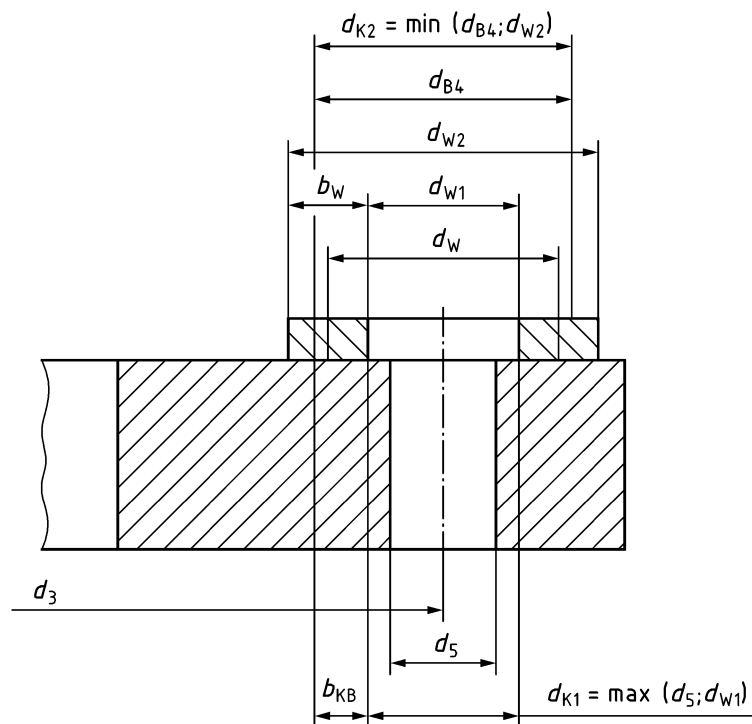
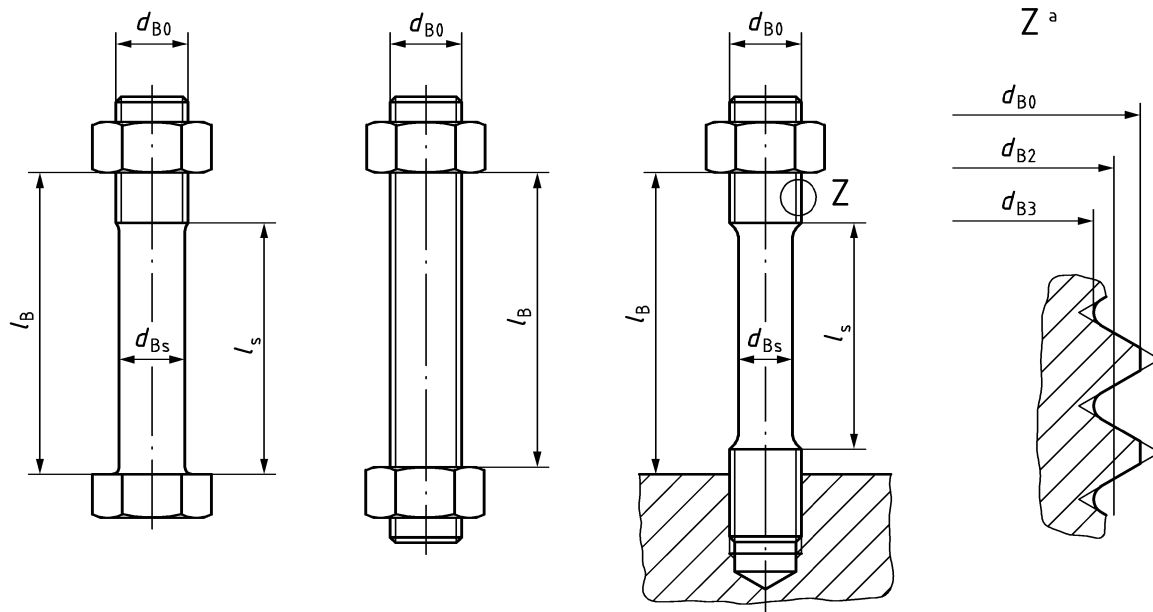


Bild 2 — Scheibe



$$l_e = l_B - l_s$$

Bild 3 — Schrauben

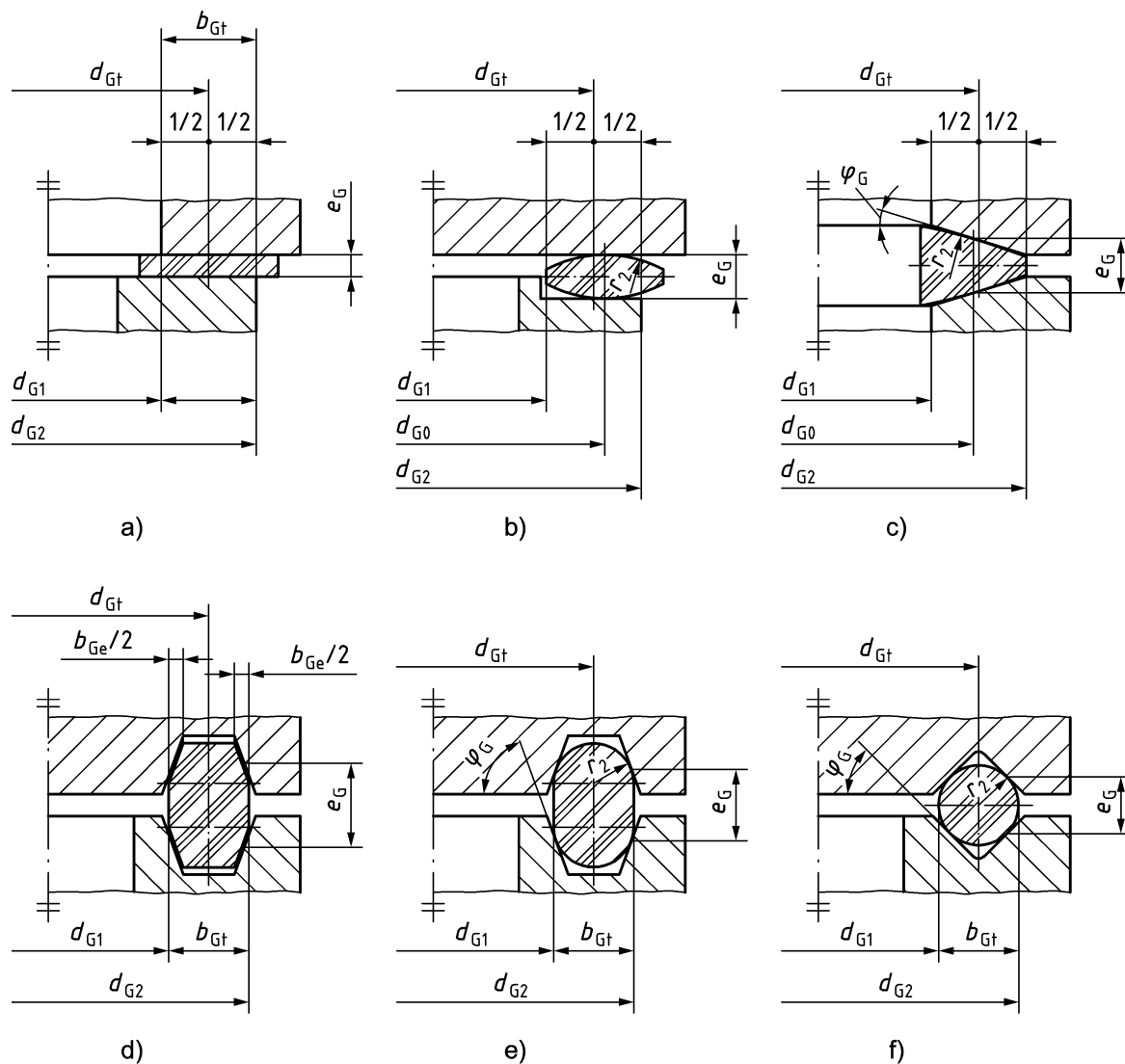
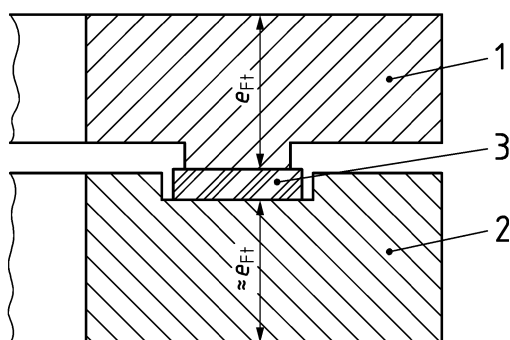


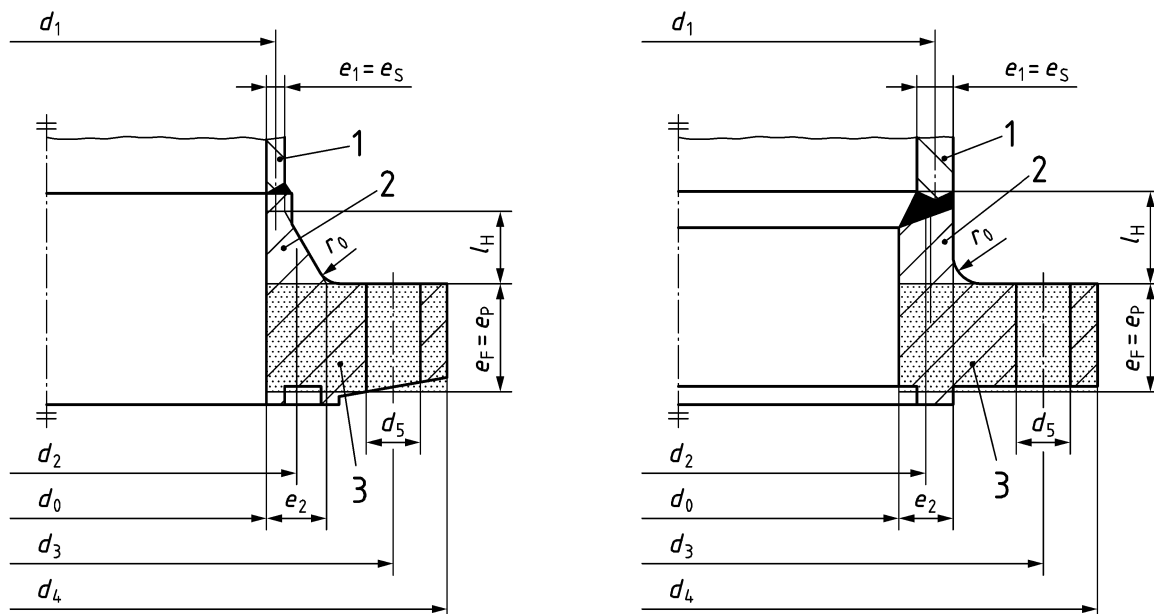
Bild 4 — Dichtungen



Legende

- 1 Flansch mit Vorsprung (Feder)
- 2 Flansch mit Rücksprung (Nut)
- 3 Dichtung

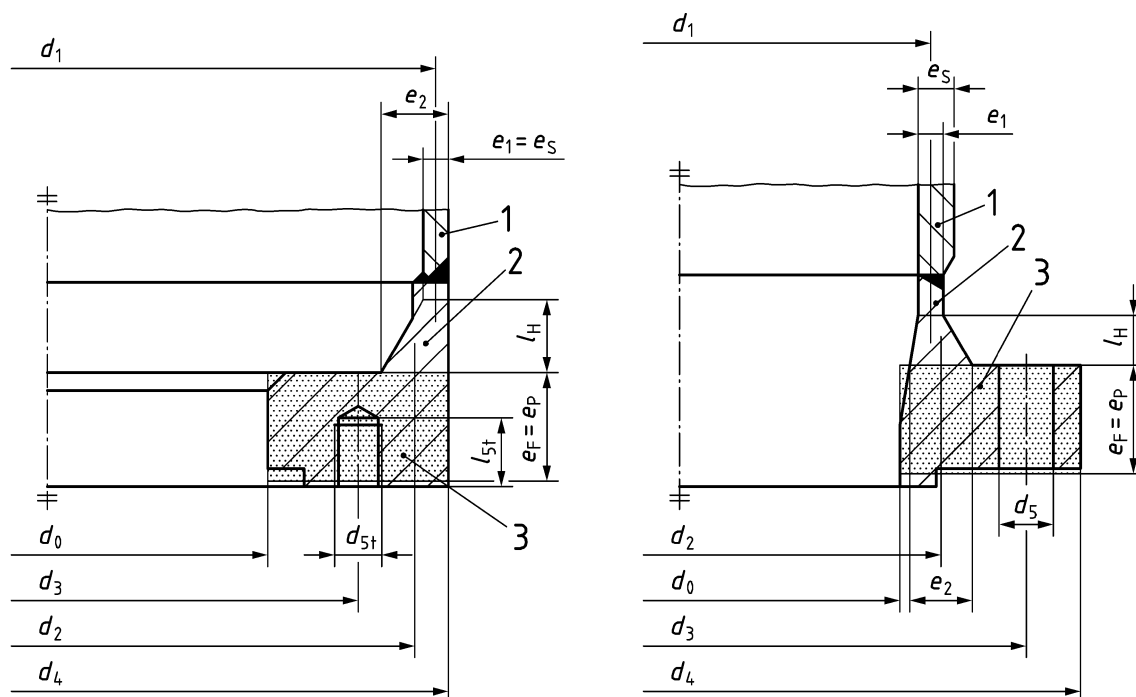
Bild 5 — Einzelheiten für Feder- und Nutdichtflächen



Legende

- 1 Schale
- 2 Ansatz
- 3 Ring

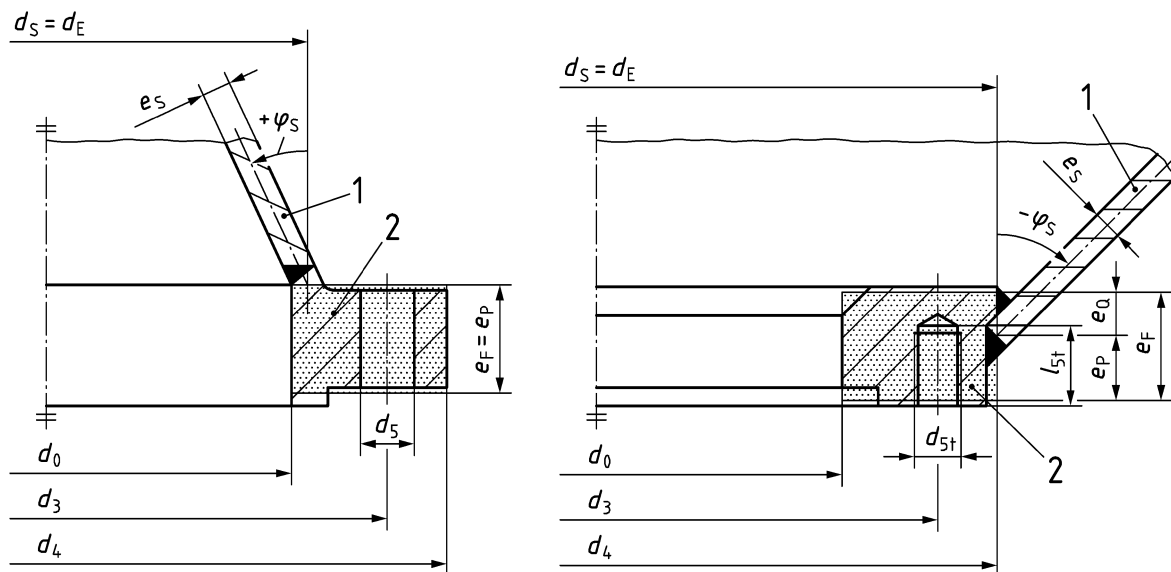
Bild 6 — Vorschweißflansche mit Zylinderschalen (Beispiel 1)



Legende

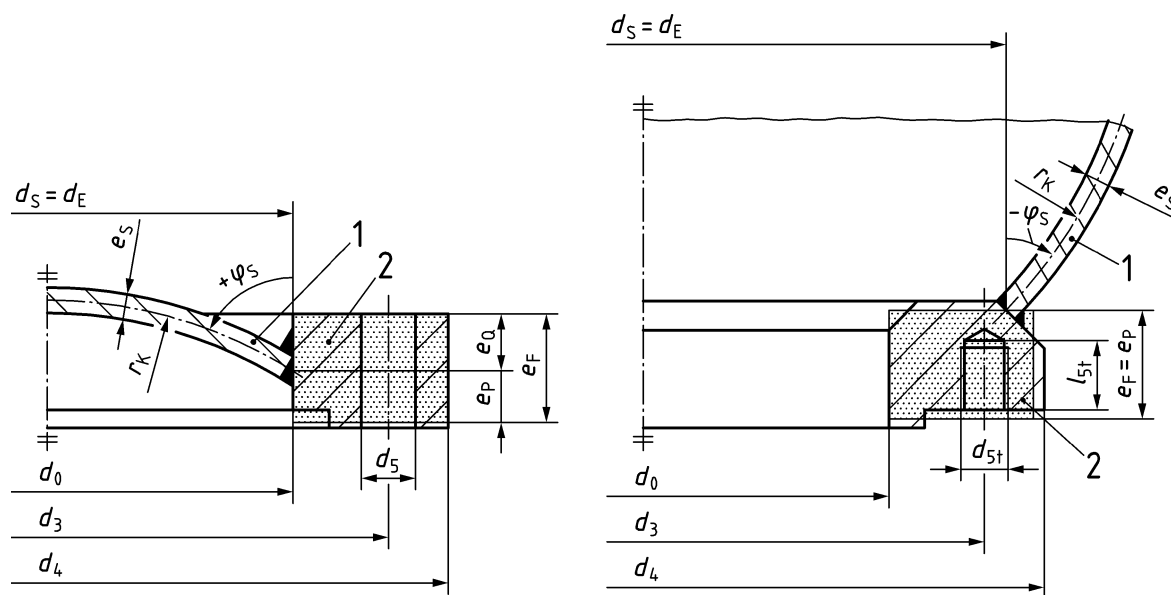
- 1 Schale
- 2 Ansatz
- 3 Ring

Bild 7 — Vorschweißflansche mit Zylinderschalen (Beispiel 2)



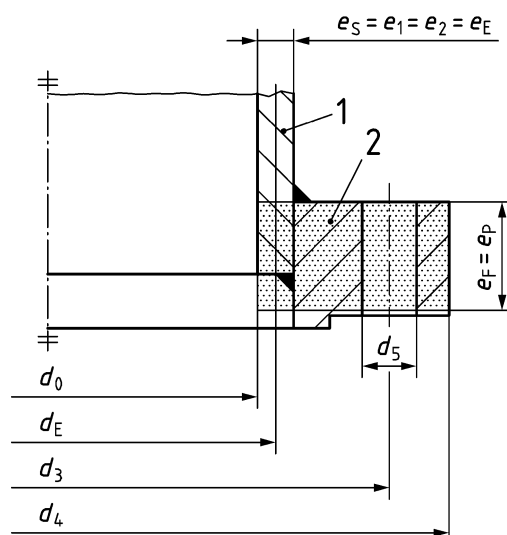
Legende
1 Schale
2 Ring

Bild 8 — An Kegelschalen angeschweißte Flansche



Legende
1 Schale
2 Ring

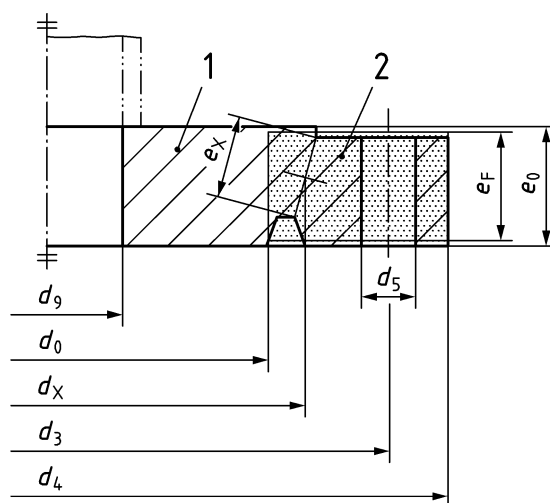
Bild 9 — An Kugelschalen angeschweißte Flansche



Legende

- 1 Schale
- 2 Ring

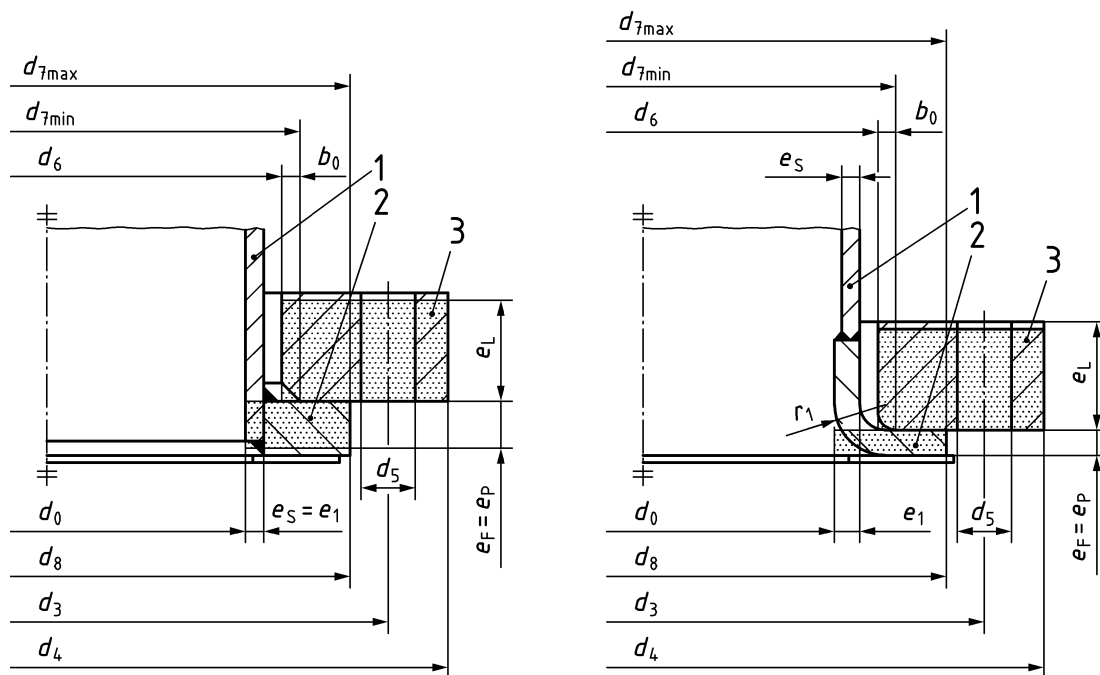
Bild 10 — Glatter Anschweißflansch



Legende

- 1 Platte
- 2 Ring

Bild 11 — Blindflansch



Legende

- 1 Schale
- 2 Bund/Bördel
- 3 loser Flansch

Bild 12 — Lose Flansche mit Bund oder Bördel

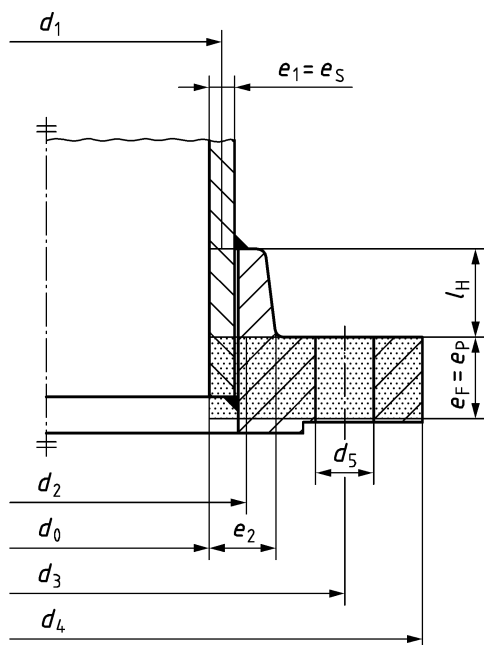


Bild 13 — Überschieb-Schweißflansch mit Ansatz

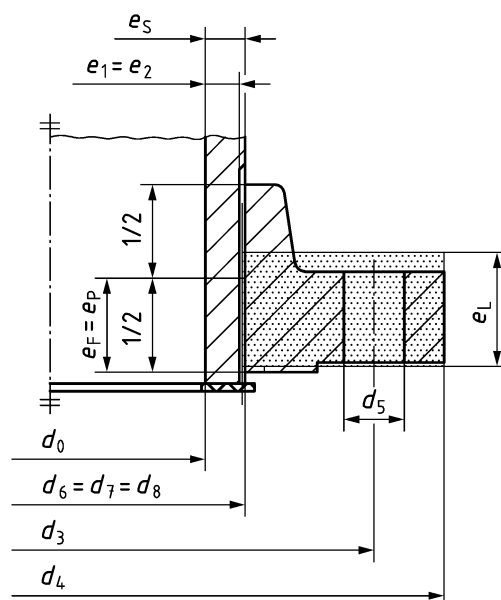


Bild 14 — Gewindeflansch mit Ansatz

4 Anforderungen an die Anwendung der Berechnungsmethode

4.1 Allgemeines

Die Berechnungsmethode bietet, sofern zulässig, eine Alternative zum Nachweis der Gültigkeit der Auslegung mit anderen Mitteln, z. B.:

- besondere Prüfung;
- bewährte Praxis;
- Verwendung genormter Flansche unter zulässigen Bedingungen.

Die Berechnungsmethode kann auch dazu genutzt werden, das Verhalten und die Zulässigkeit einer verschraubten Flanschverbindung für eine bestimmte Einbauschraubenkraft einzuschätzen (siehe Abschnitt 5).

4.2 Geometrie

Die Berechnungsmethode ist anwendbar bei Konfigurationen mit:

- a) Flanschen, deren Querschnitt angegeben oder auf die in Bild 6 bis Bild 14 dargestellten Flansche zurückzuführen ist;
- b) vier oder mehr gleichmäßig verteilten identischen Schrauben;
- c) Dichtung, deren Querschnitt und Einbaulage unter Belastung durch eine der Konstruktionen in Bild 4 und Bild 5 dargestellt werden kann;
- d) Flanschmaßen, die folgende Bedingungen erfüllen:

$$1) \quad 0,2 \leq b_F / e_F \leq 5,0; 0,2 \leq b_L / e_L \leq 5,0 ;$$

$$2) \quad \cos \varphi \geq 1 / (1 + 0,01 \frac{d_S}{e_S}).$$

ANMERKUNG 1 Zur Bedeutung der Formelzeichen siehe Abschnitt 3.

ANMERKUNG 2 Die Bedingung $b_F/e_F \leq 5,0$ muss bei Bunden oder Bördeln in Verbindung mit losen Flanschen nicht eingehalten zu werden.

Wurden die Auswirkungen von Korrosion in der Auslegung berücksichtigt, sollten diese Zuschläge bei der Berechnung der mit dem Medium in Kontakt stehenden Fläche wieder abgezogen werden. Bei Minus-toleranzen sollten andere Regelwerke berücksichtigt werden, zum Beispiel EN 13445 und EN 13480.

Die folgenden Konfigurationen liegen außerhalb des Anwendungsbereiches der Berechnungsmethode:

- Flansche mit im Wesentlichen nicht axialsymmetrischer Geometrie, z. B. geteilte lose Flansche, mit Stegen verstärkte Flansche;
- Flanschverbindungen, bei denen die Flansche direkten oder indirekten metallischen Kontakt zueinander innerhalb und/oder außerhalb der Dichtung, innerhalb und/oder außerhalb des Lochkreisdurchmessers haben.

4.3 Werkstoffe

Werte für Nenn-Berechnungsspannungen sind in dieser Berechnungsmethode nicht festgelegt. Sie sind abhängig von anderen Regelwerken, die angewendet werden; diese Werte sind z. B. in EN 13445 und EN 13480 angegeben.

Da jedoch alle wesentlichen Auslegungskennwerte in der Berechnungsmethode berücksichtigt werden, ist es möglich, durch besondere Anwendung der Nenn-Berechnungsspannungen niedrige Sicherheitsbeiwerte einzusetzen:

- im Montagezustand entsprechen die Nenn-Berechnungsspannungen den Werten für die Druckprüfung (üblicherweise größer als im Betriebszustand);
- für Schrauben werden die Nenn-Berechnungsspannungen auf der Grundlage der gleichen Regeln wie für die Flansch- und Schalenwerkstoffe berechnet, z. B. gleicher Sicherheitsbeiwert für die Streckgrenze.

4.4 Belastungen

Die Berechnungsmethode gilt für folgende Belastungsarten:

- Mediendruck: innen oder außen;
- äußere Belastungen: Axial- und Querkräfte, Torsions- und Biegemomente;
- axiale Ausdehnung von Flanschen, Schrauben und Dichtungen, vor allem infolge von Temperatureinwirkungen.

In der Berechnung sind alle Betriebszustände (Anfahren, Prüfung, Betrieb, Reinigung, Instandhaltung, Abfahren und sonstige außergewöhnliche Zustände) zu berücksichtigen, soweit sie sich auf die Konstruktion auswirken.

Berechnungen müssen mindestens für die Montagezustände, die Hauptbetriebs- und die Einbauprüfzustände durchgeführt werden. Ist die Prüfung zu keinem Zeitpunkt zu wiederholen, dürfen die Berechnungen in zwei Gruppen unterteilt werden:

- A: Montage + Betrieb;
- B: Montage + Prüfung.

Anzuwenden ist die jeweils höhere Schraubenkraft im Montagezustand.

5 Überprüfung der Baugruppe im Hinblick auf eine festgelegte Einbau-Anziehungskraft (bzw. auf ein Einbau-Drehmoment)

Einzelheiten zur Berechnungsmethode als Berechnungsprozess sind in Anhang D aufgeführt.

EN 1591-1 basiert auf dem Grundsatz, dass eine bestimmte Leckagerate zu erreichen ist. Wenn das Berechnungsziel dennoch darin besteht, die Konstruktion im Hinblick auf einen bestimmten Wert der Schrauben-Anziehungskraft bei Montage ($F_{B0,specified}$) zu überprüfen, muss die Berechnung mit der nachstehenden Formel (1) anstelle der in 6.4.3 angegebenen Formel (54) begonnen werden.

$$F_{G0} = F_{B0,specified} \times (1 - \varepsilon_-) - F_{R0} \quad (1)$$

ANMERKUNG Diese Formel umfasst den Streubereich des Schrauben-Anziehverfahrens, um die Dichtheitskriterien für den erwarteten Mindestwert der Schrauben-Anziehungskraft zu überprüfen.

Anschließend ist mit der Berechnung auf übliche Weise mit Formel (55) bis Formel (110) fortzufahren. Bei der in Formel (110) berechneten erforderlichen Einbau-Schraubenkraft sind zwei Fälle zu berücksichtigen:

- Wenn der durch Formel (110) gegebene Wert F_{G0req} höher als der durch Formel (1) gegebene Einbauwert F_{G0} ist, reicht der Wert von $F_{B0,specified}$ nicht aus, um die Dichtheitskriterien sicherzustellen. Um die Dichtheitskriterien zu erfüllen, muss der Wert von $F_{B0,specified}$ demnach erhöht werden. Anschließend ist das Berechnungsverfahren von Formel (55) bis Formel (110) erneut durchzuführen.
- Wenn der durch Formel (110) gegebene Wert F_{G0req} kleiner als der durch Formel (1) gegebene Einbauwert F_{G0} ist, reicht der Wert von $F_{B0,specified}$ aus, um die Dichtheitskriterien sicherzustellen; somit kann die Berechnung mit dem in Formel (1) berechneten Wert F_{G0} als Dichtungskraft im Montagezustand ($l = 0$) fortgesetzt werden. In diesem Fall kann die Einbau-Schraubenkraft bei Montage erheblich größer sein als erforderlich, und die Formel (119) muss durch die nachstehende Formel (2) ersetzt werden, in der die untere Grenze der aufgetragenen Einbau-Schraubenkraft in der Montagephase berücksichtigt wird.

$$F_{G0d} = \max\{F_{B0min} - F_{R0}; (2/3) \times (1 - 10/N_R) \times F_{B0max} - F_{R0}\} \quad (2)$$

6 Berechnungskennwerte

6.1 Allgemeines

Die in diesem Abschnitt festgelegten Kennwerte sind effektive Maße, Flächen und Steifigkeitswerte.

6.2 Flanschkennwerte

6.2.1 Allgemeines

Die Formeln in 6.2 sind für jeden der zwei Flansche und, sofern vorhanden, jeden Bund oder Bördel der Verbindung zu verwenden.

Die einzelnen Flanschtypen werden wie folgt behandelt:

- integrierter Flansch: Berechnung als äquivalenter Ring mit rechtwinkligem Querschnitt, Maße $b_F \times e_F$, am Durchmesser d_E Anschluss an eine äquivalente Schale mit konstanter Wanddicke e_E ;
- Blindflansch: Berechnung als äquivalenter Ring mit rechtwinkligem Querschnitt, Maße $b_F \times e_F$, am Durchmesser $d_E = d_0$ Anschluss an eine Platte mit konstanter Dicke e_0 . Diese kann in der Mitte eine Öffnung mit Durchmesser d_0 aufweisen. Schließt sich ein kleines Rohr an die Öffnung an, wird dieses nicht in der Berechnung berücksichtigt;

- loser Flansch: Berechnung als äquivalenter Ring mit rechtwinkligem Querschnitt, Maße $b_L \times e_L$, ohne Anschluss an eine Schale;
- Gewindeflansch: Berechnung wie loser Flansch mit einem Innendurchmesser, der dem Durchmesser für die Kraftübertragung entspricht, d. h. mittlerer Gewindedurchmesser;
- Bund oder Bördel: Behandlung wie integrierter Flansch.

In Bild 6 bis Bild 14 ist der äquivalente Ring schattiert dargestellt.

6.2.2 Flanschring

6.2.2.1 Schraubenlöcher

Abstand zwischen den Schrauben:

$$p_B = \pi \times d_3 / n_B \quad (3)$$

Effektiver Durchmesser des Schraubenlochs:

$$d_{5e} = d_5 \times \sqrt{\frac{d_5}{p_B}} \quad (4)$$

Der Durchmesser von Grundlöchern wird wie folgt angenommen:

$$d_5 = d_{5t} \times l_{5t} / e_{Fb} \quad (5)$$

Effektiver Lochkreisdurchmesser:

$$d_{3e} = d_3 \times \left(1 - \frac{2}{n_B^2} \right) \quad (6)$$

ANMERKUNG 1 p_B und \tilde{p}_B sind gleich, ebenso wie d_{3e} und \tilde{d}_{3e} .

ANMERKUNG 2 Formel (3) bis Formel (6) gelten nicht für Bunde oder Bördel.

6.2.2.2 Effektive Maße des Flanschrings

Die nachfolgend verwendete effektive Dicke e_F bzw. e_L ist die mittlere Dicke des Flanschrings. Sie kann durch Division der Querschnittsfläche des Rings A_F bzw. A_L (einschließlich Schraubenlöchern) durch die tatsächliche radiale Breite dieses Querschnitts berechnet werden.

Da Flansche eine Vielzahl von Querschnittsgeometrien aufweisen können, werden keine Formeln für die Berechnung von A_F bzw. A_L für spezifische Flanschtypen angegeben.

Integrierter Flansch und Blindflansch (siehe Bild 6 bis Bild 11)

$$b_F = (d_4 - d_0) / 2 - d_{5e} \quad (7)$$

$$b_L = d_L = e_L = 0 \quad (8)$$

$$d_F = (d_4 + d_0) / 2 \quad (9)$$

$$e_F = 2 \times A_F / (d_4 - d_0) \quad (10)$$

Looser Flansch mit Bund oder Bördel (siehe Bild 12)

Für Bund oder Bördel:

$$b_F = (d_8 - d_0) / 2 \quad (11)$$

$$d_F = (d_8 + d_0) / 2 \quad (12)$$

$$e_F = 2 \times A_F / (d_8 - d_0) \quad (13)$$

Für Flansch:

$$b_L = (d_4 - d_6) / 2 - d_{5e} \quad (14)$$

$$d_L = (d_4 + d_6) / 2 \quad (15)$$

$$e_L = 2 \times A_L / (d_4 - d_6) \quad (16)$$

6.2.3 Angeschlossene Schale

6.2.3.1 Flansch mit konischem Ansatz

Eine Zylinderschale (konstante Wanddicke e_S , mittlerer Durchmesser d_S) mit angeschlossenem konischem Ansatz wird wie eine äquivalente Zylinderschale mit effektiver Wanddicke e_E und effektivem mittlerem Durchmesser d_E behandelt:

$$e_E = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \times l_H}{(\beta/3) \times \sqrt{d_1 \times e_1} + l_H} \right\} \quad (17)$$

$$e_D = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \times l_H}{\sqrt[4]{(\beta/3)^4 \times (d_1 \times e_1)^2 + l_H^4}} \right\} \quad (18)$$

$$\beta = \frac{e_2}{e_1} \quad (19)$$

$$d_E = \{ \min(d_1 - e_1 + e_E; d_2 + e_2 - e_E) + \max(d_1 + e_1 - e_E; d_2 - e_2 + e_E) \} / 2 \quad (20)$$

6.2.3.2 Flansch ohne Ansatz

Bei einer direkt an einen Flanschring angeschlossenen Schale (zylindrisch, konisch oder kugelförmig, konstante Wanddicke e_S , Winkel j_S und Durchmesser d_S an der Verbindungsstelle zum Flansch) gilt für die effektiven Maße:

$$e_E = e_S \quad (21)$$

$$d_E = d_S \quad (22)$$

Formel (21) und Formel (22) gelten nicht für den Fall eines Blindflansches mit mittig angeschlossenem kleinem Rohr. Hierfür gilt 6.2.3.3.

6.2.3.3 Blindflansch

Bei einem Blindflansch sind folgende effektive Maße anzuwenden:

$$e_E = 0 \quad (23)$$

$$d_E = d_0 \quad (24)$$

Formel (23) und Formel (24) gelten unabhängig von der Konstruktion des Blindflansches (ohne Öffnung, mit Öffnung mit oder ohne angeschlossenes kleines Rohr).

6.2.3.4 Bund/Bördel

Anzuwenden sind die Formeln aus 6.2.3.1 oder 6.2.3.2, abhängig davon, ob der Bund/Bördel einen Ansatz hat.

6.2.4 Elastizitätsbezogene FlanschKennwerte

6.2.4.1 Integrierter Flansch und Bund/Bördel

$$\gamma = e_E \times d_F / (b_F \times d_E \times \cos \varphi_S) \quad (25)$$

$$\vartheta = 0,55 \times \cos \varphi_S \times \frac{\sqrt{d_E \times e_E}}{e_F} \quad (26)$$

$$\lambda = 1 - e_P / e_F = e_Q / e_F \quad (27)$$

ANMERKUNG e_P und e_Q sind in Bild 4 bis Bild 12 definiert (wenn $e_P = e_F$, dann $e_Q = 0$).

$$c_F = (1 + \gamma \times \vartheta) / \left\{ 1 + \gamma \times \vartheta \times \left[4 \times \left(1 - 3 \times \lambda + 3 \times \lambda^2 \right) + 6 \times (1 - 2 \times \lambda) \times \vartheta + 6 \times \vartheta^2 \right] + 3 \times \gamma^2 \times \vartheta^4 \right\} \quad (28)$$

$$h_S = 1,1 \times e_F \times \sqrt{e_E / d_E} \times (1 - 2 \times \lambda + \vartheta) / (1 + \gamma \times \vartheta) \quad (29)$$

$$h_T = e_F \times \left(1 - 2 \times \lambda - \gamma \times \vartheta^2 \right) / (1 + \gamma \times \vartheta) \quad (30)$$

$$h_R = h_S \times k_R - h_T \times 0,5 \tan \varphi_S \quad (31)$$

$$k_Q = \begin{cases} +0,85/\cos\varphi_S & \text{bei Kegel- oder Zylinderschale} \\ +0,35/\cos\varphi_S & \text{bei Kugelschale} \end{cases} \quad (32)$$

$$k_R = \begin{cases} -0,15/\cos\varphi_S & \text{bei Kegel- oder Zylinderschale} \\ -0,65/\cos\varphi_S & \text{bei Kugelschale} \end{cases} \quad (33)$$

$$Z_F = 3 \times d_F \times c_F / \left(\pi \times b_F \times e_F^3 \right) \quad (34)$$

$$Z_L = 0 \quad (35)$$

6.2.4.2 Blindflansch

Durchmesser Verhältnis:

$$\rho = d_g / d_E \quad (36)$$

ANMERKUNG Erinnerung: Für einen Blindflansch gilt $d_E = d_0$ (nach Formel (24)).

$$h_R = (d_E / 4) \times (1 - \rho^2) \times (0,7 + 3,3\rho^2) / \left[(0,7 + 1,3\rho^2) \times (1 + \rho^2) \right] \quad (37)$$

$$Z_F = 3d_F / \left\{ \pi \times \left[b_F \times e_F^3 + d_F \times e_0^3 \times (1 - \rho^2) \right] / (1,4 + 2,6 \times \rho^2) \right\} \quad (38)$$

$$Z_L = 0 \quad (39)$$

6.2.4.3 Loser Flansch mit Bund oder Bördel

Für den Bund oder Bördel sind Formel (25) bis Formel (35) anzuwenden; für den losen Flansch gilt die folgende Formel:

$$Z_L = 3 \times d_L / (\pi \times b_L \times e_L^3) \quad (40)$$

6.3 Schrauben- und Scheibenkennwerte

6.3.1 Allgemeines

Die Schraubenmaße sind in Bild 2 dargestellt. Anhang B enthält Durchmesser für die genormten metrischen Schrauben.

6.3.2 Effektive Querschnittsfläche der Schrauben

$$A_B = \{ \min(d_{Be}; d_{Bs}) \}^2 \times n_B \times \pi / 4 \quad (41)$$

6.3.3 Axialer Elastizitätsmodul der Schrauben

$$X_B = \left(l_S / d_{Bs}^2 + l_e / d_{Be}^2 + 0,8 / d_{B0} \right) \times 4 / (n_B \times \pi) \quad (42)$$

Die Dicke von möglicherweise in der Verbindung eingesetzten Scheiben ist bei den Längen l_s und l_e zu berücksichtigen.

6.3.4 Geometrische Kennwerte für Scheiben und Kontaktflächen

ANMERKUNG Die für Scheiben angegebenen Formeln gelten auch für Dehnungshülsen.

6.3.4.1 Keine Scheiben vorhanden

Sind keine Scheiben vorhanden, gilt:

$$X_W = \tilde{X}_W = 0 \quad (43)$$

Formel (44) bis Formel (50) sind in diesem Fall außer Acht zu lassen.

6.3.4.2 Scheiben vorhanden

$$b_W = (d_{W2} - d_{W1}) / 2 \quad (44)$$

$$d_W = (d_{W2} + d_{W1}) / 2 \quad (45)$$

$$d_{K1} = \max(d_5; d_{W1}) \quad (46)$$

$$d_{K2} = \min(d_{B4}; d_{W2}) \quad (47)$$

$$b_{KB} = (d_{K2} - d_{W1}) / 2 \quad (48)$$

ANMERKUNG 1 Diese Formeln gelten auch für die Scheibe von Flansch Nummer zwei.

ANMERKUNG 2 Im üblichen Fall gilt $d_{K1} = d_5$ und $d_{K2} = d_{B4}$.

6.3.5 Axialer Elastizitätsmodul der Scheiben

$$X_W = \frac{e_W}{n_B \times \pi \times d_W \times b_W} \cdot \frac{2 \times b_W / (b_W + b_{KB}) + e_W / (b_W - b_{KB})}{1 + e_W / (b_W - b_{KB})} \quad (49)$$

$$\tilde{X}_W = \frac{\tilde{e}_W}{n_B \times \pi \times \tilde{d}_W \times \tilde{b}_W} \cdot \frac{2 \times \tilde{b}_W / (\tilde{b}_W + \tilde{b}_{KB}) + \tilde{e}_W / (\tilde{b}_W - \tilde{b}_{KB})}{1 + \tilde{e}_W / (\tilde{b}_W - \tilde{b}_{KB})} \quad (50)$$

ANMERKUNG X_W schließt einen geschätzten Korrekturfaktor für unterschiedliche axiale Spannungen in unterschiedlichen Querschnitten ein.

6.4 Dichtungskennwerte

6.4.1 Allgemeines

Die Notation der Maße von Dichtungen ist in Bild 4 angegeben.

6.4.2 Theoretische Maße

$$b_{Gt} = (d_{G2} - d_{G1}) / 2 \quad (51)$$

$$d_{Gt} = (d_{G2} + d_{G1}) / 2 \quad (52)$$

$$A_{Gt} = \pi \times d_{Gt} \times b_{Gt} \quad (53)$$

ANMERKUNG Die theoretische Dichtungsbreite b_{Gt} ist der Höchstwert, der sich aus einem sehr großen Wert F_G ergeben kann.

6.4.3 Effektive Maße

Die effektive Dichtungsbreite b_{Ge} ist bei vielen Dichtungsarten abhängig von der Dichtungskraft F_G , die auf die Dichtung wirkt. Der Wert b_{Ge} wird iterativ für den Montagezustand mit $F_G = F_{G0}$ bestimmt und für Folgezustände als unverändert angenommen.

ANMERKUNG 1 Bei einer Flachdichtung ist die effektive Dichtungsbreite gleich dem zweifachen Abstand zwischen dem Außendurchmesser der Dichtfläche und dem Angriffspunkt der Rückstellkraft der Dichtung (d. h. die Resultierende der Druckspannung über der Dichtungsbreite).

Der in dieser Berechnung verwendete Wert F_{G0} ist die Mindestkraft, die im Montagezustand erreicht werden muss, um das Dichtheitskriterium nach 7.4 zu erfüllen.

Diese Mindestkraft ist zu Beginn der Berechnung nicht bekannt. Sie wird durch iterative Berechnungsschritte erzielt, die wie folgt beginnen und mit 7.6, Formel (122) enden.

Zu Beginn der Berechnung darf für F_{G0} ein willkürlich gewählter Wert eingesetzt werden. Es wird allerdings empfohlen, einen realistischen Wert zu verwenden. Wird die Berechnung mit einer festgelegten Einbau-Schraubenkraft durchgeführt, ist dieser Einbauwert durch die Formel (1) in Abschnitt 5 gegeben. Andernfalls wird der Wert aus der nachstehenden Formel (54) empfohlen.

$$F_{G0} \leq A_B \times f_{B0} / 3 - F_{R0} \quad (54)$$

wobei F_{R0} durch 7.2 gegeben ist.

Die Interim-Dichtungsbreite b_{Gi} ist nach den Formeln in Tabelle 1 zu ermitteln, ausgehend von der ersten Näherung, die in dieser Tabelle angegeben ist.

Effektive Dichtungsbreite:

$$b_{Ge} = \min\{b_{Gi}; b_{Gt}\} \quad (55)$$

Effektiver Dichtungsdurchmesser:

Der effektive Dichtungsdurchmesser d_{Ge} ist der Durchmesser, auf den die Dichtungskraft wirkt. Er wird nach Tabelle 1 ermittelt.

ANMERKUNG 2 Bei Flachdichtungen variiert d_{Ge} in Abhängigkeit von b_{Ge} . In diesem Fall beträgt b_{Ge} das Zweifache des Abstands zwischen dem Außenkontaktdurchmesser der Dichtung und dem effektiven Dichtungsdurchmesser.

Effektive Dichtungsfläche:

$$A_{Ge} = \pi \times d_{Ge} \times b_{Ge} \quad (56)$$

ANMERKUNG 3 Hierbei wird nicht berücksichtigt, wie sich in Folgezuständen ein Anstieg der Dichtungsspannung über den Wert im Montagezustand hinaus auf die Dicke der Dichtung auswirkt. Die Änderung der Dichtungsdicke gilt in einem derartigen Fall als vernachlässigbar. Wenn dieser Effekt berücksichtigt werden muss, kann die in Anhang H angegebene alternative Berechnungsmethode angewendet werden.

Einbauspannung der Dichtung im Montagezustand und die damit verbundene Bestimmung der Dicke:

$$Q_{G0} = F_{G0} / A_{Ge} \quad (57)$$

$$E_{G0} = E_G(Q_{G0}) \quad (58)$$

Hebelarm:

$$h_{G0} = (d_{3e} - d_{Ge}) / 2 \text{ bei integriertem Flansch oder Blindflansch} \quad (59)$$

$$h_{G0} = (d_{70} - d_{Ge}) / 2 \text{ bei losem Flansch und Bund oder Bördel} \quad (60)$$

$$d_{70} = \min \left\{ \max \left\{ d_{7\min}; (d_{Ge} + x \times d_{3e}) / (1 + x) \right\}; d_{7\max} \right\} \quad (61)$$

$$\chi = (Z_L \times E_{F0}) / (Z_F \times E_{L0}) \quad (62)$$

ANMERKUNG 4 Formel (61) und Formel (62) gelten nur für lose Flansche mit Bund oder Bördel.

Formel (55) bis Formel (62) werden so lange iterativ ausgewertet, bis der Wert b_{Ge} innerhalb der erforderlichen Genauigkeit konstant bleibt.

Eine Genauigkeit von 5 % ist ausreichend. Um ein vom Anwender nahezu unabhängiges Ergebnis zu erreichen, wird jedoch eine Genauigkeit von 0,1 % empfohlen.

6.4.4 Axialer Elastizitätsmodul der Dichtung

$$X_G = (e_G(Q_{G0}) / A_{Gt}) \times (b_{Gt} + e_G(Q_{G0}) / 2) / (b_{Ge} + e_G(Q_{G0}) / 2) \quad (63)$$

Der Wert der gepressten Dichtungsdicke bei Montage, $e_G(Q_{G0})$, für die jeweilige Dichtungsspannung Q_{G0} ist aus einer Dichtungspressungskurve zu bestimmen, die sich aus der Prüfung nach EN 13555 ergibt.

Tabelle 1 — Effektive Dichtungsgeometrie

| Typ | Dichtungsform | Formeln |
|-----|---|---|
| 1 | Flachdichtungen, Weichstoff, Verbundstoffe oder reine metallische Werkstoffe, siehe Bild 3a) | <p>Erste Näherung:</p> $b_{Gi} = b_{Gt} \quad (64)$ <p>Genauer:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{e_G(Q_{G0})/(\pi \times d_{Ge} \times E_{Gm})}{h_{G0} \times Z_F / E_{F0} + \tilde{h}_{G0} \times \tilde{Z}_F / \tilde{E}_{F0}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{smax}} \right]^2} \quad (65)$ <p>Bei flachen, metallischen Ringdichtungen mit rechteckigem Querschnitt:</p> $E_{Gm} = E_{G0} \quad (66)$ <p>Bei nicht-metallischen Flachdichtungen:</p> $E_{Gm} = 0,5 \times E_{G0} \quad (67)$ <p>Immer:</p> $d_{Ge} = d_{G2} - b_{Ge} \quad (68)$ <p>Q_{smax} bezieht sich hier auf die Temperatur während der Montage.</p> <p>ANMERKUNG Eine alternative (genauere und komplexere) Berechnungsmethode für b_{Gi} ist in Anhang H angegeben.</p> |
| 2 | Metалldichtungen mit gekrümmten Oberflächen, einfache Berührung, siehe Bild 3b) und Bild 3c) | <p>Erste Näherung:</p> $b_{Gi} = \sqrt{6 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{smax} / E_{G0}} \quad (69)$ <p>Genauer:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{6 r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times E_{G0}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{smax}} \right]^2} \quad (70)$ <p>Immer:</p> $d_{Ge} = d_{G0} \quad (71)$ |
| 3 | RTJ-Metall-dichtung, achteckig, siehe Bild 3d) | <p>Immer:</p> $b_{Gi} = \text{Länge } b_{Ge} \text{ nach Bild 3d)} \quad (72)$ <p>(Projektion der Berührungslinie in Axialrichtung)</p> $d_{Ge} = d_{Gt} \quad (73)$ |
| 4 | Metалldichtungen mit ovalem oder kreisförmigem Querschnitt, doppelte Berührung, siehe Bild 3e) und Bild 3f) | <p>Erste Näherung:</p> $b_{Gi} = \sqrt{12 r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{smax} / E_{G0}} \quad (74)$ <p>Genauer:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{12 r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times E_{G0}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{smax}} \right]^2} \quad (75)$ <p>Immer:</p> $d_{Ge} = d_{Gt} \quad (76)$ |

6.4.5 Hebelarme

6.4.5.1 Alle Flansche

$$h_P = \left[(d_{Ge} - d_E)^2 \times (2d_{Ge} + d_E) / 6 + 2e_P^2 \times d_F \right] / d_{Ge}^2 \quad (77)$$

Blindflansche:

$$e_P = 0 \quad (78)$$

6.4.5.2 Integrierte Flansche und Bund/Bördel

$$h_Q = \left\{ h_S \times k_Q + h_T \times \left(2d_F \times e_P / d_E^2 - 0,5 \tan \varphi_S \right) \right\} \times (d_E / d_{Ge})^2 \quad (79)$$

6.4.5.3 Blindflansche

$$h_Q = (d_E / 8) \times (1 - \rho^2) \times (0,7 + 3,3\rho^2) / (0,7 + 1,3\rho^2) \times (d_E / d_{Ge})^2 \quad (80)$$

6.4.5.4 Integrierte Flansche und Blindflansche

$$h_G = (d_{3e} - d_{Ge}) / 2 \quad (81)$$

$$h_H = (d_{3e} - d_E) / 2 \quad (82)$$

$$h_L = 0 \quad (83)$$

ANMERKUNG Diese Formeln gelten nicht für Bund bzw. Bördel.

6.4.5.5 Lose Flansche mit Bund/Bördel

$$d_{7min} \leq d_7 \leq d_{7max} \quad (84)$$

$$d_{7min} = d_6 + 2 \times b_0 \quad (85)$$

$$d_{7max} = d_8 \quad (86)$$

$$h_G = (d_7 - d_{Ge}) / 2 \quad (87)$$

$$h_H = (d_7 - d_E) / 2 \quad (88)$$

$$h_L = (d_{3e} - d_7) / 2 \quad (89)$$

Da der Wert für d_7 im Voraus nicht bekannt ist, kann folgende Hypothese aufgestellt werden:

- Für die Berechnungen der Nachgiebigkeit (d. h. bis zum Ende von Abschnitt 7) ist für d_7 der durch Formel (61) gegebene Wert d_{70} einzusetzen.

ANMERKUNG Daraus folgt, dass h_G , h_H und h_L mit jeder zur Berechnung von b_{Ge} und d_{Ge} erforderlichen Iteration (siehe 6.4.3) variieren können.

- Für die Berechnung von Belastungsgraden (Abschnitt 8) kann der günstigste Wert zwischen d_{7min} und d_{7max} angewendet werden, siehe 8.6.

7 Kräfte

7.1 Allgemeines

Unterschiedliche Belastungszustände werden durch den entsprechenden Wert „ I “ angegeben. Der Fall $I = 0$ gibt den Montagezustand an; höhere Werte ($I = 1, 2, \dots$) sind verschiedene Prüfzustände, Betriebszustände usw. Die Anzahl der Belastungszustände hängt von der Anwendung ab. Alle möglicherweise kritischen Belastungszustände müssen berechnet werden.

7.2 Aufgebrachte Belastungen

7.2.1 Montagezustand ($I = 0$)

Der Mediendruck (innen oder außen) ist null: $P_0 = 0$.

Äußere Biegemomente und axiale Kräfte ergeben zusammen eine resultierende Kraft F_{R0} , wie in Formel (96) (Belastungsfall $I = 0$) angegeben, während Querkräfte und Torsionsmomente im Montagezustand null sind.

Alle Temperaturen entsprechen dem einheitlichen Einbauwert T_0 .

7.2.2 Folgezustände ($I = 1, 2, \dots$)

7.2.2.1 Mediendruck

$$A_Q = \frac{\pi \times d_{Ge}^2}{4} \quad (90)$$

ANMERKUNG d_{Ge} ist der Angriffspunkt der Kräfte auf die Dichtung und nicht die Stelle, an der Dichtheit erreicht wird. Dies ist konservativ, die Belastung aus dem Mediendruck wird hierbei für große Dichtungsbreiten zu hoch geschätzt.

$$\left. \begin{array}{l} \text{innerer Mediendruck} \\ \text{druckloser Zustand} \\ \text{äußerer Mediendruck} \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_I > 0 \\ P_I = 0 \\ P_I < 0 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} P_I > 0 \\ P_I = 0 \\ P_I < 0 \end{array}} \right\} F_{QI} = A_Q \times P_I \quad (91)$$

7.2.2.2 Äußere Zusatzkräfte

Die Verbindung kann sechs Komponenten der äußeren Kraft ausgesetzt werden: F_{XI} , F_{YI} , F_{ZI} , M_{XI} , M_{YI} , M_{ZI} . Die Drehachse der Baugruppe ist die Z-Achse; somit ergibt sich:

$$\text{axiale Kraft:} \quad F_{AI} = F_{ZI} \quad (92)$$

$$\text{resultierende Querkraft:} \quad F_{LI} = \sqrt{F_{XI}^2 + F_{YI}^2} \quad (93)$$

$$\text{resultierendes Biegemoment:} \quad M_{AI} = \sqrt{M_{XI}^2 + M_{YI}^2} \quad (94)$$

$$\text{Torsionsmoment (durch Reibung):} \quad M_{TGI} = M_{ZI} \quad (95)$$

Die äußeren Zusatzlasten ergeben zusammen die folgende resultierende Kraft F_{RI} :

$$\left. \begin{array}{l} \text{axiale Zugkraft} \\ \text{axiale Druckkraft} \end{array} \right\} \begin{array}{l} F_{AI} > 0 \\ F_{AI} < 0 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} F_{AI} > 0 \\ F_{AI} < 0 \end{array}} \right\} F_{RI} = F_{AI} \pm (4 / d_{3e}) \times M_{AI} \quad (96)$$

In Formel (96) ist das Vorzeichen für die ungünstigere Bedingung zu wählen.

ANMERKUNG Liegen äußere Biegemomente, M_A , vor, ist die ungünstigste Bedingung möglicherweise schwer abzuschätzen, da:

- auf der Verbindungsseite, auf der das Moment eine zusätzliche Zugkraft aufbringt (Vorzeichen „+“ in Formel (96)), Belastungsgrenzen der Flansche oder Schrauben sowie die Mindestdruckspannung der Dichtung herrschen können;
- auf der Verbindungsseite, auf der das Moment eine zusätzliche Druckkraft aufbringt (Vorzeichen „-“ in Formel (96)), die Belastungsgrenze der Dichtung entscheidend sein kann.

Daher wird als gute Praxis empfohlen, in jedem Fall zwei Belastungszustände (einen für jedes Vorzeichen in Formel (96)) mit unterschiedlichen Werten für I zu berücksichtigen, sobald ein äußeres Moment aufgebracht wird.

7.2.2.3 Temperaturbelastungen

Die axiale Temperaturdehnung gegenüber dem Montagezustand (homogene Temperatur T_0) wird nach der folgenden Formel berechnet:

$$\Delta U^T_I = l_B \times a_{BI} \times (T_{BI} - T_0) - e_{Ft} \times a_{FI} \times (T_{FI} - T_0) - e_L \times a_{LI} \times (T_{LI} - T_0) - e_W \times a_{WI} \times (T_{WI} - T_0) - e_{G(Q0)} \times a_{GI} \times (T_{GI} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \times \tilde{a}_{FI} \times (\tilde{T}_{Ft} - T_0) - \tilde{e}_L \times \tilde{a}_{LI} \times (\tilde{T}_{LI} - T_0) - \tilde{e}_W \times \tilde{a}_{WI} \times (\tilde{T}_{WI} - T_0) \quad (97)$$

Dabei gilt:

$$e_{Ft} + \tilde{e}_{Ft} + e_L + \tilde{e}_L + e_{Gt} + e_W + \tilde{e}_W = l_B \quad (98)$$

7.3 Nachgiebigkeit der Verbindung

Hebelarme werden nach 6.4.5 berechnet. Für lose Flansche sind die Annahmen nach Formel (61) und Formel (62) anzuwenden.

Die nachstehenden Formeln gelten für alle Belastungszustände ($I = 0, 1, 2, \dots$) mit $Q_{G0} = F_{G0}/A_{Ge}$ für die Bestimmung von E_{Gi} .

$$Y_{BI} = Z_L \times h_L^2 / E_{LI} + \tilde{Z}_L \times \tilde{h}_L^2 / \tilde{E}_{LI} + X_B / E_{BI} + X_W / E_{WI} + \tilde{X}_W / \tilde{E}_{WI} \quad (99)$$

$$Y_{GI} = Z_F \times h_G^2 / E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G^2 / \tilde{E}_{FI} + Y_{BI} + X_G / E_{GI} \quad (100)$$

$$Y_{QI} = Z_F \times h_G \times (h_H - h_P + h_Q) / E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G \times (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q) / \tilde{E}_{FI} + Y_{BI} \quad (101)$$

$$Y_{RI} = Z_F \times h_G \times (h_H + h_R) / E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G \times (\tilde{h}_H + \tilde{h}_R) / \tilde{E}_{FI} + Y_{BI} \quad (102)$$

ANMERKUNG In Formel (99) bis Formel (102):

- entspricht jedem integrierten Flansch (oder Blindflansch) nur ein Term, wenn Z und E einen Index F haben; für die gleiche Seite der Dichtung (Seite mit „~“ oder Seite ohne „~“) gelten Terme, in denen Z und E den Index L haben, nicht;
- entsprechen jedem losen Flansch immer zwei Terme;
- der erste bezieht sich auf den Flansch selbst (Term, in dem Z und E den Index L haben);
- der zweite bezieht sich auf den Bund oder Bördel (Term, in dem Z und E den Index F haben).

Sind weder ein loser Flansch noch Scheiben vorhanden, verbleibt in Formel (99) nur ein Term (für die Schrauben).

7.4 Erforderliche Mindestkräfte für die Dichtung

7.4.1 Montagezustand ($I = 0$)

Mindest-Dichtungskraft:

$$F_{G0min} = A_{Ge} \times Q_A \quad (103)$$

Wird keine spezifische Leckagerate gefordert, dann ist $Q_{0,min}$ (aus Anhang G) anstelle von Q_A zu verwenden.

7.4.2 Folgezustände ($I = 1, 2, \dots$)

Erforderliche Kraft, um Folgendes sicherzustellen:

- Dichtheit;
- kein Verlust des Kontakts zwischen Flansch und Schrauben bzw. Muttern bei äußerer axialer Pressung der Verbindung oder negativem Mediendruck;
- ausreichende axiale Belastung der Dichtung, um einem möglichen Rutschen der Dichtung aufgrund von äußeren Torsionsmomenten und radialen Kräften durch Reibung an der Schnittstelle zwischen Flansch und Dichtung entgegen zu wirken.

$$F_{GImin} = \max \left\{ A_{Ge} \times Q_{smin(L)}; - (F_{QI} + F_{RI}); \frac{F_{LI}}{\mu_G} + \frac{2 \times M_{TGI}}{\mu_G \times d_{Gt}} - \frac{2 \times M_{AI}}{d_{Gt}} \right\} \quad (104)$$

Bei Dichtungen nach Bild 4c) bis Bild 4f) sollte der dritte Term der Formel (104) vernachlässigt werden.

Wird keine spezifische Leckagerate gefordert, dann ist $m \times |P_I|$ (mit m aus Anhang G) anstelle von $Q_{smin(L)}$ zu verwenden.

Stehen für μ_G keine spezifischen Daten zur Verfügung, können die allgemeinen Werte aus Tabelle E.1 für eine Näherung verwendet werden.

ANMERKUNG 1 $Q_{smin(L)}$ muss in Abhängigkeit von der Einbau-Flächenpressung, Q_A , der Dichtung im Montagezustand gewählt werden. Q_A und $Q_{smin(L)}$ sind ein Wertepaar, das in einer Dichtheitsprüfung nach EN 13555 bestimmt wird und zusammengehört. Der niedrigste zulässige Wert von Q_A entspricht dem Wert $Q_{min(L)}$; in diesem Fall gilt $Q_{smin(L)} = Q_A$. Je höher Q_A gewählt werden kann, desto niedriger kann $Q_{smin(L)}$ werden.

ANMERKUNG 2 Eine Berechnung ohne festgelegte Leckagerate kann mithilfe der Werte $Q_{0,min}$ und m aus der Tabelle in Anhang G erfolgen. Die voraussichtliche Leckagerate kann aus der mittleren Flächenpressung der Dichtung (F_{GI}/A_{Ge}) geschätzt werden, die in der ersten Berechnung für die jeweilige Situation ermittelt wird, sowie mithilfe des Dichtheitsdiagramms aus EN 13555 für die jeweilige Dichtung(sform) und die entsprechenden Prüfbedingungen.

7.5 Innere Kräfte im Montagezustand ($I = 0$)

7.5.1 Erforderliche Kräfte

Um sicherzustellen, dass die Dichtungskraft in Folgezuständen nie den in Formel (104) angegebenen Wert $F_{G0\min}$ unterschreitet, muss die Dichtungskraft im Montagezustand mindestens wie folgt sein:

$$F_{G\Delta} = \max_{\text{all } l \neq 0} \{ F_{G0\min} \times Y_{G0} + F_{Q0} \times Y_{Q0} + (F_{R0} \times Y_{R0} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_l + \Delta e_{Gc,l} \} / Y_{G0} \quad (105)$$

Formel (105) berücksichtigt keine plastischen Verformungen, die im Anschluss an den Montagezustand auftreten können. Werden diese plastischen Verformungen als signifikant erachtet, wird empfohlen, Formel (105) durch die nachstehende Formel (106) zu ersetzen und das in Anhang H erläuterte Verfahren oder ein gleichwertiges Verfahren anzuwenden.

$$F_{G\Delta} = \max_{\text{all } l \neq 0} \{ F_{G0\min} \times Y_{G0} + F_{Q0} \times Y_{Q0} + (F_{R0} \times Y_{R0} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_l + \Delta e_{Gc,l} + [e_G(Q_{G0}) - e_{G(A)}] \} / Y_{G0} \quad (106)$$

Diese alternative Formel (106) ermöglicht die Berücksichtigung der plastischen Verformung, indem die Differenz zwischen der gepressten Dichtungsdicke nach Montage ($e_G(Q_{G0})$) und der gepressten Dichtungsdicke nach Auftreten aller Situationen ($e_{G(A)}$) mit aufgenommen wird.

- Wenn im Zustand nach der Montage keine plastische Verformung auftritt, gilt $e_G(Q_{G0}) = e_{G(A)}$, und Formel (106) ist identisch mit Formel (105).
- Wenn im Zustand nach der Montage eine plastische Verformung auftritt, gilt $e_G(Q_{G0}) > e_{G(A)}$.

Im Hinblick auf die Erfordernisse, die ebenso für den Sitz der Dichtung notwendig sind, gilt für die erforderliche Dichtungskraft und die entsprechende Schraubenkraft:

$$F_{G0\text{ req}} = \max \{ F_{G0\min} ; F_{G\Delta} \} \quad (107)$$

$$F_{B0\text{ req}} = F_{G0\text{ req}} + F_{R0} \quad (108)$$

Falls $F_{G0\text{ req}}$ nach Formel (107) größer als der bisher angenommene Wert für F_{G0} ist, muss die Berechnung ab Formel (55) unter Verwendung eines höheren Werts für F_{G0} wiederholt werden, bis folgende Bedingung erfüllt ist:

$$F_{G0\text{ req}} \leq F_{G0} \quad (109)$$

Ist im Gegensatz dazu der in Formel (107) angegebene Wert $F_{G0\text{ req}}$ kleiner als der bisher angenommene Wert für F_{G0} , ist dieser Wert akzeptabel, weil er eine bessere Näherung des tatsächlichen Werts für $F_{G0\text{ req}}$ darstellt.

Der tatsächliche Wert $F_{G0\text{ req}}$ kann durch eine Anzahl von Iterationen ermittelt werden, sodass innerhalb der geforderten Genauigkeit gilt:

$$F_{G0} \approx F_{G0\text{ req}} \quad (110)$$

Eine Genauigkeit von 5 % ist ausreichend, wenn F_{G0} größer als $F_{G0\text{ req}}$ ist. Um ein vom Anwender nahezu unabhängiges Ergebnis zu erzielen, wird jedoch eine Genauigkeit von 0,1 % empfohlen.

7.5.2 Berücksichtigung der Streuung der Schraubenkraft bei Montage

Die tatsächliche Kraft F_{B0} ist wie folgt begrenzt:

$$F_{B0 \min} \leq F_{B0} \leq F_{B0 \max} \quad (111)$$

Dabei ist

$$F_{B0 \min} = F_{B0 \text{ av}} \times (1 - \varepsilon_-) \quad (112)$$

$$F_{B0 \max} = F_{B0 \text{ av}} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (113)$$

Anhang B, Tabelle B.1 enthält theoretische Richtwerte für die Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube (ε_{1-} , ε_{1+}) für mögliche Formeln zur Abschätzung der Streuung der gesamten Belastung aller Schrauben (ε_- , ε_+).

Nach der Montage darf die tatsächliche Schraubenkraft nicht kleiner als die erforderliche Mindestschraubenkraft $F_{B0 \text{ req}}$ sein:

$$F_{B0 \min} \geq F_{B0 \text{ req}} \quad (114)$$

Folglich ist die Streuung beim Anziehen der Schrauben wie folgt zu berücksichtigen:

- a) Nenn-Schraubenkraft im Montagezustand, zur Festlegung der Kennwerte für das Anziehen der Schrauben:

- 1) für Anziehverfahren mit Messung der Schraubenkraft:

$$F_{B0 \text{ nom}} \geq F_{B0 \text{ req}} / (1 - \varepsilon_-) \quad (115)$$

- 2) für Anziehverfahren ohne Messung der Schraubenkraft:

Der für $F_{B0 \text{ nom}}$ zu wählende Wert ist die mittlere Schraubenkraft $F_{B0 \text{ av}}$, die bei dem gewählten Verfahren tatsächlich zu erwarten ist, unabhängig von $F_{B0 \text{ req}}$.

Die folgende Bedingung muss erfüllt sein:

$$F_{B0 \text{ nom}} = F_{B0 \text{ av}} \geq F_{B0 \text{ req}} / (1 - \varepsilon_-) \quad (116)$$

Dabei ist $\varepsilon_{1-} = 0,5$.

Andernfalls ist das anfangs gewählte Schrauben-Anziehverfahren ungültig und es muss ein anderes Verfahren gewählt werden.

ANMERKUNG Für den üblichen Fall des Schraubenanziehens mittels Schraubenschlüssel enthält Anhang B eine Schätzung für $F_{B0 \text{ av}}$.

- b) maximale Kräfte zur Berechnung der Belastungsgrenze (Abschnitt 8) im Montagezustand:

Die maximalen Schraubenkräfte hängen von der Nenn-Schraubenkraft im Montagezustand nach Listenpunkt a) ab:

$$F_{B0 \text{ max}} = F_{B0 \text{ nom}} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (117)$$

$$F_{G0 \text{ max}} = F_{B0 \text{ max}} - F_{R0} \quad (118)$$

Die effektive Dichtungsbreite b_{Ge} ist für $F_{G0 \text{ max}}$ nicht neu zu berechnen.

7.6 Innere Kräfte in Folgezuständen ($I = 1, 2, \dots$)

Um Undichtigkeit zu vermeiden, muss die Dichtungskraft in allen Folgezuständen mindestens dem in Formel (104) geforderten Mindestwert $F_{G\min}$ entsprechen.

Dieser entspricht einer Dichtungskraft im Montagezustand gleich $F_{G\Delta}$ nach Formel (105) oder Formel (106).

Wenn die Zulässigkeit der Kräfte in der Verbindung für diesen Wert der Dichtungskraft im Montagezustand nachgewiesen wurde und in der Praxis eine Schraubenkraft $F_{B0} (= F_{G0}) > F_{G\Delta} + F_{R0}$ aufgebracht wird, kann es in nachfolgenden Belastungszuständen zu plastischen Verformungen kommen. Bei häufigem Ein- und Ausbau (wobei jedes Mal eine Schraubenkraft $F_{G\Delta} + F_{R0}$ auftreten kann) ist es wichtig, eine fortschreitende plastische Verformung bei Inbetriebnahme nach jeder erneuten Montage zu vermeiden. Dies wird durch Überprüfung der Belastungsgrenzen der Flanschverbindung in Folgezuständen im Hinblick auf eine Dichtungskraft F_{G0d} im Montagezustand erreicht, welche durch die folgende Formel definiert ist:

$$F_{G0d} = \max\{F_{G\Delta}; (2/3) \times (1 - 10/N_R) \times F_{B0\max} - F_{R0}\} \quad (119)$$

Wie in Abschnitt 5 beschrieben, muss bei Anwendung der Berechnungsmethode für eine bestimmte Schraubenkraft die Formel (2) anstelle der Formel (119) angewendet werden, um die untere Grenze der aufgetragenen Schraubenkraft, die bedeutend größer als $F_{G\Delta}$ sein kann, zu berücksichtigen.

Als Dichtungskraft und Schraubenkraft für die Berechnung der Belastungsgrenzen ergeben sich dann:

$$F_{GI} = \{F_{G0d} \times Y_{G0} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I] - \Delta e_{Gc,I}\} / Y_{GI} \quad (120)$$

Formel (120) berücksichtigt keine plastischen Verformungen, die im Anschluss an den Montagezustand auftreten können. Werden diese plastischen Verformungen als signifikant erachtet, wird empfohlen, Formel (120) durch Formel (121) zu ersetzen und das in Anhang H erläuterte Verfahren oder ein gleichwertiges Verfahren anzuwenden.

$$F_{GI} = \{F_{G0d} \times Y_{G0} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I] - \Delta e_{Gc,I} - [e_G(Q_{G0}) - e_{G(A)}]\} / Y_{GI} \quad (121)$$

Diese alternative Formel (121) ermöglicht die Berücksichtigung der plastischen Verformung, indem die Differenz zwischen der gepressten Dichtungsdicke nach Montage ($e_G(Q_{G0})$) und der gepressten Dichtungsdicke nach Auftreten aller Situationen ($e_{G(A)}$) mit aufgenommen wird.

— Wenn im Zustand nach der Montage keine plastische Verformung auftritt, gilt $e_G(Q_{G0}) = e_{G(A)}$, und Formel (121) ist identisch mit Formel (120).

— Wenn im Zustand nach der Montage eine plastische Verformung auftritt, gilt $e_G(Q_{G0}) > e_{G(A)}$.

Mithilfe der ermittelten Werte aus Formel (120) oder (121) ist die Schraubenkraft in Folgezuständen wie folgt zu berechnen:

$$F_{BI} = F_{GI} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (122)$$

Anschließend wird in Abschnitt 8 mit folgendem Ansatz die Zulässigkeit überprüft:

— Für den Montagezustand sind $F_{B0\max}$ und $F_{G0\max}$ zu verwenden.

— Für Folgezustände sind F_{BI} und F_{GI} zu verwenden.

8 Belastungsgrenzen

8.1 Allgemeines

Die auf das Verbindungssystem einwirkenden Belastungen müssen zu jeder Zeit innerhalb sicherer Grenzen liegen. Diese Grenzen werden als berechnete Belastungsgrade ausgedrückt.

Jeder Belastungsgrad Φ ... muss für alle Zustände ($I = 0, 1, 2 \dots$) ≤ 1 sein.

Der Index I für den Belastungszustand wird im Folgenden zur Vereinfachung ausgelassen.

Nenn-Berechnungsspannungen im Montagezustand entsprechen jenen im Prü fzustand (siehe 4.3).

ANMERKUNG Es wird darauf hingewiesen, dass die im Montagezustand ($I = 0$) zu berücksichtigenden Kräfte die maximal zulässigen Kräfte sind (siehe 7.5.2 b)).

8.2 Schrauben

Die Nenn-Berechnungsspannung für Schrauben ist nach denselben Regeln zu ermitteln wie die Nenn-Berechnungsspannung für Flansche und Schalen (siehe 4.3).

Belastungsgrad für Schrauben:

$$\Phi_B = \frac{1}{f_B \times c_B} \sqrt{\left(\frac{F_B}{A_B}\right)^2 + 3 \times \left(c_A \times \frac{M_{t,B}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0 \quad (123)$$

Dabei ist

$$c_A = 1 \text{ im Montagezustand bei Schraubenwerkstoffen mit Mindestbruchdehnung } A \geq 10 \% ; \quad (124)$$

$$c_A = 4/3 \text{ im Montagezustand bei Schraubenwerkstoffen mit Mindestbruchdehnung } A < 10 \% ; \quad (125)$$

$$c_A = 0 \text{ in allen übrigen Belastungszuständen und in Montagezuständen ohne Aufbringen eines Drehmoments auf die Schrauben (Schraubenspannvorrichtungen).} \quad (126)$$

ANMERKUNG 1 Der Wert $c_A = 1$ beruht auf der zulässigen plastischen Verformung. Entsprechend diesem Kriterium dürfen plastische Verformungen am Umfang der Schrauben im Montagezustand in geringem Umfang auftreten.

Die Anwendung dieses Kriteriums wurde für Schraubenwerkstoffe mit ausreichender Duktilität ($A \geq 10 \%$) durch industrielle Praxis bestätigt.

Der Wert $c_A = 4/3$ beruht auf der zulässigen elastischen Verformung. Er darf auch bei ausreichend duktilen Schraubenwerkstoffen gewählt werden, wenn ein streng elastisches Verhalten der Schrauben im Montagezustand gewünscht wird.

Für c_B wird die Verwendung von Muttern mit festgelegten Prüfbelastungswerten von nicht weniger als den Mindest-Prüfbelastungswerten der Schrauben, an denen sie montiert sind, empfohlen ($e_N \times f_N \geq 0,8 \times d_{B0} \times f_B$). Werden die Schrauben in den Flansch geschraubt, muss die Verbindungslänge der Schrauben in den Gewindelöchern ausreichend groß sein ($l_{5t} \geq 0,8 \times d_{B0} \times f_B / f_F$). Diese beiden Aspekte werden durch Einführung eines Korrekturfaktors $c_B \leq 1$ berücksichtigt, der wie folgt bestimmt wird:

$$c_B = \min\{1,0 ; e_N \times f_N / (0,8 \times d_{B0} \times f_B) ; l_{5t} \times f_F / (0,8 \times d_{B0} \times f_B)\} \quad (127)$$

ANMERKUNG 2 Wenn $c_B < 1,0$ ist, kann die Konstruktion verbessert werden.

Gute Praxis ist es, einen Mindestbelastungsgrad einzuhalten, der je nach Werkstoffklasse der Schraube zu bestimmen ist (z. B. $\Phi_{B0min} = 0,3$ bei häufig verwendeten Schraubenwerkstoffen).

8.3 Dichtung

Belastungsgrad für die Dichtung:

$$\phi_G = \frac{F_G}{A_{Gt} \times Q_{s \max}} \leq 1,0 \quad (128)$$

8.4 Integrierter Flansch und Bund/Bördel

Belastungsgrad für den Flansch oder Bund/Bördel:

$$\phi_F = |F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P) + F_R \times h_H| / W_F \leq 1,0 \quad (129)$$

$$W_F = (\pi/4) \times \left\{ f_F \times 2 \times b_F \times e_F^2 \times \left(1 + 2 \times \psi_{\text{opt}} \times \psi_Z - \psi_Z^2 \right) + f_E \times d_E \times e_D^2 \times c_M \times j_M \times k_M \right\} \quad (130)$$

$$f_E = \min(f_F; f_S) \quad (131)$$

$$\delta_Q = P \times d_E / (f_E \times 2 \times e_D \times \cos \varphi_S) \quad (132)$$

$$\delta_R = F_R / (f_E \times \pi \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S) \quad (133)$$

$$c_M = \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{1,33 \times \left[1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2 \right] \times \left[1 - (0,75 \times \delta_Q^2 + 1 \times \delta_R^2) \right]} \quad \text{bei Kegel- und Zylinderschale} \\ \sqrt{1,33 \times \left[1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2 \right] \times \left[1 - (0,25 \times \delta_Q^2 + 3 \times \delta_R^2) \right]} \quad \text{bei Kugelschale} \end{array} \right\} \quad (134)$$

$$c_S = \left\{ \begin{array}{l} \frac{\pi}{4} \times \sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_S \times (0,5 \times \delta_R - 0,75 \times \delta_Q) \quad \text{bei Kegel- und Zylinderschale} \\ \frac{\pi}{4} \times \sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_S \times (1,5 \times \delta_R - 0,25 \times \delta_Q) \quad \text{bei Kugelschale} \end{array} \right\} \quad (135)$$

$$j_M = \frac{F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P) + F_R \times h_H}{|F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P) + F_R \times h_H|} \quad (136)$$

(j_M entspricht +1 oder -1, je nach Vorzeichen des Ausdrucks $F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P) + F_R \times h_H$.)

$$j_S = \pm 1 \quad (137)$$

$$-1 \leq k_M \leq +1 \quad (138)$$

$$0 \leq k_S \leq 1 \quad (139)$$

$$\psi_{(j_S, k_M, k_S)} = \frac{f_E \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S}{f_F \times 2 \times b_F \times e_F} \times \left\{ (0,5 \times \delta_Q + \delta_R) \times \tan \varphi_S - \delta_Q \times 2 \times e_P / d_E + j_S \times k_S \times \sqrt{\frac{e_D \times c_M \times c_S \times (1 + j_S \times k_M)}{d_E \times \cos^3 \varphi_S}} \right\} \quad (140)$$

Die für j_S , k_M und k_S zu verwendenden Werte sind in den Berechnungsschritten im Anschluss an Tabelle 2 festgelegt.

$$\Psi_{\text{opt}} = j_M \times (2 \times e_P / e_F - 1) \text{ mit } (-1 \leq \Psi_{\text{opt}} \leq +1) \quad (141)$$

$$\Psi_0 = \Psi_{(0,0,0)} \quad (142)$$

$$\Psi_{\text{max}} = \Psi_{(+1,+1,+1)} \quad (143)$$

$$\Psi_{\text{min}} = \Psi_{(-1,-1,+1)} \quad (144)$$

Der Wert Ψ_Z in Formel (130) hängt von j_M und Ψ_{opt} nach Tabelle 2 ab.

Tabelle 2 — Bestimmung von Ψ_Z

| j_M | Bereich für Ψ_{opt} | k_M | $\Psi_Z (j_S, k_M, k_S)$ |
|------------|---|------------|---------------------------------|
| $j_M = +1$ | $\Psi_{\text{max}} \leq \Psi_{\text{opt}}$ | $k_M = +1$ | $\Psi_Z = \Psi_{\text{max}}$ |
| | $\Psi_0 \leq \Psi_{\text{opt}} < \Psi_{\text{max}}$ | $k_M = +1$ | $\Psi_Z = \Psi_{\text{opt}}$ |
| | $\Psi_{\text{opt}} < \Psi_0$ | $k_M < +1$ | $\Psi_Z = \Psi_{(-1, k_M, +1)}$ |
| $j_M = -1$ | $\Psi_{\text{opt}} \leq \Psi_{\text{min}}$ | $k_M = -1$ | $\Psi_Z = \Psi_{\text{min}}$ |
| | $\Psi_{\text{min}} < \Psi_{\text{opt}} \leq \Psi_0$ | $k_M = -1$ | $\Psi_Z = \Psi_{\text{opt}}$ |
| | $\Psi_0 < \Psi_{\text{opt}}$ | $k_M > -1$ | $\Psi_Z = \Psi_{(+1, k_M, +1)}$ |

Der Rechnungsgang ist wie folgt:

- Berechnung von e_D anhand von Formel (18), wobei β zuvor mittels Formel (19) bestimmt wurde.
- Berechnung von f_E , δ_Q , δ_R , c_M anhand von Formel (131) bis Formel (134).
(Wird der Wert unter der Wurzel von c_M negativ, ist der Ansatz überlastet).
- Berechnung von $c_S(j_S = +1)$, $c_S(j_S = -1)$, j_M , Ψ_{opt} , Ψ_0 , Ψ_{max} , Ψ_{min} anhand von Formel (135) bis Formel (144).
(Wenn $\Psi_{\text{max}} < -1$ oder $\Psi_{\text{min}} > +1$ ist, ist der Ring überlastet).
- Bestimmung von k_M und Ψ_Z nach Tabelle 2. Wenn die Tabelle $k_M < +1$ oder $k_M > -1$ oder k_M ohne weitere Präzisierung festlegt, muss der Wert von k_M so bestimmt werden, dass W_F in Formel (130) nach Berechnung im folgenden Schritt e) den Höchstwert erreicht. Der Wert von Ψ_Z , der k_M zugeordnet ist, ist in Formel (140) gegeben;
- Berechnung von W_F und Φ_F anhand von Formel (130) und Formel (129).

8.5 Blindflansch

Belastungsgrad für Blindflansche:

$$\Phi_F = \max \left\{ \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times d_{Ge} / 6 + F_R \times (1 - \rho) \times d_{Ge} / 2 \right|; \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times d_{Ge} / 6 \right|; \left| F_R \times (1 - \rho) \times d_{Ge} / 2 \right| \right\} / W_F \leq 1,0 \quad (145)$$

$$W_F = (\pi/4) \times f_F \times \left\{ 2 \times b_F \times e_F^2 + d_0 \times (1 - \rho) \times e_0^2 \right\} \quad (146)$$

Ist ein potentiell kritischer Querschnitt mit $e_X < e_F$ (siehe Bild 11) vorhanden, ist zusätzlich folgender Belastungsgrad zu berechnen:

$$\Phi_X = F_B \times (d_3 - d_X) / (2 \times W_X) \leq 1,0 \quad (147)$$

$$W_X = (\pi/4) \times f_F \times \left\{ (d_4 - 2 d_{5e} - d_X) \times e_F^2 + d_X \times e_X^2 \right\} \quad (148)$$

8.6 Loser Flansch mit Bund/Bördel

Belastungsgrad für lose Flansche:

$$\Phi_L = F_B \times h_L / W_L \leq 1,0 \quad (149)$$

$$W_L = (\pi/2) \times f_L \times b_L \times e_L^2 \quad (150)$$

Der Auslastungsgrad für den Bund oder Bördel kann wahlweise nach 8.4 oder nach Formel (151) berechnet werden. Es gilt das günstigere Ergebnis (d. h. der kleinere der beiden Werte für Φ_F).

Formel (151) gilt nur für Verbindungen mit Flachdichtungen mit $(d_{G2} - d_7) > 0$.

$$\Phi_F = \frac{|F_Q + F_R| \times h_H}{(\pi/4) \times d_E \times \left[f_E \times \min \{ e_E^2; e_F^2 \} + \min \{ f_F \times e_F^2; Q_{\max} \times (d_{G2} - d_7)^2 / 4 \} \right]} \leq 1,0 \quad (151)$$

Die Hebelarme h_G , h_H , h_L können durch Variieren des Durchmessers d_7 so verändert werden, dass die Formeln (149) bis (151) sowie (129) bis (144) alle das günstigste Ergebnis erzielen, d. h. $\max(\Phi_L; \Phi_F)$ ist minimal.

Bei $F_Q + F_R > 0$ wird das günstigste Ergebnis im Allgemeinen nahe $d_{7 \min}$ nach Formel (84) bis Formel (86) erzielt. Im Montagezustand (mit $F_Q = 0$ und $F_R = 0$) ist dagegen das optimale Ergebnis nahe $d_{7 \max}$.

Der Durchmesser d_7 kann je nach Belastungszustand unterschiedlich sein. Im Montagezustand ($I = 0$) darf die Berechnung der Belastungsgrenze mit einem Wert d_7 , der von dem in Formel (61) angegebenen Wert d_{70} abweicht, durchgeführt werden.

Anhang A (informativ)

Maße für genormte metrische Schrauben

Tabelle A.1 — Durchmesser metrischer Schrauben

| Schraubenmaß ^a | d_{B0} | d_{Be} ^b | d_{Bs} | |
|---------------------------|----------|-----------------------|----------|-------------------|
| | | | c | d |
| M6 × 1 | 6 | 5,06 | — | 5,3 |
| M8 × 1,25 | 8 | 6,83 | — | 7,1 |
| M10 × 1,5 | 10 | 8,59 | — | 9,0 |
| M12 × 1,75 | 12 | 10,36 | 8,5 | 10,8 |
| M14 × 2 ^e | 14 | 12,12 | 10,0 | 12,7 ^f |
| M16 × 2 | 16 | 14,12 | 12,0 | 14,7 |
| M18 × 2,5 ^e | 18 | 15,65 | — | 16,3 ^f |
| M20 × 2,5 | 20 | 17,65 | 15,0 | 18,3 |
| M22 × 2,5 ^e | 22 | 19,65 | — | 20,3 ^f |
| M24 × 3 | 24 | 21,19 | 18,0 | 22,0 |
| M27 × 3 | 27 | 24,19 | 20,5 | 25,0 ^f |
| M30 × 3,5 | 30 | 26,72 | 23,0 | 27,7 |
| M33 × 3,5 ^e | 33 | 29,72 | 25,5 | 30,7 ^f |
| M36 × 4 | 36 | 32,25 | 27,5 | 33,4 |
| M39 × 4 | 39 | 35,25 | 30,5 | 36,4 ^f |
| M42 × 4,5 | 42 | 37,78 | 32,5 | 39,0 |
| M45 × 4,5 | 45 | 40,78 | 35,5 | 42,0 ^f |
| M48 × 5 | 48 | 43,31 | 37,5 | 44,7 |
| M52 × 5 | 52 | 47,31 | 41,0 | 48,7 ^f |
| M56 × 5,5 | 56 | 50,84 | 44,0 | 52,4 |
| M60 × 5,5 ^e | 60 | 54,84 | — | 56,4 |
| M64 × 6 | 64 | 58,37 | 51,0 | 60,1 |
| M68 × 6 ^e | 68 | 62,37 | — | 64,1 |
| M72 × 6 | 72 | 66,37 | 58,5 | 68,1 |
| M76 × 6 ^e | 76 | 70,37 | — | 72,1 |
| M80 × 6 | 80 | 74,37 | 66,0 | 76,1 |
| M90 × 6 | 90 | 84,37 | 75,0 | 86,1 |
| M100 × 6 | 100 | 94,37 | 84,0 | 96,1 |

^a Bei M6 bis M64 entspricht die Gewindesteigung p_t der nominalen Reihe (nach ISO 261); bis einschließlich M64 entsprechen die Nennmaße EN ISO 4014 und EN ISO 4016.

^b Der Wert für d_{Be} ist wie folgt definiert:

$$d_{Be} = (d_{B2} + d_{B3})/2 \text{ (siehe Bild 2); } d_{Be} = d_{B0} - 0,9382 \times p_t$$

^c Durchmesser im Hals von Schraubenbolzen (Maße nicht in einer EN- oder ISO-Norm genormt)

^d Schaftdurchmesser für gerolltes Gewinde (entspricht in etwa dem Flankendurchmesser d_{B2} nach ISO 724)

^e Maße sind zu vermeiden.

^f Maße nicht in einer EN- oder ISO-Norm genormt.

Anhang B (informativ)

Anziehen der Schrauben

B.1 Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube — Richtwerte ε_{1-} und ε_{1+} für eine einzelne Schraube

Tabelle B.1 — Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube — Richtwerte ε_{1-} und ε_{1+} für eine einzelne Schraube

| Montageverfahren (Anziehverfahren) für die Schraube; Messverfahren | Einflussgrößen für Streuung | Streuwert ^{a b c d} | |
|--|--|------------------------------|------------------------|
| | | ε_{1-} | ε_{1+} |
| Schraubenschlüssel: nach Gefühl des Mechanikers oder unkontrolliert | Reibung, Steifigkeit, Qualifikation des Mechanikers | $0,3 + 0,5 \times \mu$ | $0,3 + 0,5 \times \mu$ |
| Schlagschraubenschlüssel | Reibung, Steifigkeit, Kalibrierung | $0,2 + 0,5 \times \mu$ | $0,2 + 0,5 \times \mu$ |
| Drehmomentschlüssel = Schraubenschlüssel mit (ausschließlich) Drehmomentmessung | Reibung, Kalibrierung, Schmierung | $0,1 + 0,5 \times \mu$ | $0,1 + 0,5 \times \mu$ |
| Hydraulische Spannvorrichtung; Messung des Hydraulikdrucks | Steifigkeit, Schraubenlänge, Kalibrierung | 0,2 | 0,4 |
| Schraubenschlüssel oder hydraulische Spannvorrichtung; Messung der Schraubenlängung | Steifigkeit, Schraubenlänge, Kalibrierung | 0,15 | 0,15 |
| Schraubenschlüssel, Messung des Drehwinkels der Mutter (nahezu bis zur Streckgrenze der Schraube) | Steifigkeit, Reibung, Kalibrierung | 0,10 | 0,10 |
| Schraubenschlüssel, Messung des Drehmoments und des Drehwinkels der Mutter (nahezu bis zur Streckgrenze der Schraube) | Kalibrierung | 0,07 | 0,07 |
| <p>^a Sehr erfahrene Mechaniker erreichen kleinere Streuwerte als angegeben (z. B. $\varepsilon = 0,2$ statt $\varepsilon = 0,3$ mit Drehmomentschlüssel); bei unerfahrenen Mechanikern können die Streuwerte jedoch größer als die angegebenen Werte sein.</p> <p>^b Die Streuwerte in der Tabelle gelten für eine einzelne Schraube; die Streuung der Gesamt-Schraubenkraft aller Schrauben ist aus statistischen Gründen geringer, siehe B.2.</p> <p>^c Bei Verwendung einer hydraulischen Spannvorrichtung sind ε_{1+} und ε_{1-} nicht gleich, da bei Montage eine zusätzliche Kraft auf die Schraube aufgebracht wird, bevor die Kraft auf die Mutter übertragen wird.</p> <p>^d μ ist der für die Reibung zwischen Schraube und Mutter anzunehmende Reibungskoeffizient.</p> | | | |

B.2 Streuung der Gesamt-Schraubenkraft aller Schrauben

Alle Schrauben-Anziehverfahren sind bis zu einem gewissen Grad ungenau. Die sich daraus ergebenden Streuwerte für n_B Schrauben liegen ε_+ bzw. ε_- über und unter dem Sollwert. Tabelle B.1 enthält Richtwerte für ε_{1+} und ε_{1-} für einzelne Schrauben.

Wenn die Genauigkeit des Anziehens einer Schraube nicht durch die übrigen Schrauben beeinflusst wird, lassen sich die Streuwerte ε_+ und ε_- für die Gesamt-Schraubenkraft sinnvoll durch n_B , ε_{1+} und ε_{1-} ausdrücken, wie nachfolgend beschrieben.

$$\varepsilon_+ = \varepsilon_{1+} \left(1 + 3/\sqrt{n_B}\right)/4 \quad (\text{B.1})$$

$$\varepsilon_- = \varepsilon_{1-} \left(1 + 3/\sqrt{n_B}\right)/4 \quad (\text{B.2})$$

B.3 Unkontrolliertes Anziehen von Hand

Bei rein manueller Anwendung von Norm-Ringschlüsseln (ohne zusätzlichen Hebelarm, ohne Zuhilfenahme eines Hammers und ohne Messung der Kraft oder des Drehmoments) ist die zu erreichende mittlere Einbau-Schraubenkraft durch die Länge des Schraubenschlüssels (etwa $20 \times d_{B0}$), die Kraft des Mechanikers (maximal etwa 1 000 N) und die Reibung an den Schrauben ($\mu_B > 0,1$) begrenzt.

Bei $d_{B0} < 24$ mm kann eine Einbau-Schraubenspannung von mehr als 600 MPa erreicht und die Schraube zerstört werden, wenn der Mechaniker kein entsprechendes Gefühl besitzt.

Bei $d_{B0} > 36$ mm liegt die erreichte Einbau-Schraubenspannung unter 200 MPa, was in den meisten Fällen nicht ausreichend ist.

Wird das unkontrollierte Anziehen von Hand durch einen ausreichend erfahrenen Mechaniker vorgenommen, ergibt sich für die mittlere Gesamt-Schraubenkraft folgender Schätzwert:

$$F_{B0\text{ av}} = \min(A_B \times f_{B0}; n_B \times 200\,000) \quad (\text{B.3})$$

Dabei sind A_B in [mm²], f_{B0} in [MPa] und $F_{B0\text{ av}}$ in [N] angegeben.

Ein unkontrolliertes Anziehen wird jedoch nicht empfohlen.

B.4 Montage mittels Drehmomentschlüssel

Das Nenn-Drehmoment beim Anziehen der Schrauben ist:

$$M_{t,\text{nom}} = k_B \times F_{B0\text{ nom}} / n_B \quad (\text{B.4})$$

Somit ist die Nenn-Schraubenkraft im Montagezustand:

$$F_{B0\text{ nom}} = n_B \times M_{t,\text{nom}} / k_B \quad (\text{B.5})$$

Die allgemeine Formel für k_B lautet:

$$k_B = p_t / (2 \times \pi) + \mu_t \times d_t / (2 \times \cos \alpha) + \mu_n \times d_n / 2 \quad (\text{B.6})$$

Dabei ist

- d_n der mittlere Kontaktdurchmesser der Mutter- oder Schraubenkopfauflagefläche;
- d_t der mittlere Kontaktdurchmesser am Gewinde;
- μ_n der Reibungskoeffizient für die Mutter- oder Schraubenkopfauflagefläche;
- μ_t der Reibungskoeffizient für das Gewinde;
- p_t die Gewindesteigung;
- α der halbe Gewindegewinkel.

In Formel (B.6) ist der erste Term auf die Neigung des Gewindegewinkels, der zweite auf die Reibung zwischen den Gewinden und der dritte auf die Reibung der Auflagefläche der Mutter (oder des Schraubenkopfs) zurückzuführen.

Für ISO-Gewinde mit dreieckigem Profil wird der Ausdruck für k_B zu:

$$k_B = 0,159 \times p_t + 0,577 \times \mu_t \times d_{B2} + 0,5 \times \mu_n \times d_n \quad (\text{B.7})$$

Dabei ist

- d_{B2} der mittlere Gewindedurchmesser (siehe Bild 2).

Die unten für μ_t , μ_n angegebenen Werte sind grobe Schätzwerte, wobei sich die höchsten Werte auf Austenitstähle beziehen. Die genauen Reibungskoeffizienten sind beim Schmiermittelhersteller zu erfragen, wobei die jeweils verwendete Schmiermittelreferenz genau bekannt sein muss.

- 0,10 bis 0,15 für glatte, geschmierte Oberflächen
- 0,15 bis 0,25 für durchschnittliche, „normale“ Zustände (B.8)
- 0,20 bis 0,35 für raue, trockene Oberflächen

ANMERKUNG Die Anwendung eines einfachen Drehmomentschlüssels ohne Untersezung zur Erhöhung des Drehmoments ist auf etwa $M_{t,nom} \approx 1\,000\text{ Nm}$ begrenzt.

Nenn-Torsionsmoment des Schraubenschafts

Dieses Moment ist in etwa gleich dem sich aus dem Reibungskoeffizienten an Gewinden ergebenden Montagedrehmoment. Aus Formel (B.4) und Formel (B.7) ergibt sich:

$$M_{t,B\,nom} = (0,159 \times p_t + 0,577 \times \mu_t \times d_{B2}) \times F_{B0\,nom} / n_B \quad (\text{B.9})$$

B.5 Montage mittels Schraubenspannvorrichtung

Bei der Montage und dem Anziehen einer Verbindung mithilfe einer hydraulischen Schraubenspannung unterscheiden sich die Faktoren, die die erreichte Streuung und die erreichte Rest-Schraubenkraft beeinflussen, von denjenigen, die bei Drehmomentschlüsseln auftreten.

Der wichtigste Faktor bei der Schraubenspannung ist der Werkzeuglastverlust, der wie folgt bestimmt werden sollte:

Um bei jedem Anziehen der Schrauben mittels hydraulischer Spannvorrichtung eine Nenn-Schraubenkraft $F_{B0\text{ nom}}$ zu erreichen, sollte ein Werkzeuglastverlustfaktor ergänzt werden, um die aufgebrachte Schraubenkraft zu bestimmen, die erforderlich ist, um die geforderte Nenn-Schraubenkraft $F_{B0\text{ nom}}$ zu erreichen. Diese aufgebrachte Zusatzkraft sollte bei der Wahl des Schraubenwerkstoffs und des Schrauben-Anziehverfahrens berücksichtigt werden, um sicherzustellen, dass die aufgebrachte Last in einer Schraube nicht zu einer plastischen Verformung der Schraube führt.

Ein Werkzeuglastverlust ist auf einen Übertragungsverlust zurückzuführen, der auftritt, wenn der Druck von der Spannvorrichtung genommen und die Belastung von den Gewinden der Spannvorrichtung auf die Gewinde der Mutter übertragen wird. Dadurch kommt es zu einer Gewindedurchbiegung in der Mutter und folglich zu einem Lastverlust. (Ein zusätzlicher, aber geringerer Lastverlust tritt auf, wenn sich die Mutter auf die Auflagefläche am Flansch absenkt, während die Belastung auf die Mutter übertragen wird.)

Der Werkzeuglastverlust hängt vom Schraubendurchmesser, der Gewindesteigung und der Belastung ab und nimmt mit sich verringerndem L/D-Verhältnis (effektive Länge/Kerndurchmesser der Schraube) an Bedeutung zu.

Ist das L/D-Verhältnis kleiner als 4, ist das Drehmoment im Allgemeinen genauer.

Alternative Verfahren zur Berechnung des Werkzeuglastverlustfaktors sind in Normen wie Norsok L005 beschrieben.

Spannen besitzt den Vorteil, dass mehrere Werkzeuge Schrauben gleichzeitig mit direktem Axialzug anziehen, was zu einer gleichmäßigen Pressung der Dichtung führt. Bei den meisten Normflanschen ist ein Anbringen von Spannvorrichtungen an jeder Schraube auf einer Seite der Verbindung (ein Flansch) aufgrund von Platzmangel jedoch nicht möglich. In der Praxis ist es üblich, bei Anwendungen, bei denen es sich nicht um extrem kritische Verbindungen, wie im Kernkraftbereich, oder um mit hohen Kosten verbundene Verbindungen, z. B. unter Wasser, handelt, ein 50%-Spannen anzuwenden.

Bei typischen Anwendungen wird an jeder zweiten Schraube eine Spannvorrichtung angebracht, und auf diese Weise werden 50 % der Schrauben angezogen. Anschließend werden die Spannvorrichtungen an den übrigen 50 % der Schrauben angebracht, um diese anzuziehen.

Beim Anziehen des zweiten Schraubensatzes wird die Dichtung weiter gepresst, was zu einem Lastverlust im ersten Schraubensatz führt. Daher ist es aus Gründen der Schnelligkeit, d. h. um das Anziehen in zwei Durchgängen durchführen zu können, üblich, auf den ersten Schraubensatz einen Flanschlastverlustfaktor anzuwenden und diese Schrauben stärker anzuziehen, um so den Verlust während der Pressung der Dichtung zu berücksichtigen.

Dieser Faktor und dieses Verfahren werden oft als Flanschlastverlustfaktor bezeichnet und müssen beim Spannen von Schrauben geplant und berücksichtigt werden, um sicherzustellen, dass weder die Flanschdichtung noch die Schraube die vorgegebenen Spannungs-/Belastungsgrenzen während der Montage/des Anziehens und auch in keiner späteren Phase überschreiten.

Stellt der Flanschlastverlustfaktor ein Problem dar, kann der Wert 100 % mit Wiederholungsdurchgängen angewendet werden, bis an den Muttern keine Bewegung mehr auftritt. Dies sollte für jedes System einzeln durchgeführt werden, um sicherzustellen, dass alles ordnungsgemäß erfolgt.

Anhang C (informativ)

Drehungen des Flansches

C.1 Allgemeines

Die in der Praxis zu erwartenden Flanschdrehungen sind unter anderem von der tatsächlichen Einbau-Schraubkraft im Montagezustand abhängig. Eine (geringfügige) plastische Verformung kann ebenfalls sowohl beim Schraubenanziehen als auch in Folgezuständen auftreten. Daher:

- können nur untere und obere Grenzen für die Drehung unter der Annahme aufeinanderfolgender Mindest- und Höchstwerte der Einbau-Schraubkraft angegeben werden;
- kann nur der elastische Anteil der Drehung berechnet werden.

C.2 Anwendung der Flanschdrehung

Falls der Dichtungshersteller einen zulässigen Höchstwert der Flanschdrehung für die Dichtung festlegt, müssen die berechneten Werte überprüft werden, um sicherzustellen, dass sie unterhalb des zulässigen Höchstwerts liegen.

Messwerte von $\theta_F + \tilde{\theta}_F$ bzw. $\theta_L + \tilde{\theta}_L$ können zur Überprüfung der Schraubkraft während der Montage verwendet werden.

C.3 Berechnung der Flanschdrehung

Die elastische Drehung von Flansch oder Bund/Bördel wird nach der folgenden Formel (C.1) berechnet, für lose Flansche nach Formel (C.2):

$$\theta_F = \frac{Z_F}{E_F} \times \{F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)\} \quad (C.1)$$

$$\theta_L = (Z_L / E_L) \times F_B \times h_L \quad (C.2)$$

Die vorgenannten Formeln gelten für alle Belastungszustände ($I = 0, 1, 2 \dots$), vorausgesetzt, es werden entsprechende Werte für E_F , E_L , F_Q , F_R , F_G und F_B für jeden Zustand eingesetzt:

- E_F , E_L : gleiche Werte wie in anderen Berechnungen;
- F_Q , F_R : Werte entsprechend Formel (91) und Formel (96);
- F_G , F_B : es sind zulässige Mindestwerte für Dichtungskraft und Schraubkraft zu verwenden, um die Mindestdrehung zu berechnen, bzw. Höchstwerte, um die maximal zulässige Drehung zu berechnen.

Diese Werte sind durch die folgenden Formeln gegeben:

— für Montagezustand ($I = 0$):

$$F_{B0 \min} = F_{B0 \text{ nom}} \times (1 - \varepsilon_-) \quad (\text{C.3})$$

$$F_{B0 \max} = F_{B0 \text{ nom}} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (\text{C.4})$$

$$F_{G0 \min} = F_{B0 \min} - F_{R0} \quad (\text{C.5})$$

$$F_{G0 \max} = F_{B0 \max} - F_{R0} \quad (\text{C.6})$$

— für Folgezustände ($I \neq 0$):

Die Mindest- und Höchstwerte für F_{GI} , F_{BI} ergeben sich aus den folgenden Formeln:

$$F_{GI \min} = \{F_{G0 \min} \times Y_{G0} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I] - \Delta e_{Gc,I}\} / Y_{GI} \quad (\text{C.7})$$

$$F_{GI \max} = \{F_{G0 \max} \times Y_{G0} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I] - \Delta e_{Gc,I}\} / Y_{GI} \quad (\text{C.8})$$

$$F_{BI \min} = F_{GI \min} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (\text{C.9})$$

$$F_{BI \max} = F_{GI \max} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (\text{C.10})$$

Anhang D (informativ)

Anwendung der Berechnungsmethode

D.1 Grundsatz der Berechnungsmethode

Die Berechnung der Funktionsfähigkeit der Dichtung beruht auf der Elastizitätsanalyse des Verhältnisses Belastung/Verformung zwischen allen Teilen der Flanschverbindung, die gegebenenfalls um das plastische Verhalten des Dichtungswerkstoffs korrigiert wird. Die Berechnung der mechanischen Festigkeit beruht auf der Analyse der (plastischen) zulässigen Verformung der Kombination Flansch/Schale. Es werden sowohl innere als auch äußere Belastungen berücksichtigt. Die berücksichtigten Belastungszustände schließen den Montagezustand, die hydrostatische Prüfung und alle nachfolgenden maßgeblichen Betriebszustände ein. Es werden im Wesentlichen die folgenden Berechnungsschritte durchgeführt:

- a) Zunächst wird die (beim Anziehen der Schrauben zu erreichende) erforderliche Mindest-Einbau-Schraubenkraft bestimmt, sodass in jedem nachfolgenden festgelegten Belastungszustand die auf die Dichtung wirkende Restkraft nie kleiner als die für die Dichtung erforderliche mittlere Mindestkraft ist (Werte der Dichtungsdaten z. B. nach EN 1591-2). Die Bestimmung dieser Schraubenkraft erfolgt iterativ, da sie von der effektiven Dichtungsbreite abhängt, die wiederum von der Einbau-Schraubenkraft abhängig ist.
- b) Anschließend werden die inneren Kräfte, die aus den ausgewählten Werten der Einbau-Schraubenkräfte resultieren, für alle Belastungszustände berechnet, und die Zulässigkeit äußerer und innerer Kräfte in Kombination wird wie folgt geprüft:
 - 1) Montagezustand: Prüfung unter Annahme der maximal möglichen Schraubenkraft, die durch das Montageverfahren (Schrauben-Anziehverfahren) erreicht werden kann;
 - 2) Prüf- und Betriebszustände: Prüfung unter Annahme der erforderlichen Mindestkräfte (außer bei Anwendung des besonderen Verfahrens mit festgelegter Schraubenkraft, wie unter 1) beschrieben), um sicherzustellen, dass die Verbindung diese Mindestkräfte abgesehen von örtlich stark begrenzten Stellen ohne Verziehen aufbauen kann. Höhere tatsächliche Einbau-Schraubenkräfte führen in Folgezuständen (Prüfzustand, Betriebszustand) zu (begrenzter) plastischer Verformung. Die so festgelegten Prüfungen stellen jedoch sicher, dass diese Verformungen die Schraubenkräfte nicht auf einen Wert unterhalb der Mindestkraft reduzieren.

Bei Bedarf können die Flanschdrehungen bei allen Lastzuständen nach Anhang C geschätzt und die erzielten Werte mit möglicherweise geltenden Anwendungsgrenzen von Dichtungen verglichen werden.

EN 1591-1 basiert auf dem Grundsatz der Einhaltung einer gewählten Leckagerate. In diesem Fall müssen die Dichtungskoeffizienten der Dichtung in Prüfungen nach EN 13555 ermittelt oder direkt EN 1591-2:2008 entnommen werden. Das Leckageverhalten der Dichtung wird nach EN 13555 mit Helium gemessen. Verfügbare, noch unvollständige Modelle zur Umrechnung der Leckagerate sowie deren Grenzen sind in Anhang I angegeben.

Besteht allerdings keine Anforderung an eine Begrenzung der Leckagerate, kann die Berechnung mit Dichtungskoeffizienten erfolgen, die nicht mit der Leckagerate zusammenhängen (siehe Tabelle in Anhang G); die übrigen Koeffizienten sind nach EN 13555 zu ermitteln oder direkt EN 1591-2:2008 zu entnehmen. In diesem Fall kann die beabsichtigte Leckagerate aus dem berechneten Anpressdruck der Dichtung und dem Dichtheitsdiagramm, das für diese spezielle Dichtungsform in Prüfungen nach EN 13555 erhalten wurde, ermittelt werden.

Die mit den in dieser Norm beschriebenen Verfahren berechnete Kraft stellt die Mindest-Schraubenkraft dar, die auf die Dichtung aufgebracht werden sollte, um die erforderliche Dichtheitsklasse zu erreichen. Eine innerhalb zulässiger Belastungsgrade steigende Schraubenkraft an Flanschen/Schraube/Dichtung verringert Leckageraten und ergibt eine konservative Konstruktion. Der Konstrukteur kann eine Schraubenkraft wählen, die zwischen der Last zum Erreichen der Dichtheitsklasse und der durch die Belastungsgrade begrenzten Last liegt.

D.2 Mechanisches Modell

Die Berechnungsmethode beruht auf dem folgenden mechanischen Modell:

- a) Die Geometrie der Flansche und der Dichtung ist axialsymmetrisch. Kleine Abweichungen, z. B. aufgrund einer begrenzten Anzahl von Schrauben, sind zulässig. Geteilte lose Flansche oder ovale Flansche sind unzulässig.
- b) Der Querschnitt des Flanschrings (radialer Schnitt) bleibt unverformt. Es werden nur Umfangsspannungen und -zugkräfte im Ring behandelt; radiale und axiale Spannungen sowie Zugkräfte werden vernachlässigt. Diese Annahme erfordert die Einhaltung der Bedingung 4.2 a).
- c) Der Flanschring ist an eine zylindrische Schale angeschlossen. Ein konischer Ansatz wird wie eine äquivalente zylindrische Schale mit berechneter Wanddicke behandelt, welche für elastisches und plastisches Verhalten unterschiedlich ist, jedoch immer zwischen der tatsächlichen Mindest- und Höchstdicke liegt. Kegelschalen und Kugelschalen werden wie äquivalente zylindrische Schalen mit gleicher Wanddicke behandelt; Unterschiede zu zylindrischen Schalen werden explizit in den Formeln berücksichtigt. Die fortlaufende radiale Verschiebung und Drehung an der Verbindung von Flanschring und Schale wird in der Berechnung berücksichtigt.
- d) Die Dichtung wird durch elastisches Verhalten mit einer Korrektur für den plastischen Anteil dargestellt. Bei Dichtungen in unelastischen Werkstoffen, die starke Verformungen zulassen (z. B. Flachdichtungen, die größtenteils aus Gummi bestehen), können die Ergebnisse nach dieser Berechnungsmethode übermäßig konservativ sein (d. h. erforderliche Schraubenkraft zu hoch, zulässiger Mediendruck zu gering, erforderliche Flanschdicke zu groß usw.), da die Methode diese Eigenschaften vernachlässigt.
- e) Die Dichtung berührt die Flanschdichtfläche auf einer (berechneten) kreisförmigen Fläche. Die effektive Dichtungsbreite (radial) b_{Ge} kann geringer als die tatsächliche Dichtungsbreite sein. Diese effektive Dichtungsbreite b_{Ge} wird für den Montagezustand ($I = 0$) berechnet und es wird angenommen, dass sie für alle nachfolgenden Belastungszustände ($I = 1, 2 \dots$) unverändert bleibt, selbst wenn die Dichtungsspannung in einem der Folgezustände höher ist (betroffene Änderungen der Werte für E_G sind für das Rechenergebnis vernachlässigbar.) Für die Benummerung der Folgezustände ist keine chronologische Reihenfolge festgelegt. Die Berechnung von b_{Ge} schließt die elastische Drehung beider Flansche sowie die elastische und plastische Verformung der Dichtung (näherungsweise) im Montagezustand ein.
- f) Der Elastizitätsmodul der Dichtung bei Entlastung (E_G) kann mit der auf die Dichtung wirkenden Druckspannung Q_G ansteigen. Dieser Elastizitätsmodul ist der elastisch plastische Sekantenmodul bei Entlastung, der zwischen 100 % und 33 % bei mehreren Dichtungsspannungswerten gemessen wird. Die Berechnungsmethode verwendet den höchsten Spannungswert (Q_G) im Montagezustand.
- g) Das Kriechen der Dichtung unter Pressung kann durch einen Kriechfaktor P_{QR} näherungsweise berücksichtigt werden (siehe Anhang F).
- h) Thermische und mechanische axiale Verformungen von Flanschen, Schrauben und Dichtung werden berücksichtigt.
- i) Die Belastung der Flanschverbindung ist axialsymmetrisch. Nicht axialsymmetrische Biegemomente werden durch eine äquivalente axiale Kraft ersetzt, die nach Formel (96) axialsymmetrisch ist.

- j) Lastwechsel zwischen verschiedenen Belastungszuständen bewirken interne Änderungen der Schrauben- und Dichtungskräfte. Diese werden unter Berücksichtigung der elastischen Verformungen aller Bauteile berechnet. Für die Sicherstellung der Dichtheit wird die erforderliche Einbau-Montagekraft berechnet (siehe 7.5), um sicherzustellen, dass die erforderlichen Kräfte, die auf die Dichtung wirken, unter allen Bedingungen erreicht werden (siehe 7.4 und 7.6).
- k) Nachweise der Belastungsgrenze beruhen auf den Belastungsgrenzen jedes Bauteils. Übermäßige Verformungen werden dadurch verhindert. Grenzen für Dichtungen, die von Q_{smax} abhängen, sind nur Näherungen.

Folgendes wird bei diesem Modell nicht berücksichtigt:

- l) Biegesteifigkeit und Biegefestigkeit der Schrauben. Dies ist eine Vereinfachung. Allerdings schließt die Zugsteifigkeit der Schrauben (näherungsweise) die Verformung der mit den Muttern oder Gewindelöchern in Kontakt stehenden Schraubenpartie mit ein (siehe Formel (42)).
- m) Kriechen von Flanschen und Schrauben (unter der Annahme, dass die Werkstoffe so gewählt wurden, dass übermäßiges Kriechen vermieden wird).
- n) Unterschiedliche radiale Verformungen an der Dichtung (Vereinfachung ohne Auswirkungen bei gleichen Flanschen).
- o) Ermüdungsnachweise (üblicherweise nicht in Berechnungsregeln wie dieser berücksichtigt).

D.3 Erforderliche Prüfungen

Prüfungen der Zulässigkeit von Belastungen setzen Sicherheitsbeiwerte voraus, die auch auf die Streckgrenze bzw. Dehngrenze des Werkstoffs bei der Bestimmung der Nenn-Berechnungsspannungen in der Berechnungsmethode angewendet werden.

Die Schraubenkraft im Montagezustand muss ausreichen, um die Dichtheit für alle nachfolgenden Belastungszustände sicherzustellen. Darüber hinaus wird empfohlen, das Anziehverfahren für die Schrauben zusammen mit den erforderlichen Kennwerten (z. B. Drehmoment, Spannung usw.) festzulegen.

- Die Belastungsgrade für Schrauben, Dichtung und beide Flansche sind für alle Belastungszustände (einschließlich Montage- und Belastungszustände) zu prüfen.
- Ist keine Leckagerate festgelegt, kann die voraussichtliche Leckagerate in allen Situationen aus der berechneten Dichtungsbelastung ermittelt werden, und zwar mithilfe von Leckagedaten für die Dichtung aus Prüfungen nach EN 13555.

D.4 Berechnungsschritte

Die Schritte der Berechnungsmethode sind im Folgenden zusammen mit den Abschnittsnummern dieses Dokuments aufgeführt.

- 6 Berechnungskennwerte
- 6.2 Kennwerte für ersten und zweiten Flansch
- 6.2.2 b_F, d_F, e_F (oder b_L, d_L, e_L)¹⁾ und $\tilde{b}_F, \tilde{d}_F, \tilde{e}_F$ (oder $\tilde{b}_L, \tilde{d}_L, \tilde{e}_L$)¹⁾
 d_{3e} ($\tilde{d}_{3e} = d_{3e}$)
- 6.2.3 e_E, e_D, d_E und $\tilde{e}_E, \tilde{e}_D, \tilde{d}_E$
- 6.2.4 h_R und \tilde{h}_R
 Z_F, Z_L und \tilde{Z}_F, \tilde{Z}_L
- 6.3 Schrauben- und Scheibenkennwerte
- 6.3.2 A_B
- 6.3.3 X_B
- 6.3.4 $b_W, d_W, d_{K1}, d_{K2}, b_{KB}$
- 6.3.5 X_W und \tilde{X}_W
- 6.4 Dichtungskennwerte

ANMERKUNG Eine alternative Berechnungsmethode, die die plastische Verformung berücksichtigt, welche sich in den Zuständen nach der Montage ergeben kann, ist in Anhang H vorgeschlagen. Die Anwendung dieses Anhangs kann die von 6.4 bis Abschnitt 7 vorgeschlagene Berechnung ersetzen. Anschließend kann mit der Berechnung aus Abschnitt 8 fortgefahren werden.

- 6.4.2 b_{Gt}, d_{Gt}, A_{Gt}
- 6.4.3 F_{G0} aus Formel (58) oder aus Formel (1) in Abschnitt 5, falls eine Einbau-Schraubenkraft ($F_{B0,specified}$) festgelegt ist
 b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge} (erste Näherung)
 E_{G0}, h_{G0} und \tilde{h}_{G0}
- 6.4.4 X_G
Tabelle 1 b_{Ge}, d_{Ge}, A_{Ge} (genauer)
- 6.4.5 h_P, h_Q, h_G, h_H (und h_L)¹⁾ und $\tilde{h}_P, \tilde{h}_Q, \tilde{h}_G (= \tilde{h}_{G0}), \tilde{h}_H$ (und \tilde{h}_L)¹⁾

1) Nur bei losen Flanschen.

| | |
|-------------|---|
| 7 | Kräfte |
| 7.2 | Aufgebrachte Belastungen |
| 7.2.1 | T_0, F_{R0} ($I = 0$) |
| 7.2.2 | $A_Q, F_{QI}, F_{AI}, F_{LI}, M_{AI}, M_{TGI}, F_{RI}, \Delta U^T_I$ ($I > 0$) |
| 7.3 | Nachgiebigkeit der Verbindung |
| | $Y_{GI}, Y_{QI}, Y_{RI}, Y_{BI}$ |
| 7.4 | Mindest-Dichtungskräfte |
| | F_{G0min}, F_{GImin} |
| 7.5 | Innere Kräfte im Montagezustand |
| 7.5.1 | $F_{G\Delta}$ (aus Formel (109) oder aus Formel (110), in Verbindung mit Anhang H) |
| | $F_{G0 \text{ req}}, F_{B0 \text{ req}}$ (wenn $F_{G0 \text{ req}} > F_{G0}$, dann ist mit der Berechnung ab 6.4.3 erneut zu beginnen) |
| 7.5.2 | $F_{B0 \text{ nom}}, F_{B0 \text{ max}}, F_{G0 \text{ max}}$ |
| 7.6 | Innere Kräfte in Folgezuständen |
| | F_{G0d} (aus Formel (119) oder aus Formel (2), wenn entsprechend Abschnitt 5 eine Einbau-Schraubenkraft festgelegt ist) |
| | F_{GI} (aus Formel (120) oder aus Formel (121), in Verbindung mit Anhang H), F_{BI} |
| 8 | Belastungsgrenzen |
| 8.2 | Schrauben |
| | Φ_B |
| 8.3 | Dichtung |
| | Φ_G |
| 8.4/8.5/8.6 | Erster Flansch und zweiter Flansch ²⁾ |
| | Φ_F (oder Φ_L), eventuell Φ_X , und $\tilde{\Phi}_F$ (und $\tilde{\Phi}_L$), eventuell $\tilde{\Phi}_X$ |

2) Zur Vereinfachung ist eine mögliche Optimierung von d_7 (für lose Flansche) nicht dargestellt (siehe 8.6).

Anhang E (informativ)

Beispiele für Reibungskoeffizienten zwischen Dichtungs- und Flanschdichtfläche

**Tabelle E.1 — Beispiele für Reibungskoeffizienten zwischen
Dichtungs- und Flanschdichtfläche**

| Allgemeine Dichtungsart | Wert für μ_G |
|---|------------------|
| Dichtungen auf PTFE-Basis | 0,05 |
| Dichtungen auf Graphitbasis | 0,1 |
| Dichtungen auf Faserbasis/Gummidichtungen | 0,25 |
| Flachdichtungen aus Metall | 0,15 |

Diese Reibungsfaktoren sind vermutlich sehr konservativ. Eine experimentelle Bestimmung des Reibungsfaktors sollte bevorzugt werden.

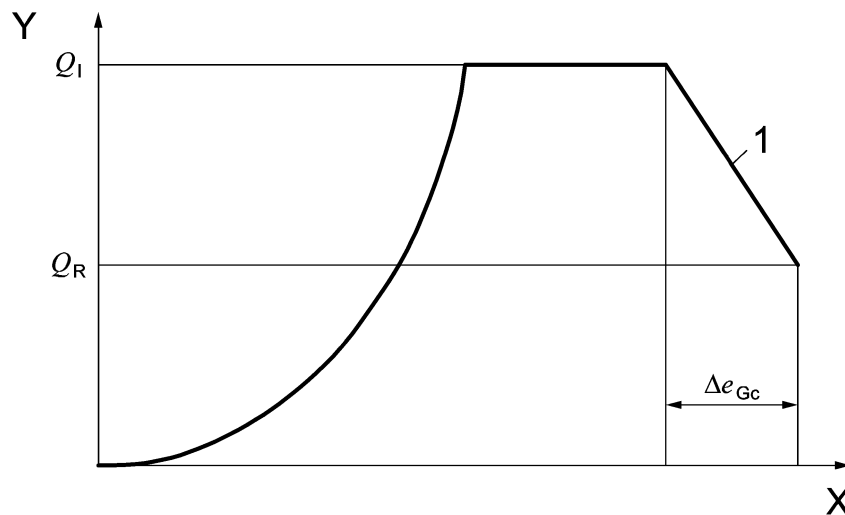
ANMERKUNG Die hier angegebenen Untergrenzen können zu sehr konservativen Berechnungen führen, da sie die spezifische Rauheit der Flanschoberfläche nicht berücksichtigen.

Anhang F (normativ)

Bestimmung von $\Delta e_{Gc,I}$ auf der Grundlage eines gegebenen Kriechfaktors P_{QR}

F.1 Bestimmung der Durchbiegung während einer P_{QR} -Prüfung

ANMERKUNG In EN 13555:2004 und EN 1591-1:2001+A1:2009 wurde das Kriechen der Dichtung durch den Faktor P_{QR} berücksichtigt. Die vorliegende Version dieser Norm verwendet hierfür nicht mehr den Faktor P_{QR} . Kriechen wird nunmehr direkt durch die Behandlung der Dichtungsdurchbiegung, einschließlich des viskosen Anteils, berücksichtigt.



Legende

- X Dichtungsdurchbiegung
- Y Dichtungsflächenpressung
- 1 Kriech-/Relaxations-Phase bei einer festgelegten Steifigkeit

Bild F.1 — P_{QR} -Prüfung

Der vormalige Kriechfaktor P_{QR} wird für eine bestimmte Steifigkeit der Baugruppe (K), eine bestimmte Einbauspannung der Dichtung (Q_I) und eine Temperatur (T) gemessen. Nach EN 13555:2004 ist der gemessene Kriechfaktor $P_{QR}[K, Q_I, T]$ für diese spezifischen Bedingungen durch die nachstehende Formel als Verhältnis der Restspannung zur Einbauspannung definiert:

$$P_{QR}[K, Q_I, T] = Q_R / Q_I \quad (F.1)$$

Somit kann für eine bestimmte Gruppe von Bedingungen $[K, Q_I, T]$ der viskose Kriechanteil der Dichtungsdurchbiegung während der Prüfung mit der folgenden Formel bestimmt werden:

$$\Delta e_{Gc}[K, Q_I, T]_{\text{test}} = \frac{A_{Gt[\text{test}]} \times Q_I \times (1 - P_{QR}[K, Q_I, T])}{K} \quad (F.2)$$

Dabei ist

- $A_{Gt[test]}$ die für die Prüfung nach EN 13555:2004 gewählte Dichtungsfläche, definiert durch:
 $A_{Gt} = \frac{\pi}{4} \times (d_{Gext}^2 - d_{Gint}^2)$, wobei d_{Gext} und d_{Gint} die in der Prüfung verwendeten externen bzw. internen Durchmesser der Dichtung sind (übliches Dichtungsmaß: PN40 DN40) [mm²];
- K die Steifigkeit für den in der Prüfung nach EN 13555:2004 verwendeten Prüfstand [N/mm];
- T die Temperatur (während der Prüfung), die für die Prüfung nach EN 13555:2004 gewählt wird (muss möglichst nahe an der Temperatur für die berechnete Baugruppe liegen) [°C];
- Q_1 der Einbau-Anpressdruck der Dichtung [MPa];
- $P_{QR}[K, Q_1, T]$ der Wert des Kriechfaktors, ermittelt in der Prüfung nach EN 13555:2004 für die jeweiligen Bedingungen (Steifigkeit, Einbau-Anpressdruck und Temperatur).

F.2 Bestimmung der in der Berechnung zu berücksichtigenden Durchbiegung

In der Berechnung ist die Steifigkeit der Baugruppe in Bezug auf die Dichtung durch $1/Y_G$ definiert. Somit muss der Wert von K für die P_{QR} -Prüfung möglichst nahe an dem Wert von $1/Y_G$ der berechneten Baugruppe liegen. Dann wird der viskose Kriechanteil der Dichtungsdurchbiegung, der in der Berechnung zu berücksichtigen ist, durch die folgende Formel definiert:

$$\Delta e_{Gc} = K \times Y_G \times \Delta e_{Gc[K, Q_1, T], test} \quad (F.3)$$

Anhang G (informativ)

Dichtungskennwerte, wenn keine Leckagerate festgelegt ist

Tabelle G.1 — Dichtungskennwerte, wenn keine Leckagerate festgelegt ist

| Dichtungsformen und -werkstoffe | Q_{0min} MPa | m |
|---|-------------------|-----|
| Nichtmetallische Flachdichtungen (Weichstoff) und Flachdichtungen mit Metalleinlage | | |
| Gummi | 0,5 | 0,9 |
| PTFE | 10 | 1,3 |
| Expandiertes PTFE (ePTFE) | 12 | 1,3 |
| Expandierter Graphit ohne Metalleinlage | 10 | 1,3 |
| Expandierter Graphit mit perforierter Metalleinlage | 15 | 1,3 |
| Expandierter Graphit mit haftender flacher Metalleinlage | 10 | 1,3 |
| Expandierter Graphit mit in dünnen Lagen geschichtetem Metallblech mit beständigen hohen Spannungen | 15 | 1,3 |
| Asbestfreie Faser mit Bindemittel (Dicke < 1 mm) | 40 | 1,6 |
| Asbestfreie Faser mit Bindemittel (Dicke ≥ 1 mm) | 35 | 1,6 |
| Profilierte Dichtungen aus Stahl mit Weichstoffauflagen auf beiden Seiten | | |
| PTFE-Auflagen auf weichem Stahl | 10 | 1,3 |
| PTFE-Auflagen auf nichtrostendem Stahl | 10 | 1,3 |
| Graphitauflagen auf weichem Stahl | 15 | 1,3 |
| Graphitauflagen auf niedrig legiertem wärmebeständigen Stahl | 15 | 1,3 |
| Graphitauflagen auf nichtrostendem Stahl | 15 | 1,3 |
| Silberauflagen auf wärmebeständigem nichtrostenden Stahl | 125 | 1,8 |
| Spiraldichtungen mit Weichstofffüllung | | |
| Spiraldichtungen mit PTFE-Füllung, ausschließlich mit Außenring | 20 | 1,6 |
| Spiraldichtungen mit PTFE-Füllung, mit Innen- und Außenring | 20 | 1,6 |
| Spiraldichtungen mit Graphitfüllstoff, ausschließlich mit Außenring | 20 | 1,6 |
| Spiraldichtungen mit Graphitfüllstoff, mit Innen- und Außenring | 50 | 1,6 |
| Dichtungen aus reinem Metall | | |
| Aluminium (Al) (weich) | 50 | 2,0 |
| Kupfer (Cu) oder Messing (weich) | 100 | 2,0 |
| Eisen (Fe) (weich) | 175 | 2,0 |
| Stahl (weich) | 200 | 2,0 |
| Stahl, niedrig legiert, wärmebeständig | 225 | 2,0 |
| Nichtrostender Stahl | 250 | 2,0 |
| Nichtrostender Stahl, wärmebeständig | 300 | 2,0 |
| Metallummantelte Dichtungen mit Abdeckung | | |
| Mantel aus weichem Eisen oder Stahl mit Graphitfüllung und Abdeckung | 20 | 1,3 |
| Mantel aus niedrig legiertem Stahl (4 % bis 6 % Chrom) oder nichtrostendem Stahl mit Graphitfüllung und Abdeckung | 20 | 1,3 |
| Mantel aus nichtrostendem Stahl mit Füllung aus expandiertem PTFE und Abdeckung | 10 | 1,3 |
| Mantel aus einer Nickellegierung mit Füllung aus expandiertem PTFE und Abdeckung | 10 | 1,3 |
| Metallummantelte Dichtungen | | |
| Mantel aus Aluminium (weich) mit Graphitfüllung | 50 | 1,6 |
| Mantel aus Kupfer oder Messing (weich) mit Graphitfüllung | 60 | 1,8 |
| Mantel aus weichem Eisen oder Stahl mit Graphitfüllung | 80 | 2,0 |
| Mantel aus niedrig legiertem Stahl (4 % bis 6 % Chrom) oder nichtrostendem Stahl mit Graphitfüllung | 100 | 2,2 |

Anhang H (informativ)

Alternative Berechnung mit Berücksichtigung der plastischen Verformung der Dichtung in nachfolgenden Belastungszuständen (nach dem Montagezustand)

H.1 Einleitung

Im Hauptteil der in dieser Norm beschriebenen Berechnungsmethode sollten mögliche plastische Verformungen der Dichtung nur für den Montagezustand berücksichtigt werden ($e_{G(0)} \leq e_{G(N)} = e_{Gt}$); für nachfolgende Belastungszustände werden sie zur Vereinfachung vernachlässigt.

Wenn jedoch in einem Folgezustand die Dichtungsspannung über den Wert im Montagezustand hinaus ansteigt (z. B. aufgrund eines äußeren Mediendrucks) und/oder wenn sich der Widerstand des Dichtungswerkstoffes reduziert (z. B. aufgrund einer erhöhten Temperatur), treten in der Dichtung zusätzliche plastische Verformungen auf.

Somit gilt in Formel (106) und Formel (121) $[e_{G(0)} - e_{G(A)}] > 0$.

Alle Maße einer Dichtung können sich unter Belastung ändern, sie können jedoch auch unverändert bleiben. Die Dichtungsdicke kann sich von $e_{G(N)} = e_{Gt(\text{new})}$ zu $e_{G(0)} = e_{G(Q0)}$ zu $e_{G(I)} = e_{Ge(I)}$ ändern. Die letzte Veränderung gibt die entscheidende kleinste Dichtungsdicke $e_{G(A)}$ (nach Auftreten aller Situationen) an.

Die effektive Breite b_{Ge} kann sich ebenfalls durch veränderliche Belastungen ändern; sie kann mit einer Änderung von d_{Ge} und A_{Ge} zusammenhängen. Für konservative Ergebnisse sollte die größte Breite $b_{Ge} = b_{Ge(A)}$ gewählt werden.

Auch die theoretische Breite b_{Gt} kann sich unter Belastung ändern (sie kann zunehmen, wenn e_{Ge} abnimmt); diese Auswirkung ist jedoch nicht groß und wird der Einfachheit halber vernachlässigt.

H.2 Durchführung der Berechnung

H.2.1 Allgemeine Beschreibung

Die Berechnung der plastischen Verformungen einer Dichtung sollte auf den entsprechenden Kräften $F_{G(I)}$ beruhen.

Aus einer bekannten tatsächlichen Dichtungskraft nach der Montage, $F_{G(0)}$, kann die entsprechende tatsächliche Kraft in allen Folgezuständen ($I = 1, 2, \dots, I_{\max}$) wie folgt berechnet werden:

$$F_{G(I)} = \{F_{G(0)} \times Y_{G(0)} - \Delta U_{G(I)} - [e_{G(0)} - e_{G(A)}]\} / Y_{G(I)} \quad (\text{H.1})$$

Dabei gilt: $\Delta U_{G(I)} = [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]$

Die iterative Berechnung beginnt mit $e_{G(A)} = e_{G(0)}$.

Für eine minimale Änderung der Dichtungsdicke sollte eine erforderliche Präzision angenommen werden:

$$\Delta e_{G(A)} = e_{G(A),old} - e_{G(A),new} \quad \text{z. B. } \Delta e_{G(A),min} = 0,02 \text{ mm} \quad (\text{H.2})$$

Für alle Belastungszustände ($I = 0, 1, 2, \dots, I_{max}$) sollten die effektiven Maße der Dichtung ($b_{Ge(l)}$, $d_{Ge(l)}$, $A_{Ge(l)}$ und $e_{Ge(l)}$) nach einem der folgenden Abschnitte H.3 bis H.5 bestimmt werden.

H.2.2 Keine zusätzliche plastische Verformung

Gilt für keinen Belastungszustand $e_{Ge} < e_{G(A)}$, so tritt keine zusätzliche plastische Verformung auf. Die tatsächlichen effektiven Maße b_{Ge} , d_{Ge} , A_{Ge} und $e_{G(A)}$ bleiben unverändert. Die Berechnung wird unter 7.4 (entweder mit Formel (110) oder mit Formel (125)) fortgesetzt.

H.2.3 Zusätzliche plastische Verformung

Gilt für einen der Belastungszustände $e_{Ge} < e_{G(A)} = e_{G(A),old}$, so tritt eine zusätzliche plastische Verformung auf. Es sollte ein neuer Wert $e_{G(A)} = e_{G(A),new}$ angesetzt werden. Dazu werden folgende Regeln vorgeschlagen:

- a) $e_{G(A),new} \approx 0,5 \times \{ \min[e_{Ge(l)}] + e_{G(A),old} \}$; jedoch:
- b) $e_{G(A),new} \geq 0,8 \times e_{G(A),old}$; jedoch:
- c) $e_{G(A),new} \leq e_{G(A),old} - \Delta e_{G(A),min}$

Bei Änderungen von $\Delta e_{G(A)} \geq e_{G(A),min}$ sollten die effektiven Maße $b_{Ge(l)}$, $d_{Ge(l)}$, $A_{Ge(l)}$ und $e_{Ge(l)}$ erneut berechnet werden. Die Berechnung kehrt zu 6.4 zurück.

Bei Änderungen von $\Delta e_{G(A)} < \Delta e_{G(A),min}$ sollten in allen weiteren Berechnungen der kleinste Wert $e_{G(l)} = e_{G(A)}$ und der größte Wert $b_{Ge(l)}$ mit den entsprechenden Werten für $d_{Ge(l)}$ und $A_{Ge(l)}$ angewendet werden.

Die Berechnung wird unter 7.4 (entweder mit Formel (110) oder mit Formel (125)) fortgesetzt.

H.3 Flachdichtungen

H.3.1 Flachdichtungen mit geringen oder mittleren Verformungen

H.3.1.1 Grundformeln

Aufgrund der Flanschdrehung ($\theta_{F(1)} + \theta_{F(2)} = \theta_G$) variiert die relative axiale Verformung der Dichtung (Ψ) über die Breite (in radialer Richtung).

Wenn an einem Radius r_0 die Verformung Ψ_0 beträgt, dann beträgt an einem Radius $r_0 + \Delta r$ die Verformung:

$$\Psi = \Psi_0 + \theta_G \times \Delta r / e_{Gt} \quad (\text{H.3})$$

$$\theta_G = H_G \times F_G \quad (\text{H.4})$$

$$H_G = (h_G \times Z_F / E_F)_{(1)} + (h_G \times Z_F / E_F)_{(2)} \quad (\text{H.5})$$

Aus der axialen Verformung $\Psi_{(r)}$ ergibt sich eine axiale Druckspannung $Q_{(r)}$ (oder umgekehrt). Das Gleichgewicht der Axialkraft $\left(\int Q_{(r)} \times dr\right)$ und ein Moment $\left(\int Q_{(r)} \times (r - r_0) \times dr\right)$ ergeben die effektive Dichtungsbreite (b_{Ge}) und den entsprechenden Durchmesser (d_{Ge}), an denen die Dichtungskraft wirkt und an denen auch die tatsächliche effektive Dichtungsdicke (e_{Ge}) zu finden sein sollte:

$$e_{Ge} = e_{Gt} \times [1 - \Psi_0] - \Theta_{G(l)} \times (b_{Gt} - b_{Ge} / 2) \quad (H.6)$$

H.3.1.2 Berechnungen für ein allgemeines Werkstoffgesetz

Die durchschnittliche (mittlere) Druckspannung der Dichtung, Q_{av} , in Abhängigkeit von der mittleren Verformung $\Psi = 1 - e_G / e_{Gt}$ kann durch Messungen nach EN 13555 (Dichtung zwischen starren Platten) ermittelt werden.

Diese Funktion kann auch angewendet werden, um die örtliche veränderliche Druckspannung $Q_{(\Psi)}$ in Abhängigkeit von der örtlichen veränderlichen Verformung zu bestimmen (Dichtung zwischen sich drehenden Flanschen).

Es ist hilfreich, für die Funktion eine Formel zur Verfügung zu haben (statt nur erweiterter Tabellen), z. B:

$$Q_{(\Psi)} = \min\{[(C_1 + (C_2 + C_3 \times \Psi) \times \Psi) \times \Psi] / [1 + (B_1 + B_2 \times \Psi) \times \Psi]; Q_Y\} \quad (H.7)$$

Es sind auch andere Formeln möglich. Es sollte immer von Folgendem ausgegangen werden: $d_Q / d\Psi = D_G > 0$ für alle Ψ ($0 < \Psi < \Psi_{max}$).

Die erforderlichen Integrale können durch ein numerisches Verfahren für 6 Punkte (5 Sektoren) der theoretischen Dichtungsbreite berechnet werden:

Folgendes sollte angenommen werden: $\Psi_0 = \Psi_{(0)}$

$$\Psi_{(J)} = \max\{0; \Psi_0 + J \times \Delta\Psi\} \quad \text{für } J = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (H.8)$$

$$\Delta\Psi = \Theta_G \times b_{Gt} / (5 \times e_{Gt}) \quad (H.9)$$

$$\Psi = \{\Psi_{(0)}, \Psi_{(1)}, \Psi_{(2)}, \Psi_{(3)}, \Psi_{(4)}, \Psi_{(5)}\} = \text{List } \Psi \quad (H.10)$$

$$Q = \{Q_{(0)}, Q_{(1)}, Q_{(2)}, Q_{(3)}, Q_{(4)}, Q_{(5)}\} = \text{List } Q \quad (H.11)$$

Der Mittelwert von $Q_{(\Psi)}$ über die theoretische Dichtungsbreite und die effektive Dichtungsbreite sollte wie folgt sein:

$$Q_{av} = 0,1 \times Q_{(0)} + 0,2 \times Q_{(1)} + 0,2 \times Q_{(2)} + 0,2 \times Q_{(3)} + 0,2 \times Q_{(4)} + 0,2 \times Q_{(5)} \quad (H.12)$$

$$b_{Ge} = b_{Gt} \times [0,2 \times Q_{(0)} + 0,32 \times Q_{(1)} + 0,24 \times Q_{(2)} + 0,16 \times Q_{(3)} + 0,08 \times Q_{(4)} + 0,0 \times Q_{(5)}] / Q_{av} \quad (H.13)$$

Wenn $A_{Gt} \times Q_{av} \neq F_G$, dann sollte der angenommene Wert Ψ_0 geändert und die Berechnung wiederholt werden. (Um mit H.2.3 fortzufahren, ist eine grobe Näherung für Ψ_0 ausreichend.)

Wenn $b_{Ge} > 0,8 \times b_{Gt}$ ist, dann ist mit H.3.2 fortzufahren.

Andernfalls ergibt sich die effektive Dichtungsdicke e_{Ge} aus Formel (H.6).

H.3.1.3 Berechnungen für ein vereinfachtes Werkstoffgesetz

Das allgemeine Werkstoffgesetz nach Formel (H.7) sollte wie folgt vereinfacht werden: $B_1 = B_2 = 0$ und $C_2 = C_3 = 0$. Dann entspricht es einem linearelastisch idealplastischen Werkstoff ($C_1 = D_G$):

$$Q(\Psi) = \min \{D_G \times \Psi; Q_Y\} \quad (\text{H.14})$$

Die erforderlichen Integrale können analytisch berechnet werden. Bei geringer Belastung (elastisches Verhalten) und großer theoretischer Dichtungsbreite ist die Kontaktbreite $b_{Gc} = b_{G0}$ (unabhängig von der Dichtungskraft):

$$b_{G0} = \{2 \times e_{Gt} / [\pi \times d_G \times D_G \times H_G]\}^{(1/2)} \quad (\text{H.15})$$

Für diesen Fall (elastisch mit $b_{G0} = b_{Gt}$) ergibt sich $b_{Ge} = (2/3) \times b_{G0}$. Für drei weitere Fälle ergeben sich andere Resultate. Zusammengefasst sollten alle in etwa Folgendes ergeben:

$$b_{Ge} = b_{Gt} \times \max \left\{ \left[1 + 5 \times (b_{Gt} / b_{G0})^4 \right]^{(-1/4)}; F_G / (A_{Gt} \times Q_Y) \right\} \quad (\text{H.16})$$

Wenn $b_{Ge} > 0,8 \times b_{Gt}$ ist, dann ist mit H.3.2 fortzufahren.

Andernfalls ergibt sich die effektive Dichtungsdicke e_{Ge} aus Formel (H.6), mit:

$$\Psi_0 = (b_{G0} - b_{Gt}) \times \Theta_G / e_{Gt} \quad (\text{H.17})$$

$\Psi_0 < 0$ ist möglich.

H.3.2 Flachdichtungen mit größeren Verformungen

Wenn $b_{Ge} \approx b_{Gc} \approx b_{Gt}$ ist, dann wird die axiale Druckspannung der Dichtung über die Breite nahezu einheitlich.

Wenn in einer derartigen Situation $F_{G(l)} > A_{Gt} \times Q_{Y(l)}$ ist, sollten größere plastische Verformungen möglich sein. Diese können wie folgt abgeschätzt werden:

Bestimmen eines Faktors zur Unterstützung durch radiale Reibung (bzw. Schub) an den Dichtflächen:

$$c_G = 1 + 0,5 \times k_G \times [1 + k_G] / [1 + \mu_G \times k_G] \quad (\text{H.18})$$

Wenn beide radialen Begrenzungen der Dichtung offen (frei) sind:

$$k_G = 1 \times \mu_G \times b_{Gt} / e_{Ge} \quad (\text{H.19})$$

Wenn nur eine Begrenzung der Dichtung offen ist, sollte die andere geschlossen sein:

$$k_G = 2 \times \mu_G \times b_{Gt} / e_{Ge} \quad (\text{H.20})$$

Wenn beide Begrenzungen der Dichtung geschlossen sind, kann Folgendes angenommen werden:

$$c_G = 5 \quad (\text{H.21})$$

Eine Begrenzung kann nur dann als geschlossen behandelt werden, wenn der radiale Abstand zwischen den beiden Flanschen kleiner als die tatsächliche Dichtungsdicke ist.

Für alle Belastungszustände sollte der entsprechende Belastungsgrad berechnet werden (vorläufige Überprüfung der Belastungsgrenze):

$$\Phi_{G(l)} = F_{G(l)} / (A_{Gt} \times Q_{Y(l)} \times c_G) \quad (H.22)$$

Wenn $\Phi_{G(l)} < 1$ ist, tritt keine zusätzliche plastische Verformung auf.

Wenn $\Phi_{G(l)} > 1$ ist, tritt eine zusätzliche plastische Verformung auf.

Die effektive Dichtungsdicke e_{Ge} sinkt auf einen noch unbekannten Wert. Dieser Wert sollte durch wiederholte Berechnungen mit unterschiedlichen Annahmen für e_{Ge} ermittelt werden, bis $\Phi_{G(l)} \approx 1$ ist. Dies sollte jedoch nicht notwendig sein, da eine Abnahme von $e_{G(A)} = e_{Ge}$ zu einer Abnahme von $F_{G(l)}$ führt. Daher sollte an dieser Stelle eine sehr grobe Schätzung ausreichend sein:

$$e_{Ge, new} = e_{Ge, old} / \Phi_{G(l)} \quad (H.23)$$

H.4 Metaldichtung mit gekrümmten Oberflächen (Bild 3b), c), e), f))

Die effektive Dichtungsbreite sollte im Wesentlichen von der Dichtungskraft abhängen.

$$b_{Gi} = \sqrt{\frac{6 \times k_C \times r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G(l)}}{\pi \times d_{Ge} \times E_{G(l)}} + \left[\frac{F_{G(l)}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Y(l)}} \right]^2} \quad (H.24)$$

Dabei ist

E_G der Elastizitätsmodul der Dichtung für Entlastung/Wiederbelastung bei der betrachteten Temperatur;

Q_Y die Streckgrenze des Dichtungsmetalls.

Dichtung mit einfacher Berührung:

$$K_C = 1 \quad (H.25)$$

$$d_{Ge} = d_{G0} \quad (H.26)$$

Dichtung mit doppelter Berührung:

$$K_C = 2 \quad (H.27)$$

$$d_{Ge} = d_{Gt} \quad (H.28)$$

b_{Ge} , A_{Ge} ergeben sich aus Formel (61) und Formel (62).

$$e_{G(l)} = e_{G(N)} - (b_{Ge} / k_C)^2 / (4 \times r_2 \times (\cos \varphi_G)^3) \quad (H.29)$$

H.5 Metaldichtungen mit achteckigem Querschnitt (Bild 3d))

Die für den Montagezustand in 6.4 (Tabelle 1) bestimmten effektiven Maße sollten in allen nachfolgenden Belastungsfällen unverändert bleiben. Es sollten keine zusätzlichen Verformungen auftreten.

Anhang I (informativ)

Verfügbare, noch unvollständige Modelle zur Umrechnung der Leckagerate für unterschiedliche Bedingungen (basierend auf bestimmten Strömungsmodellen)

I.1 Einleitung und Warnhinweis

WARNUNG — Dieser Anhang kann derzeit aufgrund des noch unzureichenden Verständnisses der Leckage-mechanismen nicht zur Bestimmung der Leckagerate vor Ort angewendet werden. Es wird ausdrücklich betont, dass die im vorliegenden Dokument angegebenen Korrelationen auf einem stark vereinfachten Modell beruhen, bei dem davon ausgegangen wird, dass sich alle Undichtheiten in geraden zylindrischen Kapillaren konzentrieren. Es ist derzeit nicht realistisch, diese Korrelationen ohne zusätzliche genauere Hintergrund-informationen anzuwenden. Der vorliegende Anhang enthält eine Zusammenfassung der zur Verfügung stehenden allgemeinen Korrelationstendenzen.

Die in der Normenreihe EN 1591 entwickelte Berechnungsmethode ermöglicht die Konstruktion von verschraubten Flanschverbindungen für eine bestimmte Dichtheitsklasse. Die Bewertung der voraussichtlichen Dichtheitsklasse kann auch durch eine Analyse im Anschluss an die Berechnung erfolgen, wenn in der Berechnung keine bestimmte Dichtheitsklasse berücksichtigt wurde.

Die Verbindung zwischen der Dichtheitsklasse und den Dichtungsanforderungen (Anpressdruck, Medien-Innendruck und Temperatur) wird durch Prüfung im Labor nach EN 13555 hergestellt. Diese Norm legt Helium als Prüfmedium für die Dichtheitsprüfung fest. Aus praktischen Gründen wird die Dichtung mit nicht verformbaren Platten gepresst und weist festgelegte Maße auf. Darüber hinaus wird für die Prüfungen eine begrenzte Gruppe von Bedingungen (wie Medien-Innendruck oder Temperatur) untersucht.

Bei Durchführung einer Berechnung nach EN 1591-1 sollte der Eingangskennwert im Hinblick auf die tatsächlichen Bedingungen (Innendruck, Temperatur, äußere Belastungen, ...) der verschraubten Flanschverbindung gewählt werden. Wie bereits erwähnt, werden die Leckageraten bei Laborbedingungen beurteilt, die sich von den vor Ort tatsächlich vorliegenden Bedingungen unterscheiden können. Dadurch ergibt sich das Problem einer Beurteilung der voraussichtlichen Leckagerate unter tatsächlichen Bedingungen in Abhängigkeit von der im Labor gemessenen Leckagerate.

Nach einer kurzen Einführung in die Theorie und die Formeln der Strömungsphänomene, wobei besonders auf die Schwierigkeiten und Einschränkungen eingegangen wird, denen die Korrelationsberechnungen unterliegen, wird im vorliegenden Dokument eine praktische Methode beschrieben, die auf dem derzeit verfügbaren Wissen beruht.

I.2 Grundlagen der Strömungslehre

I.2.1 Transportarten

Der Stofftransport im Zusammenhang mit der Leckage an Verbindungen mit Dichtungen (verschraubte Flanschverbindungen mit Dichtungen) erfolgt durch Diffusion oder Permeation und durch viskose Strömung. Die Antriebskraft der Diffusion ist einzig auf Konzentrationsunterschiede zurückzuführen, die bewirken, dass Stoffe in Richtung der niedrigeren Konzentration transportiert werden. Die viskose Strömung wird dagegen durch Druckunterschiede ausgelöst. Bei Dichtungsproblemen sind beide Phänomene untrennbar miteinander verbunden. Bei geringen Druckunterschieden zwischen dem abgedichteten Volumen und der Umgebung dominiert die Diffusion bzw. die Molekularströmung, während bei höheren Druckunterschieden der Anteil der viskosen Strömung überwiegt. Eine ausführliche Erläuterung dieser Stofftransportphänomene bei Dichtungsproblemen kann [7] und [8] entnommen werden.

Die Ableitung von Verhältnissen der Strömungstheorie erfolgt auf der Grundlage einer vereinfachten Modellierung des Dichtungskörpers, durch den die Leckage in den Dichtflächenbereichen stattfindet. Zur Charakterisierung der Strömung entlang der Trennfläche zwischen der Dichtfläche der Dichtung und des Flansches wurde zum Beispiel in [7] auf eine dreieckige Rille als Modell aus [9] für der Flanschdichtfläche zugewandte Rillen zurückgegriffen. Dadurch lässt sich die Grenzleckage von Verbindungen mit kompakten Dichtungen, z. B. Metaldichtungen, modellieren. Zur Beschreibung der Strömung durch Faserdichtungen, vor allem Dichtungen mit langen Fasern, eignen sich Modelle mit Kapillaren als Leckagekanäle. In welchem Umfang diese Modelle auf weitere Verbindungswerkstoffe mit anderen Poren- oder Leckagekanalstrukturen (Graphit, PTFE, Glimmer, ...) anwendbar sind, kann nur experimentell bestimmt werden.

I.2.2 Gase

I.2.2.1 Parallelkapillarenmodell

Die derzeitigen auf der Grundlage des „Parallelkapillarenmodells“ (eingeführt in [16] und [17]) ermittelten Gastransportgesetze sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die die Strömung charakterisierende Größe ist der mittlere freie Weg der Gasatome, geteilt durch den Kapillarendurchmesser; ausgedrückt wird diese Größe durch die Knudsen-Zahl. Bei sehr kleinen Knudsen-Zahlen tritt eine laminare Kontinuumströmung (Hagen-Poiseuille) auf, während bei sehr hohen Zahlen die Strömung molekular ist und dazwischen Mischströmungen auftreten, die beide Komponenten aufweisen.

Tabelle I.1 — Strömungsart in Abhängigkeit von der Knudsen-Zahl

| Knudsen-Zahl K_n | Strömungsart | Berechnungsformel |
|-----------------------|--------------|---|
| $K_n < 1$ | laminar | $\dot{m} = \frac{M}{RT} \frac{nr^4\pi}{16\eta L} (p_i^2 - p_o^2)$ |
| $1 \leq K_n \leq 100$ | gemischt | $\dot{m} = \left(\frac{nr^4\pi}{8\eta} \bar{p} \frac{M}{RT} + \frac{4}{3} \psi \sqrt{\frac{2\pi M}{RT}} nr^3 \right) \frac{\Delta p}{L}$ |
| $K_n > 100$ | molekular | $\dot{m} = \frac{4nr^3}{3L} \sqrt{\frac{2\pi M}{RT}} \Delta p$ |

| | | | |
|-------------|---|-----|--------------------------|
| $K_n = l/d$ | mittlere freie Weglänge/Kapillarendurchmesser | R | universelle Gaskonstante |
| \dot{m} | Massenstrom (Leckrate in Dichtungen) | T | absolute Temperatur |
| ψ | Adzumi-Konstante | M | molare Masse |
| η | dynamische Viskosität | n | Anzahl der Kapillaren |
| $p_i - p_o$ | Außen-, Innendruck | r | Radius der Kapillaren |
| \bar{p} | mittlerer Druck | L | Länge der Kapillaren |
| Δp | Druckdifferenz | | |

Wie in EN 1779 [1] erwähnt, werden für Helium allgemein Leckageraten mit einem Molekularstrom von $10^{-7} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ oder darunter angenommen. Bedingungen für eine viskolaminare Strömung liegen vor, wenn die Leckagerate größer als $10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ist. Wie aus den Formeln in der Tabelle ersichtlich, ist die Abhängigkeit der Leckagerate von Druck, Temperatur und Art des Mediums bei beiden Strömungsarten unterschiedlich.

I.2.2.2 Dusty-Gas-Modell

Ein weiteres Strömungsmodell ist das Dusty-Gas-Modell [10], das nach [11] experimentell besser begründet ist als das Kapillarenmodell. Im Dusty-Gas-Modell wird das poröse Medium durch im Raum verteilte fest verankerte harte Kugeln (Staub (en: dust)) dargestellt. Die Wechselwirkung mit diesen Hindernissen bewirkt den Widerstand im Gastransport. Das Dusty-Gas-Modell — ursprünglich für die reine Diffusion hergeleitet — kann bei hohen Druckgefällen oder -differenzen auf eine viskose Strömungskomponente erweitert werden. In [11] sind Informationen zur Anwendung dieses Modells auf faserbasierte Dichtungen enthalten.

I.2.3 Flüssigkeiten: Parallelkapillarenmodell

Wie in [24] definiert, tritt bei Flüssigkeiten aufgrund der Größe des Durchmessers der Kapillare eine laminare (nicht turbulente) Strömung durch die Kapillare auf. Somit folgt die Leckagerate bei Flüssigkeiten dem Poiseuilleschen Gesetz.

$$L = n \times \rho \times \frac{\pi}{8} \times \frac{r^4}{\eta \times L} (p_1 - p_0) \quad (I.1)$$

(unter Anwendung der Parameterdefinitionen in I.2.2.1 und mit ρ : Dichte [$\text{g} \cdot \text{m}^{-3}$])

I.3 Einflussfaktoren der Leckagerate von Dichtungen und Verbindungen mit Dichtungen

I.3.1 Liste der ermittelten Faktoren

Nach den beiden oben beschriebenen Modellen („Parallelkapillarenmodell“ und „Dusty-Gas-Modell“) stellen die folgenden Größen wichtige Einflussfaktoren der Leckagerate dar:

- der absolute Druck und die Druckdifferenz;
- die Temperatur;
- die molare Masse und die Viskosität des Gases;
- die Dichtungsgeometrie (Breite, Dicke);
- die Mikrostruktur der Dichtung (Geometrie und Anzahl der Kapillaren sowie spezifische Permeabilität und strukturelle Konstante).

I.3.2 Grenzen und Einschränkungen der vorgeschlagenen Modelle

Obwohl es aus den Modellen hervorgeht, wird noch einmal betont, dass die Wirkung der Dichtungsspannung in der verschraubten Flanschverbindung — wahrscheinlich der kritische Parameter — in keinem der Modelle direkt berücksichtigt ist.

Angesichts der in den Modellen gegebenen näherungsweisen Beschreibung tatsächlicher Dichtungen und Verbindungen mit Dichtungen kann nicht davon ausgegangen werden, dass die abgeleiteten mathematischen Verhältnisse quantitative Aussagen zur Leckagerate zulassen. Unter bestimmten Bedingungen sind jedoch qualitative Aussagen zur Wirkung der oben genannten Einflussfaktoren auf die Leckage von Dichtungen möglich.

Eine Voraussetzung für die Gültigkeit aller mathematischen Verhältnisse ist natürlich, dass keine Wechselwirkung (z. B. Oxidation, Anschwellen) zwischen dem eingeschlossenen Medium und der Dichtung auftritt und dass es im zeitlichen Verlauf zu keiner Veränderung des Dichtungswerkstoffs, vor allem aufgrund von höheren Temperaturen, kommt (z. B. Erhärtung von gummigebundenen Faserdichtungen). In derartigen Fällen besteht keine Korrelation zwischen dem Ausgangszustand und den verschiedenen Phasen der Alterung.

Vor Erläuterung der einzelnen Abhängigkeiten ist zu betonen, dass selbst ein lediglich annähernd realistisches theoretisches Verständnis der Dichtungsstruktur mit keinem der Modelle möglich ist und daher nicht weiter verfolgt wird. Hinzu kommt, dass, wie bereits erwähnt, die Auswirkung der Dichtungsspannung in Form einer Veränderung der Dichtungsstruktur nicht berücksichtigt ist. Im Hinblick darauf sind experimentelle Untersuchungen unabdingbar.

I.3.3 Abhängigkeit vom Druck

I.3.3.1 Allgemeines

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [6].

Nach Tabelle I.1 müssen folgende Verhältnisse für eine bestimmte Undichtheit, deren geometrische Maße sich durch den aufgebrachten Druck nicht ändern, angewendet werden, um die Wirkung von Druckschwankungen auf den Leckagestrom zu bestimmen.

I.3.3.2 Definition

| | | |
|---|--------|--|
| $p_{\text{LOW,(ref)}}$ und $p_{\text{LOW,(act)}}$ | [Pa] | unterschiedliche niedrige Drücke für „Bezugs-“ (en: reference) und „tatsächliche“ (en: actual) Bedingungen |
| $p_{\text{HIGH,(ref)}}$ und $p_{\text{HIGH,(act)}}$ | [Pa] | unterschiedliche hohe Drücke für „Bezugs-“ und „tatsächliche“ Bedingungen |
| $L_{\text{P,(ref)}}$ und $L_{\text{P,(act)}}$ | [mg/s] | Leckageraten in Bezug auf die Druckdifferenzen für „Bezugs-“ und „tatsächliche“ Bedingungen |

I.3.3.3 Molekularströmung

$$L_{\text{P,(act)}} = L_{\text{P,(ref)}} \frac{\Delta p_{\text{(act)}}}{\Delta p_{\text{(ref)}}} \quad (1.2)$$

mit Druckdifferenzen

$$\Delta p_{\text{(act)}} = p_{\text{HIGH,(act)}} - p_{\text{LOW,(act)}} \quad \text{mit } p_{\text{HIGH,(act)}} \geq p_{\text{LOW,(act)}}$$

$$\Delta p_{\text{(ref)}} = p_{\text{HIGH,(ref)}} - p_{\text{LOW,(ref)}} \quad \text{mit } p_{\text{HIGH,(ref)}} \geq p_{\text{LOW,(ref)}}$$

I.3.3.4 Viskolaminare Strömung

$$L_{\text{P,(act)}} = L_{\text{P,(ref)}} \frac{\Delta p_{\text{(act)}} \times \bar{P}_{\text{(act)}}}{\Delta p_{\text{(ref)}} \times \bar{P}_{\text{(ref)}}} \quad (1.3)$$

mit mittleren Druckwerten

$$\bar{P}_{\text{(ref)}} = \frac{(p_{\text{HIGH,(ref)}} + p_{\text{LOW,(ref)}})}{2} \quad (1.4)$$

$$\bar{P}_{\text{(act)}} = \frac{(p_{\text{HIGH,(act)}} + p_{\text{LOW,(act)}})}{2} \quad (1.5)$$

I.3.3.5 Praktische Anwendung

Da die Strömung selten eindeutig bestimmt ist (vor allem, wenn das Medium nicht Helium ist), wird hier ein praktischer konservativer Ansatz zur Umrechnung der Werte der Leckagerate in Abhängigkeit vom Druckwert, basierend auf VDI 2200:2007 [12], vorgeschlagen.

$$\text{Wenn } \Delta p_{(\text{act})} > \Delta p_{(\text{ref})}, \text{ dann } L_{P,(\text{act})} = L_{P,(\text{ref})} \frac{\Delta p_{(\text{act})} \times \bar{P}_{(\text{act})}}{v p_{(\text{ref})} \times \bar{P}_{(\text{ref})}} \quad (\text{I.6})$$

$$\text{Wenn } \Delta p_{(\text{act})} < \Delta p_{(\text{ref})}, \text{ dann } L_{P,(\text{act})} = L_{P,(\text{ref})} \frac{\Delta p_{(\text{act})}}{\Delta p_{(\text{ref})}} \quad (\text{I.7})$$

I.3.4 Abhängigkeit von der Temperatur

I.3.4.1 Allgemeines

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [1].

Für eine bestimmte Undichtheit, deren geometrische Maße sich durch Temperaturänderungen nicht ändern, müssen folgende Verhältnisse angewendet werden, um die Wirkung von Temperaturschwankungen auf den Leckagestrom zu bestimmen.

I.3.4.2 Definition

| | | |
|---|----------|---|
| $L_{T,(\text{ref})}$ und $L_{T,(\text{act})}$ | [mg/s] | Leckageraten in Bezug auf $T_{(\text{ref})}$ und $T_{(\text{act})}$ für „Bezugs-“ und „tatsächliche“ Bedingungen |
| $T_{(\text{ref})}$ und $T_{(\text{act})}$ | [K] | unterschiedliche absolute Temperaturen für „Bezugs-“ und „tatsächliche“ Bedingungen |
| $\eta_{T,(\text{ref})}$ und $\eta_{T,(\text{act})}$ | [Pa · s] | dynamische Viskositäten in Bezug auf $T_{(\text{ref})}$ und $T_{(\text{act})}$ für „Bezugs-“ und „tatsächliche“ Bedingungen |

I.3.4.3 Molekularströmung

$$L_{T,(\text{act})} = L_{T,(\text{ref})} \sqrt{\frac{T_{(\text{ref})}}{T_{(\text{act})}}} \quad (\text{I.8})$$

I.3.4.4 Viskolaminare Strömung

$$L_{T,(\text{act})} = L_{T,(\text{ref})} \frac{\eta_{T,(\text{ref})}}{\eta_{T,(\text{act})}} \quad (\text{I.9})$$

I.3.4.5 Praktische Anwendung

Da die Unterscheidung zwischen den Strömungsarten meistens ein Problem darstellt (besonders, wenn das Medium nicht Helium ist), wird hier ein praktischer konservativer Ansatz zur Umrechnung der Werte der Leckagerate in Abhängigkeit von der Temperatur vorgeschlagen.

$$L_{T,(\text{act})} = L_{T,(\text{ref})} \times \text{MAX} \left[\sqrt{\frac{T_{(\text{ref})}}{T_{(\text{act})}}}; \frac{\eta_{T,(\text{ref})}}{\eta_{T,(\text{act})}} \right] \quad (\text{I.10})$$

I.3.5 Abhängigkeit von der Art des Mediums

I.3.5.1 Allgemeines

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [1].

Für eine bestimmte Undichtheit wird das Verhältnis der Leckagerate zweier unterschiedlicher gasförmiger Medien wie folgt bestimmt. Zu beachten ist, dass diese Formeln weder die Änderung eines Leckagewegs noch die Änderungen des Dichtungswerkstoffs aufgrund der Wechselwirkung mit dem inneren Medium berücksichtigen.

I.3.5.2 Definition

| | | |
|---|----------|---|
| $L_{\text{Media,(ref)}}$ und $L_{\text{Media,(act)}}$ | [mg/s] | Leckageraten in Bezug auf das gasförmige „Bezugs-“ und das „tatsächliche“ gasförmige Medium |
| $M_{\text{Media,(ref)}}$ und $M_{\text{Media,(act)}}$ | [kg/mol] | molare Massen des gasförmigen „Bezugs-“ und des „tatsächlichen“ gasförmigen Mediums |
| $\eta_{\text{Media,(ref)}}$ und $\eta_{\text{Media,(act)}}$ | [Pa·s] | dynamische Viskositäten des gasförmigen „Bezugs-“ und des „tatsächlichen“ gasförmigen Mediums |

I.3.5.3 Molekularströmung

$$L_{\text{Media,(act)}} = L_{\text{Media,(ref)}} \times \sqrt{\frac{M_{\text{Media,(act)}}}{M_{\text{Media,(ref)}}}} \quad (\text{I.11})$$

I.3.5.4 Viskolaminare Strömung

$$L_{\text{Media,(act)}} = L_{\text{Media,(ref)}} \times \frac{\eta_{\text{Media,(ref)}}}{\eta_{\text{Media,(act)}}} \quad (\text{I.12})$$

I.3.5.5 Praktische Anwendung

Da die Unterscheidung zwischen den Strömungsarten meistens ein Problem darstellt (besonders, wenn das Medium nicht Helium ist), wird hier ein praktischer konservativer Ansatz zur Umrechnung der Werte der Leckagerate in Abhängigkeit vom gasförmigen Medium vorgeschlagen.

$$L_{\text{Media,(act)}} = L_{\text{Media,(ref)}} \times MAX \left[\frac{\eta_{\text{Media,(ref)}}}{\eta_{\text{Media,(act)}}}, \sqrt{\frac{M_{\text{Media,(act)}}}{M_{\text{Media,(ref)}}}} \right] \quad (\text{I.13})$$

I.3.6 Einfluss der Dichtungsdicke

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [15].

Ein Vergleich der Leckageraten von Dichtungen mit derselben Form, jedoch unterschiedlicher Dicke ist im Allgemeinen wenig hilfreich. Unterschiede in der Herstellung führen zu unterschiedlichen Mikrostrukturen, weshalb eine eindeutige Abhängigkeit der Leckagerate von der Dichtungsdicke nicht erwartet werden kann. Außerdem kommt es zu einer Verschiebung der Verhältnisse der Beiträge der Grenzleckage entlang der Grenzfläche und durch den Dichtungskörper. Darüber hinaus sind das Dichtwerden unter Druck und somit die Veränderung der Mikrostruktur von der Dicke abhängig.

Erwartungsgemäß zeigen Versuchsergebnisse mit dickeren Dichtungen unter ansonsten identischen Bedingungen meistens höhere Leckageraten. Gelegentlich wurde auch eine Umkehrung des Verhältnisses für dieselbe Dichtungsform beobachtet, z. B. für CAF-Werkstoffe [8], [11].

In Anbetracht dieser Umstände scheint es keine zuverlässige Korrelation zwischen Leckagerate und Dichtungsdicke zu geben, und eine zuverlässige Übertragung von Leckageraten auf andere Dichtungsdicken scheint ausgeschlossen.

I.3.7 Einfluss der Dichtungsbreite

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [15].

Eine Voraussetzung für ein umgekehrt proportionales Verhältnis zwischen Leckagerate und Dichtungsbreite bei gleichmäßiger homogener Druckspannung ist eine im Vergleich zur Länge des Leckagekanals ausreichend breite Dichtung.

Bei Dichtungen auf Faserbasis kann die charakteristische Länge des Leckagekanals (im Modell die Kapillarlänge) als der Faserlänge entsprechend behandelt werden. Daher muss die Breite der Dichtung deutlich größer als die Faserlänge sein. Wird die Breite der Dichtung darüber hinaus verringert, ist eine unverhältnismäßig hohe Zunahme der Undichtheit zu beobachten, wie in [8] für CAF-Werkstoffe nachgewiesen.

Zu einer Abweichung vom umgekehrt proportionalen Verhältnis kann es auch bei dicken Dichtungen kommen. In diesem Fall führt dieselbe Druckspannung aufgrund der kleineren Unterstützungswirkung zu einer höheren mittleren Verformung von schmalen Dichtungen.

In Anbetracht dieser Umstände scheint es keine zuverlässige Korrelation zwischen Leckagerate und Dichtungsbreite zu geben, die unmittelbar auf alle Dichtungsformen anwendbar wäre.

I.3.8 Einfluss der Dichtungsspannung

ANMERKUNG Dieser Unterabschnitt beruht auf [15].

Ein umgekehrt exponentielles Verhältnis zwischen Leckagerate und Druck an der Dichtfläche für Belastung und Entlastung nach Vorverformung bei CAF-Werkstoffen wurde erstmalig von Bierl [8] nachgewiesen und anschließend in [13] näherungsweise für CAF und in [14] auch für alle übrigen Dichtungsformen bestätigt.

Aufgrund der Vielzahl unterschiedlicher Dichtungsformen kann dieses Verhältnis jedoch nicht für alle Dichtungsformen verallgemeinert werden. Der Einfluss der Dichtungsspannung wird durch die nach EN 13555 durchgeführte Laborprüfung berücksichtigt. Die in EN 1591-2 in Tabellenform aufgeführten Ergebnisse aus der Prüfung nach EN 13555 geben die Werte der Leckagerate in Abhängigkeit von der tatsächlichen Dichtungsspannung sowie von der Dichtungsspannung im Montagezustand an.

Die Bestimmung der voraussichtlichen Leckagerate in Abhängigkeit von der Dichtungsspannung ist entweder mithilfe:

- des Dichtheitsdiagramms aus EN 13555;
- der Interpolation zwischen Datenpunkten in EN 1591-2 oder anderen Datenbanken (Leitlinien für die Interpolation sind für ein weiteres Dokument geplant);
- der Modellierung des Leckage-Dichtungsspannungs-Diagramms für die jeweilige Dichtungsform (sofern möglich)

durchzuführen.

In Anbetracht dieser Umstände scheint es für die Korrelation zwischen Leckagerate und Dichtungsspannung derzeit keine allgemeine Modellierung zu geben, die unmittelbar auf alle Dichtungsformen anwendbar wäre. Bestenfalls möglich wäre die Erstellung eines spezifischen Modells (einschließlich spezifischer Kennwerte) für jede spezielle Dichtungsform oder Referenz.

I.3.9 Einfluss sonstiger Faktoren

Wie in [1] angegeben, können weitere Faktoren, wie Strömungsrichtung (Innendruck höher oder niedriger als Außendruck) oder Feuchtigkeit, Öl, Fett und sonstige Verunreinigungen, Auswirkungen auf die effektive Leckagerate haben. Diese Faktoren werden jedoch aufgrund ihrer Modellierungsschwierigkeit in den weiteren Umrechnungen nicht berücksichtigt.

I.3.10 Zusammenfassung zu den Einflussfaktoren

Wie aus dem Vorstehenden ersichtlich ist natürlich eine Voraussetzung für die Gültigkeit aller vorstehend entwickelten mathematischen Verhältnisse, dass keine Wechselwirkung (z. B. Oxidation, Anschwellen) zwischen dem eingeschlossenen Medium und der Dichtung auftritt und dass es im zeitlichen Verlauf zu keiner Veränderung des Dichtungswerkstoffs, vor allem aufgrund von höheren Temperaturen oder Drücken, kommt. In derartigen Fällen besteht keine Korrelation zwischen dem Ausgangszustand und den verschiedenen Phasen der Alterung.

Aufgrund der vielen unterschiedlichen Dichtungsformen (Werkstoff, Struktur, ...), der Anzahl, Lage und Gestalt der Leckagewege und der Anzahl der an der effektiven Leckagerate beteiligten Kennwerte können nur grobe qualitative Aussagen zu den Auswirkungen der genannten Einflussfaktoren der Leckage von Dichtungen getroffen werden. Es ist nicht zu erwarten, dass die aus dem hier entwickelten Dusty-Gas-Modell und dem Kapillarenmodell abgeleiteten mathematischen Verhältnisse quantitative Aussagen zur Leckagerate zulassen. Darüber hinaus haben verschiedene Laborversuche die Grenzen der unmittelbaren Anwendbarkeit dieser Formel, z. B. in Bezug auf die Abhängigkeit von Druck und Medium, aufgezeigt. Angesichts dessen sind zur Bestimmung der effektiven Leckagerate bei tatsächlichen Bedingungen experimentelle Untersuchungen unabdingbar.

Dieser Unterabschnitt enthält jedoch eine Liste typischer Einflussfaktoren der Leckagerate. Wo möglich, sind Formeln angegeben, um den Verlauf der Leckagerate in Abhängigkeit von der Veränderung des jeweils betrachteten Kennwerts „grob“ bestimmen zu können. Da mit den vorgeschlagenen Umrechnungsmodellen nur eine „grobe“ Schätzung möglich ist, werden die eingeführten Einflussfaktoren vernachlässigt, wenn kein entsprechendes einfaches und „universelles“ (für alle Dichtungsformen geltendes) Modell verfügbar ist. Es ist nicht sinnvoll, ein zu hohes Maß an Komplexität in diese Umrechnungen einzuführen, wenn die Ergebnisse lediglich eine „grobe“ Schätzung der umgerechneten Leckagerate liefern.

I.4 Praktische Anwendung für Berechnungen nach EN 1591-1

I.4.1 Allgemeines

Die oben beschriebenen Umrechnungsgrundsätze und Formeln können angewendet werden, um die Werte der Leckagerate einer ersten Gruppe von Bedingungen für eine andere Gruppe von Bedingungen umzurechnen. Im Hinblick auf die Berechnung von verschraubten Flanschverbindungen kann die Umrechnung dazu genutzt werden, die „vor Ort“ (also bei „tatsächlichen“ Bedingungen) zu erwartenden Leckageraten anhand der „im Labor“ (also bei „Bezugsbedingungen“) in der Prüfung nach EN 13555 (siehe Tabelle I.2) gemessenen Leckageraten abzuschätzen.

Auf diese Weise kann eine „grobe“ Tendenz für eine „vor Ort“ zu erwartende Leckagerate für die jeweils betrachtete verschraubte Flanschverbindung und/oder die betrachtete Gruppe von verschraubten Flanschverbindungen ermittelt werden. Die Umrechnungsregeln können auch umgekehrt angewendet werden, um die „Bezugs“-Leckagerate zu bestimmen, die angesichts der „vor Ort“ herrschenden Leckagekriterien (siehe Tabelle I.3) anzuwenden ist.

An dieser Stelle wird noch einmal betont, dass die hier vorgestellten Umrechnungstabellen auf den vorstehend entwickelten Formeln beruhen und daher für diese dieselben Grenzen und dieselbe Ungenauigkeit gelten. Die Tabellen gelten nicht für die Abschätzung der Leckageraten „vor Ort“.

I.4.2 Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „tatsächlichen“ Bedingungen anhand von „Bezugs“-Bedingungen

Tabelle I.2 — Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „tatsächlichen“ Bedingungen anhand von „Bezugs“-Bedingungen

| | Schritt | Definition der Koeffizienten | Ergebnis | Einheit |
|---|--|--|-----------------------------------|---------|
| Umrechnung von „Bezugs“- in „tatsächliche“ Leckagerate ↓ | Für jede Situation Bestimmung der „Bezugs“-Leckagerate aus den Ergebnissen der Prüfung nach EN 13555 | | $L_{[dG,P,T,medium](ref)}$ | mg/s/m |
| | Korrektur in Bezug auf das tatsächliche Maß der Flanschverbindung | $K_D = \frac{d_{Gmean,(act)}}{1000}$ | $L_{[dG](act),[P,T,medium](ref)}$ | mg/s |
| | Korrektur in Bezug auf den Mediendruck (berücksichtigt wird nur die Wirkung des Drucks im Leckageweg, die Wirkung des Drucks auf das mechanische Verhalten der Flanschverbindung wird hier nicht berücksichtigt) | wenn $\Delta p_{(act)} > \Delta p_{(ref)}$, dann $K_P = \frac{\Delta p_{(act)} \times \bar{P}_{(act)}}{\Delta p_{(ref)} \times \bar{P}_{(ref)}}$ wenn $\Delta p_{(act)} < \Delta p_{(ref)}$, dann $K_P = \frac{\Delta p_{(act)}}{\Delta p_{(ref)}}$ | $L_{[dG,P](act),[T,medium](ref)}$ | mg/s |
| | Korrektur in Bezug auf die Temperatur (berücksichtigt wird nur die Wirkung der Temperatur auf das Medium, die Wirkung der Temperatur auf das Verhalten des Dichtungswerkstoffs wird hier nicht berücksichtigt) | | $L_{[dG,P,T](act),[medium](ref)}$ | mg/s |
| | Korrektur in Bezug auf das Medium und Bestimmung der „tatsächlichen“ Leckagerate | $K_T = MAX \left[\frac{\eta_{Medium,(ref)}}{\eta_{Medium,(act)}}, \sqrt{\frac{T_{Medium,(ref)}}{T_{Medium,(act)}}} \right]$ $K_M = MAX \left[\frac{\eta_{Medium,(ref)}}{\eta_{Medium,(act)}}, \sqrt{\frac{M_{Medium,(act)}}{M_{Medium,(ref)}}} \right]$ | $L_{[dG,P,T,medium](act)}$ | mg/s |

$$L_{[dG,P,T,medium](act)} = K_D \times K_P \times K_T \times K_M \times L_{[dG,P,T,medium](ref)}$$

I.4.3 Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „Bezugs“-Bedingungen anhand von „tatsächlichen“ Bedingungen

Tabelle I.3 — Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „Bezugs“-Bedingungen anhand von „tatsächlichen“ Bedingungen

| | Schritt | Definition der Koeffizienten | Ergebnis | Einheit |
|---|--|--|-----------------------------------|---------|
| Umrechnung von „tatsächlicher“ in „Bezugs“-Leckagerate ↓ | Kriterien der Leckagerate für tatsächliche Bedingungen | | $L_{[dG,P,T,medium](act)}$ | mg/s |
| | Korrektur in Bezug auf das Medium und Bestimmung der „tatsächlichen“ Leckagerate | $K'_M = MAX \left[\frac{\eta_{Medium,(act)}}{\eta_{Medium,(ref)}}, \sqrt{\frac{M_{Medium,(ref)}}{M_{Medium,(act)}}} \right]$ | $L_{[dG,P,T](act),[medium](ref)}$ | mg/s |
| | Korrektur in Bezug auf die Temperatur (berücksichtigt wird nur die Wirkung der Temperatur auf das Medium, die Wirkung der Temperatur auf das Verhalten des Dichtungswerkstoffs wird hier nicht berücksichtigt) | $K'_T = MAX \left[\frac{\eta_{Medium,(act)}}{\eta_{Medium,(ref)}}, \sqrt{\frac{T_{Medium,(act)}}{T_{Medium,(ref)}}} \right]$ | $L_{[dG,P](act),[T,medium](ref)}$ | mg/s |
| | Korrektur in Bezug auf den Mediendruck (berücksichtigt wird nur die Wirkung des Drucks im Leckageweg, die Wirkung des Drucks auf das mechanische Verhalten der Flanschverbindung wird hier nicht berücksichtigt) | wenn $\Delta p_{(act)} < \Delta p_{(ref)}$, dann $K'_P = \frac{\Delta p_{(ref)} \times \bar{P}_{(ref)}}{\Delta p_{(act)} \times \bar{P}_{(act)}}$ wenn $\Delta p_{(act)} > \Delta p_{(ref)}$, dann $K'_P = \frac{\Delta p_{(ref)}}{\Delta p_{(act)}}$ | $L_{[dG](act),[P,T,medium](ref)}$ | mg/s |
| | Korrektur in Bezug auf das tatsächliche Maß der Flanschverbindung | $K'_D = \frac{d_{Gmean,(act)}}{1\,000}$ | $L_{[dG,P,T,medium](ref)}$ | mg/s/m |

$$L_{[dG,P,T,medium](ref)} = K'_M \times K'_T \times K'_P \times K'_D \times L_{[dG,P,T,medium](act)}$$

Dabei ist/sind

- K_D , K_P , K_T und K_M die Korrekturkoeffizienten für Änderungen des Maßes der verschraubten Flanschverbindung, des Innendrucks, der Temperatur und des Mediums bei Umrechnung von „Bezugs-“ in „tatsächliche“ Bedingungen;
- K'_D , K'_P , K'_T und K'_M die Korrekturkoeffizienten für Änderungen des Maßes der verschraubten Flanschverbindung, des Innendrucks, der Temperatur und des Mediums bei Umrechnung von „tatsächlichen“ in „Bezugs“-Bedingungen;
- $L_{[X,Y](act)[Z,W](ref)}$ die Leckagerate mit den Kennwerten X und Y für die „tatsächlichen“ Bedingungen und Z und W für die „Bezugs“-Bedingungen [mg/s oder mg/s/m];
- $d_{Gmean (act)}$ der mittlere Durchmesser der Dichtung an der jeweils betrachteten verschraubten Flanschverbindung = (Innendurchmesser der Dichtung + Außendurchmesser der Dichtung)/2 [mm].

Anhang ZA (informativ)

Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und den grundlegenden Anforderungen der EU-Richtlinie 97/23/EG

Diese Europäische Norm wurde im Rahmen eines Mandates, das dem CEN von der Europäischen Kommission erteilt wurde, erarbeitet, um ein Mittel zur Erfüllung der grundlegenden Anforderungen der Richtlinie nach der neuen Konzeption 97/23/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 29. Mai 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Druckgeräte bereitzustellen.

Sobald diese Norm im Amtsblatt der Europäischen Union im Rahmen der betreffenden Richtlinie in Bezug genommen und in mindestens einem der Mitgliedstaaten als nationale Norm umgesetzt worden ist, berechtigt die Übereinstimmung mit den in Tabelle ZA.1 aufgeführten Abschnitten dieser Norm innerhalb der Grenzen des Anwendungsbereichs dieser Norm zu der Annahme, dass eine Übereinstimmung mit den entsprechenden grundlegenden Anforderungen der Richtlinie und der zugehörigen EFTA-Vorschriften gegeben ist.

Tabelle ZA.1 — Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und der Richtlinie 97/23/EG über Druckgeräte

| Abschnitte/Unterabschnitte dieser Europäischen Norm EN 1591-1 | Grundlegende Anforderungen der Richtlinie 97/23/EG über Druckgeräte, Anhang I | Erläuterungen/Anmerkungen |
|---|---|--|
| 5, 6, 7 | 2 | Entwurf: |
| | 2.1 | Gewährleistung der Sicherheit während der gesamten Lebensdauer — Berücksichtigung geeigneter Sicherheitsbeiwerte |
| | 2.2 | Auslegung auf die erforderliche Belastbarkeit |
| | 2.2.1 | Auslegung auf Belastungen, die der beabsichtigten Verwendung angemessen sind |
| | 2.2.2 | Auslegung auf die erforderliche Belastbarkeit auf der Grundlage einer Berechnungsmethode |
| | 2.2.3 (a) | Erfüllung der Anforderungen durch Anwendung einer der nachfolgenden Methoden — Auslegung nach Formeln |
| | 2.2.3 (b) | Auslegungsberechnungen zum Nachweis der Belastbarkeit des Druckgeräts, insbesondere — Berücksichtigung von Temperatur- und Druckkombinationen — maximale Spannung und Spannungskonzentration müssen innerhalb von Grenzwerten liegen |

WARNHINWEIS — Für Produkte, die in den Anwendungsbereich dieser Norm fallen, können weitere Anforderungen und weitere EU-Richtlinien anwendbar sein.

Literaturhinweise

- [1] EN 1779:1999, *Zerstörungsfreie Prüfung — Dichtheitsprüfung — Kriterien zur Auswahl von Prüfmethoden und -verfahren*
- [2] EN ISO 4014:2011, *Hexagon head bolts — Product grades A and B (ISO 4014:2011)*
- [3] EN ISO 4016:2011, *Hexagon head bolts — Product grade C (ISO 4016:2011)*
- [4] ISO 261:1998, *ISO general purpose metric screw threads — General plan*
- [5] ISO 724:1993, *ISO general-purpose metric screw threads — Basic dimensions*
- [6] CR 13642:1999, *Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Background information*
- [7] Micheely, A.: 1997: *Untersuchungen an Rohrleitungsflanschen bei Betriebsbedingungen unter besonderer Berücksichtigung des Leckverhaltens* (Investigations on piping flanges under operating conditions with particular regard to leakage behaviour), Dissertation Universität Dortmund 1977
- [8] Bierl, A.: 1978: *Untersuchungen der Leckraten von Gummi-Asbest-Dichtungen in Flanschverbindungen* (Investigations on the leakage rates of rubber-asbestos gaskets in flanged joints), Dissertation Ruhr-Universität Bochum 1978
- [9] Carlson, L. W.; Irvine, T. F.: 1961: *Fully developed pressure drop in triangular ducts*. Trans. ASME Ser. C, J. Heat Transfer 83 (1961) S. 441/444
- [10] Jackson, R.: 1977: *Transport in Porous Catalysts*. Elsevier Scientific Publishing Comp. Amsterdam — Oxford — New York 1977
- [11] Kämpkes, W.: 1982: *Einflüsse der Dichtungsgeometrie auf die Gasleckage an Rohrleitungsflanschverbindungen mit IT-Flachdichtungen* (Influence of gasket geometry on gas leakage in pipeline flanged joints with flat CAF gaskets), Dissertation Universität Dortmund 1982
- [12] VDI 2200:2007, *Dichte Flanschverbindungen — Auswahl, Auslegung, Gestaltung und Montage von verschraubten Flanschverbindungen*
- [13] Tückmantel, H. J.: 1988: *Die Berechnung statischer Dichtverbindungen unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Leckmenge auf der Basis einer neuen Dichtungstheorie* (The design of static sealed joints in view of the maximum permissible leakage based on a new gasket theory), Konstruktion 40 (1988) S. 116/120
- [14] Gusko, A.; Kockelmann, H.: 1993: *Dichtheitsuntersuchungen an Flanschverbindungen in Anlehnung an DIN E 28091* (Tightness investigations on flanged joints following DIN E 28091), VIII. Int. Dichtungskolloquium, TH Köthen, 21/22. April 1993
- [15] H. Kockelmann: 1996: *Leckageraten von Dichtungen für Flanschverbindungen. Einflußgrößen, Anforderungen, messtechnische Erfassung und leckageratenbezogene Dichtungskennwerte* (leakage rate of gaskets in bolted flange connections based on flow theory), Chemie Ingenieur Technik 68 (1996) 219/227
- [16] J. Bear: 1972: *Dynamics of Fluids in Porous Media*, Amsterdam, 1972
- [17] J. Bear, Y. Bachmat: 2007: *Introduction to Modeling of Transport Phenomena in Porous Media*, Springer-Verlag GmbH, Februar 2007

- [18] EN 1092-1:2007+A1:2013, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 1: Stahlflansche*
- [19] EN 1092-2:1997, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 2: Gußeisenflansche*
- [20] EN 1092-3:2003, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 3: Flansche aus Kupferlegierungen*
- [21] EN 1092-4:2002, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach PN bezeichnet — Teil 4: Flansche aus Aluminiumlegierungen*
- [22] EN 1591-2:2008, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 2: Dichtungskennwerte*
- [23] CEN/TS 1591-3:2007, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 3: Berechnungsmethode für Flanschverbindungen mit Dichtungen im Kraft-Nebenschluss*
- [24] ISO 12807:1996, *Safe transport of radioactive materials — Leakage testing on packages*
- [25] EN 1759-1:2004, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach Class bezeichnet — Teil 1: Stahlflansche, NPS ½ bis 24*
- [26] EN 1759-3:2003, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach Class bezeichnet — Teil 3: Flansche aus Kupferlegierungen*
- [27] EN 1759-4:2003, *Flansche und ihre Verbindungen — Runde Flansche für Rohre, Armaturen, Formstücke und Zubehörteile, nach Class bezeichnet — Teil 4: Flansche aus Aluminiumlegierungen*
- [28] EN 13445-3, *Unbefeuerte Druckbehälter — Teil 3: Konstruktion*
- [29] EN 13480-3, *Metallische industrielle Rohrleitungen — Teil 3: Konstruktion und Berechnung*
- [30] NORSOK L-005: 2006 Edition 2