

DIN EN 1591-1



ICS 23.040.60

Entwurf

Einsprüche bis 2021-06-16
Vorgesehen als Ersatz für
DIN EN 1591-1:2014-04

**Flansche und ihre Verbindungen –
Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen
und Dichtung –
Teil 1: Berechnung;
Deutsche und Englische Fassung prEN 1591-1:2021**

Flanges and their joints –
Design rules for gasketed circular flange connections –
Part 1: Calculation;
German and English version prEN 1591-1:2021

Brides et leurs assemblages –
Règles de calcul des assemblages à brides circulaires avec joint –
Partie 1: Méthode de calcul;
Version allemande et anglaise prEN 1591-1:2021

Anwendungswarnvermerk

Dieser Norm-Entwurf mit Erscheinungsdatum 2021-04-16 wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfs besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise online im Norm-Entwurfs-Portal von DIN unter www.din.de/go/entwuerfe bzw. für Norm-Entwürfe der DKE auch im Norm-Entwurfs-Portal der DKE unter www.entwuerfe.normenbibliothek.de, sofern dort wiedergegeben;
- oder als Datei per E-Mail an nard@din.de möglichst in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter www.din.de/go/stellungnahmen-norm-entwuerfe oder für Stellungnahmen zu Norm-Entwürfen der DKE unter www.dke.de/stellungnahme abgerufen werden;
- oder in Papierform an den DIN-Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD), 10772 Berlin oder Saatwinkler Damm 42/43, 13627 Berlin.

Die Empfänger dieses Norm-Entwurfs werden gebeten, mit ihren Kommentaren jegliche relevanten Patentrechte, die sie kennen, mitzuteilen und unterstützende Dokumentationen zur Verfügung zu stellen.

Gesamtumfang 166 Seiten

DIN-Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD)

Nationales Vorwort

Dieses Dokument (prEN 1591-1:2021) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 74 „Flansche und Flanschverbindungen“ erarbeitet, dessen Sekretariat von DIN (Deutschland) gehalten wird.

Das zuständige deutsche Normungsgremium ist der Arbeitsausschuss NA 082-00-16 AA „Flansche und ihre Verbindungen; Spiegelausschuss zu CEN/TC 74“ im DIN-Normenausschuss Rohrleitungen und Dampfkesselanlagen (NARD).

Um Zweifelsfälle in der Übersetzung auszuschließen, ist die englische Originalfassung beigelegt. Die Nutzungsbedingungen für den deutschen Text des Norm-Entwurfes gelten gleichermaßen auch für den englischen Text.

Für die in diesem Dokument zitierten Dokumente wird im Folgenden auf die entsprechenden deutschen Dokumente hingewiesen:

ISO 261:1998	siehe	DIN ISO 261:1999-11
ISO 724:1993	siehe	DIN ISO 724:1999-11

Aktuelle Informationen zu diesem Dokument können über die Internetseiten von DIN (www.din.de) durch eine Suche nach der Dokumentennummer aufgerufen werden.

Änderungen

Gegenüber DIN EN 1591-1:2014-04 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- a) Wegfall der Möglichkeit, das Kriech-/Relaxationsverhalten von Dichtungen durch zusätzliche Durchbiegung zu behandeln. In dieser neuen Revision wird das Kriech-/Relaxationsverhalten der Dichtung nur noch über den PQR-Faktor behandelt;
- b) Korrektur der berücksichtigten Hebelarme für die Berechnung der integralen Flansch- und Bundlastverhältnisse;
- c) Einführung eines reduzierten maximal zulässigen Wertes des Lastverhältnisses für große integrale Flansche und Kragen;
- d) Die Möglichkeit, eine geschraubte Flanschverbindung für einen bestimmten Wert der Montage-Schraubenkraft zu überprüfen, die bisher im Hauptteil des Dokuments behandelt wurde, ist jetzt in einem neuen informativen Anhang (Anhang F) definiert;
- e) Aktualisierung der Reibungsfaktoren für Flansche/Dichtungen im Anhang E;
- f) Aktualisierung des Anhangs ZA in Übereinstimmung mit der Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte;
- g) Norm redaktionell überarbeitet.

Nationaler Anhang NA (informativ)

Literaturhinweise

DIN ISO 261:1999-11, *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung — Übersicht (ISO 261:1998)*

DIN ISO 724:1999-11, *Metrische ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung — Grundmaße (ISO 724:1993)*

— Leerseite —

<i>Titel de:</i>	Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 1: Berechnung
<i>Titel en:</i>	Flanges and their joints — Design rules for gasketed circular flange connections — Part 1: Calculation
<i>Titel fr:</i>	Brides et leurs assemblages — Règles de calcul des assemblages à brides circulaires avec joint — Partie 1: Méthode de calcul

Inhalt

	Seite
Europäisches Vorwort	5
1 Anwendungsbereich	7
2 Normative Verweisungen	7
3 Begriffe und Indizes, Sonderzeichen und Symbole	7
3.1 Begriffe	7
3.2 Indizes und Sonderzeichen	16
3.2.1 Indizes	16
3.2.2 Sonderzeichen	17
3.3 Symbole	17
4 Anforderungen an die Anwendung der Berechnungsmethode	23
4.1 Allgemeines	23
4.2 Geometrie	24
4.3 Werkstoffe	24
4.4 Belastungen	25
5 Berechnungskennwerte	25
5.1 Allgemeines	25
5.2 Flanschkenwerte	25
5.2.1 Allgemeines	25
5.2.2 Flanschring	26
5.2.3 Angeschlossene Schale	27
5.2.4 Elastizitätsbezogene Flanschkenwerte	28
5.3 Schrauben- und Scheibenkenwerte	29
5.3.1 Allgemeines	29
5.3.2 Effektive Querschnittsfläche der Schrauben	29
5.3.3 Axialer Elastizitätsmodul der Schrauben	29
5.3.4 Geometrische Kennwerte für Scheiben und Kontaktflächen	30
5.3.5 Axialer Elastizitätsmodul der Scheiben	30
5.4 Dichtungskennwerte	30
5.4.1 Allgemeines	30
5.4.2 Theoretische Maße	31
5.4.3 Effektive Maße	31
5.4.4 Axialer Elastizitätsmodul der Dichtung	32
5.4.5 Hebelarme	33
6 Kräfte	35
6.1 Allgemeines	35
6.2 Aufgebrachte Belastungen	35
6.2.1 Montagezustand ($I = 0$)	35
6.2.2 Folgezustände ($I = 1, 2 \dots$)	35
6.3 Nachgiebigkeit der Verbindung	36
6.4 Erforderliche Mindestkräfte für die Dichtung	37
6.4.1 Montagezustand ($I = 0$)	37
6.4.2 Folgezustände ($I = 1, 2, \dots$)	37
6.5 Innere Kräfte im Montagezustand ($I = 0$)	38
6.5.1 Erforderliche Kräfte	38
6.5.2 Berücksichtigung der Streuung der Schraubenkraft bei Montage	39

6.6	Innere Kräfte in Folgezuständen ($I = 1, 2, \dots$)	40
7	Belastungsgrenzen.....	41
7.1	Allgemeines	41
7.2	Schrauben.....	41
7.3	Dichtung.....	42
7.4	Integrierter Flansch und Bund/Bördel	42
7.5	Blindflansch.....	44
7.6	Loser Flansch mit Bund/Bördel.....	44
Anhang A (informativ) Maße für genormte metrische Schrauben		46
Anhang B (informativ) Anziehen der Schrauben.....		48
B.1	Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube — Richtwerte ε_{1-} und ε_{1+} für eine einzelne Schraube.....	48
B.2	Streuung der Gesamt-Schraubenkraft aller Schrauben	49
B.3	Unkontrolliertes Anziehen von Hand	49
B.4	Montage mittels Drehmomentschlüssel	49
B.5	Montage mittels Schraubenspannvorrichtung.....	51
Anhang C (informativ) Drehungen des Flansches		52
C.1	Allgemeines	52
C.2	Anwendung der Flanschdrehung	52
C.3	Berechnung der Flanschdrehung.....	52
Anhang D (informativ) Anwendung der Berechnungsmethode		54
D.1	Grundsatz der Berechnungsmethode	54
D.2	Mechanisches Modell	55
D.3	Erforderliche Prüfungen.....	56
D.4	Berechnungsschritte	57
Anhang E (informativ) Beispiele für Reibungskoeffizienten zwischen Dichtungs- und Flanschdichtfläche		59
Anhang F (informativ) Prüfen einer festgelegten Montage-Schraubenkraft		60
Anhang G (informativ) Dichtungskennwerte, wenn keine Leckagerate festgelegt ist		61
Anhang H (informativ) Alternative Berechnung mit Berücksichtigung der plastischen Verformung der Dichtung in nachfolgenden Belastungszuständen (nach dem Montagezustand).....		63
H.1	Einleitung	63
H.2	Durchführung der Berechnung	63
H.2.1	Allgemeine Beschreibung.....	63
H.2.2	Keine zusätzliche plastische Verformung	64
H.2.3	Zusätzliche plastische Verformung	64
H.3	Flachdichtungen	64
H.3.1	Flachdichtungen mit geringen oder mittleren Verformungen.....	64
H.3.2	Flachdichtungen mit größeren Verformungen	66
H.4	Metalldichtung mit gekrümmten Oberflächen (Bilder 4 b, c, e, f)	67
H.5	Metalldichtungen mit achteckigem Querschnitt (Bild 4 d).....	67
Anhang I (informativ) Verfügbare, noch unvollständige Modelle zur Umrechnung der Leckagerate für unterschiedliche Bedingungen (basierend auf bestimmten Strömungsmodellen)		68
I.1	Einleitung und Warnhinweis	68
I.2	Grundlagen der Strömungslehre	68
I.2.1	Transportarten.....	68
I.2.2	Gase	69
I.2.3	Flüssigkeiten: Parallelkapillarenmodell	70

I.3	Einflussfaktoren der Leckagerate von Dichtungen und Verbindungen mit Dichtungen	70
I.3.1	Liste der ermittelten Faktoren	70
I.3.2	Grenzen und Einschränkungen der vorgeschlagenen Modelle	70
I.3.3	Abhängigkeit vom Druck	71
I.3.4	Abhängigkeit von der Temperatur.....	72
I.3.5	Abhängigkeit von der Art des Mediums	73
I.3.6	Einfluss der Dichtungsdicke	74
I.3.7	Einfluss der Dichtungsbreite	74
I.3.8	Einfluss der Dichtungsspannung	74
I.3.9	Einfluss sonstiger Faktoren	75
I.3.10	Zusammenfassung zu den Einflussfaktoren	75
I.4	Praktische Anwendung für Berechnungen nach EN 1591-1.....	76
I.4.1	Allgemeines	76
I.4.2	Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „tatsächlichen“ Bedingungen anhand von „Bezugs“-Bedingungen	77
I.4.3	Bestimmung einer Leckageraten-Tendenz für die Flanschverbindung bei „Bezugs“- Bedingungen anhand von „tatsächlichen“ Bedingungen	78
Anhang ZA (informativ) Zusammenhang zwischen dieser Europäischen Norm und den grundlegenden Anforderungen der abzudeckenden Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte		80
Literaturhinweise.....		81

Europäisches Vorwort

Dieses Dokument (prEN 1591-1:2021) wurde vom Technischen Komitee CEN/TC 74 „Flansche und Flanschverbindungen“ erarbeitet, dessen Sekretariat von DIN gehalten wird.

Dieses Dokument ist derzeit zur parallelen Umfrage vorgelegt.

Dieses Dokument wird EN 1591-1:2013 ersetzen.

Die hauptsächlichen Änderungen im Vergleich zur vorherigen Ausgabe beinhalten:

- Streichung der Möglichkeit, das Kriech-/Relaxationsverhalten der Dichtung durch zusätzliche Durchbiegung zu erfassen. In dieser neuen Überarbeitung wird das Kriech-/Relaxationsverhalten der Dichtung nur noch über den PQR-Faktor behandelt;
- Korrektur der berücksichtigten Hebelarme für die Berechnung des Belastungsgrades für integrierten Flansch und Bund/Bördel (127), (135);
- Einführung eines reduzierten maximal zulässigen Wertes des Belastungsgrades für großen integrierten Flansch und Bund/Bördel (128), (149);
- die Möglichkeit, eine verschraubte Flanschverbindung für einen festgelegten Wert der Montage-Schraubkraft zu prüfen, die bisher im Hauptteil des Dokuments behandelt wurde, ist jetzt in einem neuen informativen Anhang (Anhang F) definiert;
- Aktualisierung der Reibungsfaktoren für Flansche/Dichtungen in Anhang E;
- Aktualisierung des Anhangs ZA in Übereinstimmung mit der Richtlinie 2014/68/EU über Druckgeräte.

Dieses Dokument wurde im Rahmen eines Mandats erarbeitet, das die Europäische Kommission und die Europäische Freihandelszone CEN erteilt haben, und unterstützt grundlegende Anforderungen der EU-Richtlinien.

Zum Zusammenhang mit EU-Richtlinie 2014/68/EU siehe informativen Anhang ZA, der Bestandteil dieses Dokuments ist.

EN 1591 besteht aus mehreren Teilen:

- EN 1591-1, *Flansche und ihre Verbindungen — Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung — Teil 1: Berechnung*;
- CEN/TR 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 ihre Verbindungen — 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 Querkkräfte 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.

1 Anwendungsbereich

Dieses Dokument legt eine Berechnungsmethode für Flanschverbindungen mit runden Flanschen, Schrauben und Dichtung fest. Es hat den Zweck, die Festigkeit der Konstruktion sicherzustellen und die Dichtigkeit zu kontrollieren. Dafür werden Dichtungskennwerte angewendet, die auf Definitionen und Prüfverfahren nach EN 13555:2014 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 werden im Text in solcher Weise in Bezug genommen, dass einige Teile davon oder ihr gesamter Inhalt Anforderungen des vorliegenden Dokuments darstellen. 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 13555:2014¹, *Flansche und ihre Verbindungen — Dichtungskennwerte und Prüfverfahren für die Anwendung der Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtungen*

3 Begriffe und Indizes, Sonderzeichen und Symbole

Für die Anwendung dieses Dokuments gelten die folgenden Begriffe und Indizes, Sonderzeichen und Symbole.

ISO und IEC stellen terminologische Datenbanken für die Verwendung in der Normung unter den folgenden Adressen bereit:

- ISO Online Browsing Platform: verfügbar unter <https://www.iso.org/obp>
- IEC Electropedia: verfügbar unter <http://www.electropedia.org/>

3.1 Begriffe

ANMERKUNG 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.

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

¹ In Überarbeitung.

Typ 07	Bild 12
Typ 11	Bild 6
Typ 12	Bild 13
Typ 13	Bild 14
Typ 21	Bild 6 bis Bild 9

3.1.1 Flansche

3.1.1.1 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)

3.1.1.2 Blindflansch ebene Platte (siehe Bild 11)

3.1.1.3 loser Flansch separater Flanschring, der an Bund oder Bördel anliegt (siehe Bild 12)

3.1.1.4 Ansatz axiale Erweiterung des Flanschrings, verbindet üblicherweise den Flanschring mit der Schale (siehe Bild 6 und Bild 7)

3.1.1.5 Bund oder Bördel Anlagefläche für losen Flansch (siehe Bild 12)

3.1.2 Belastung

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

3.1.3 Belastungszustände

3.1.3.1 Belastungszustand Zustand bei festgelegten, gleichzeitig wirkenden Belastungen, bezeichnet durch *I*

3.1.3.2

Montagezustand

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

3.1.3.3

Folgezustand

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

3.1.4

Nachgiebigkeit

3.1.4.1

Nachgiebigkeit

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

3.1.4.2

Elastizitätsmodul

Reziprokwert des Steifigkeitsmoduls, ohne elastische Konstanten des Werkstoffs:

— axial: Symbol X , [1/mm]

— bei Drehung: Symbol Z , [1/mm³]

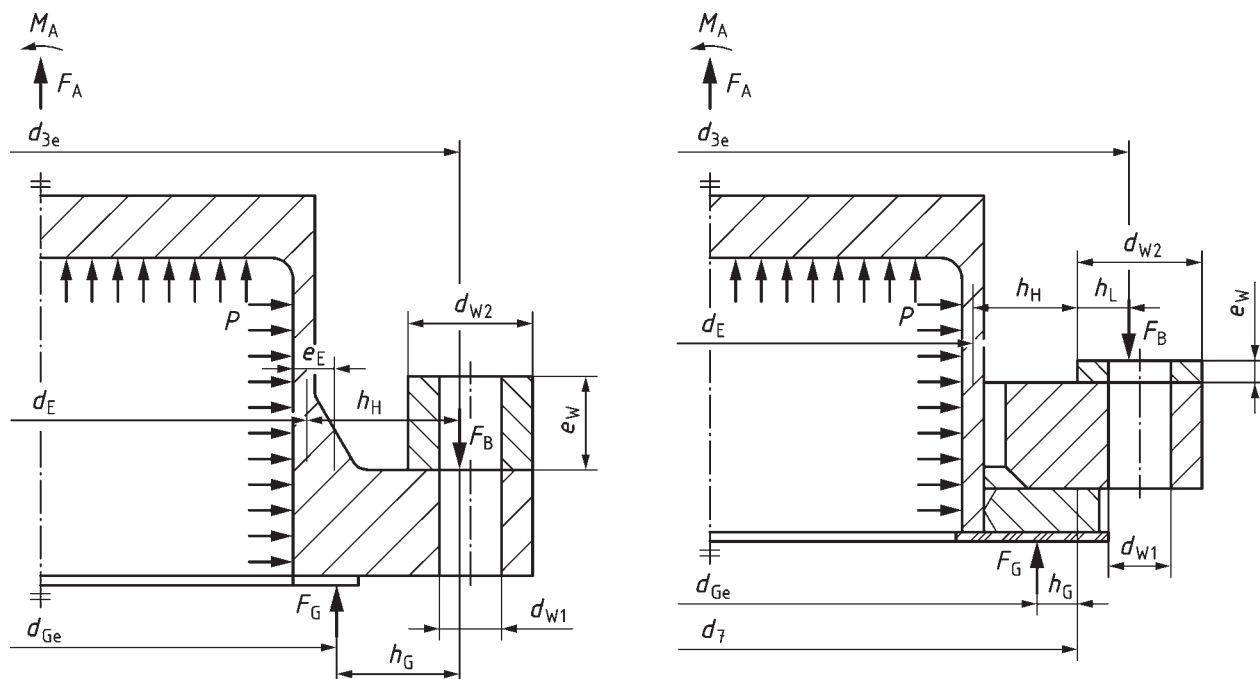


Bild 1 — Belastungen und Hebelarme

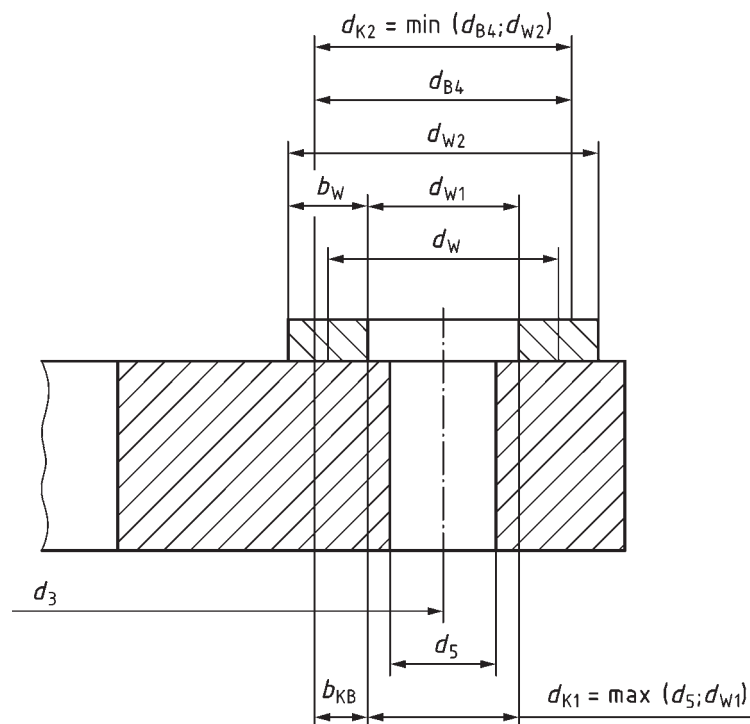
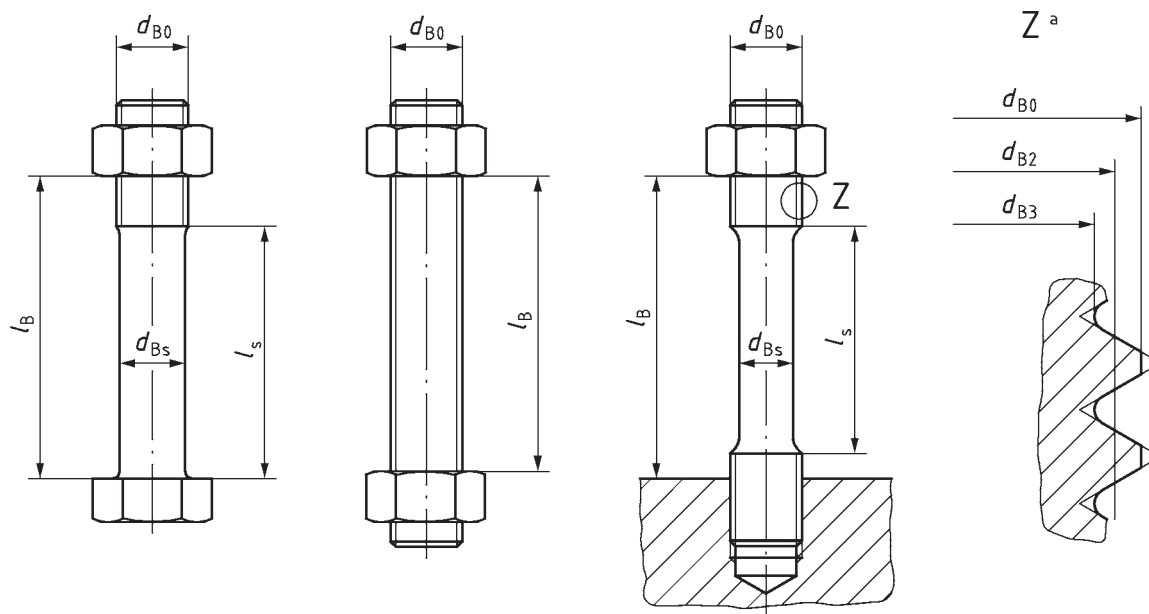


Bild 2 — Scheibe



$$l_e = l_B - l_s$$

Bild 3 — Schrauben

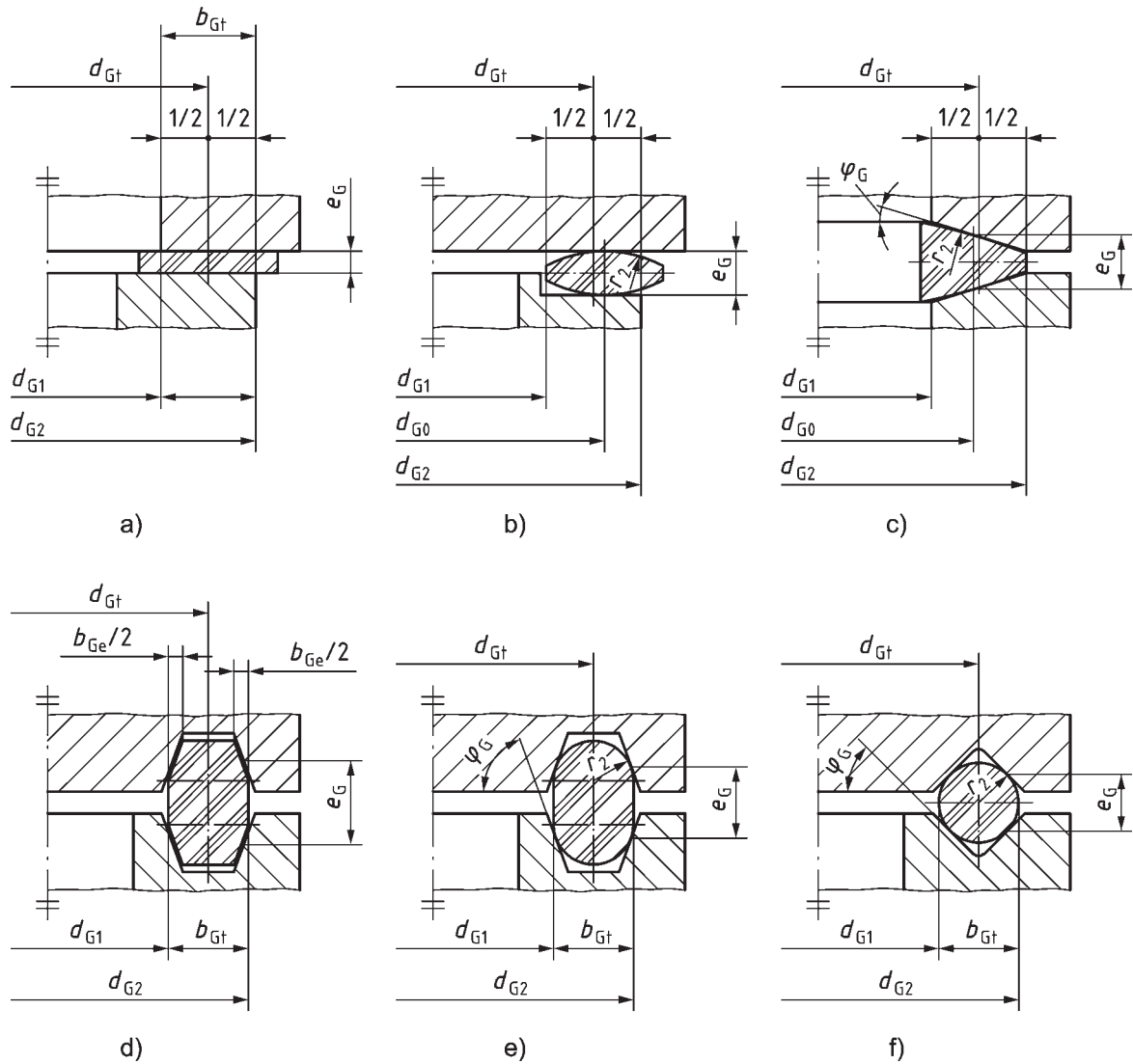
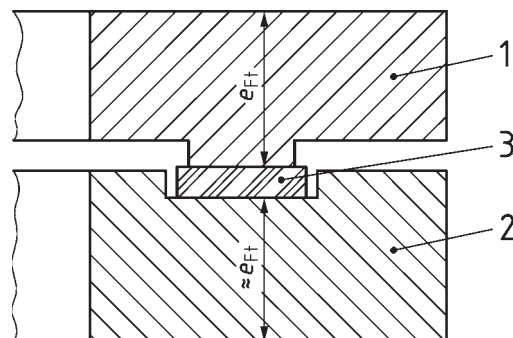


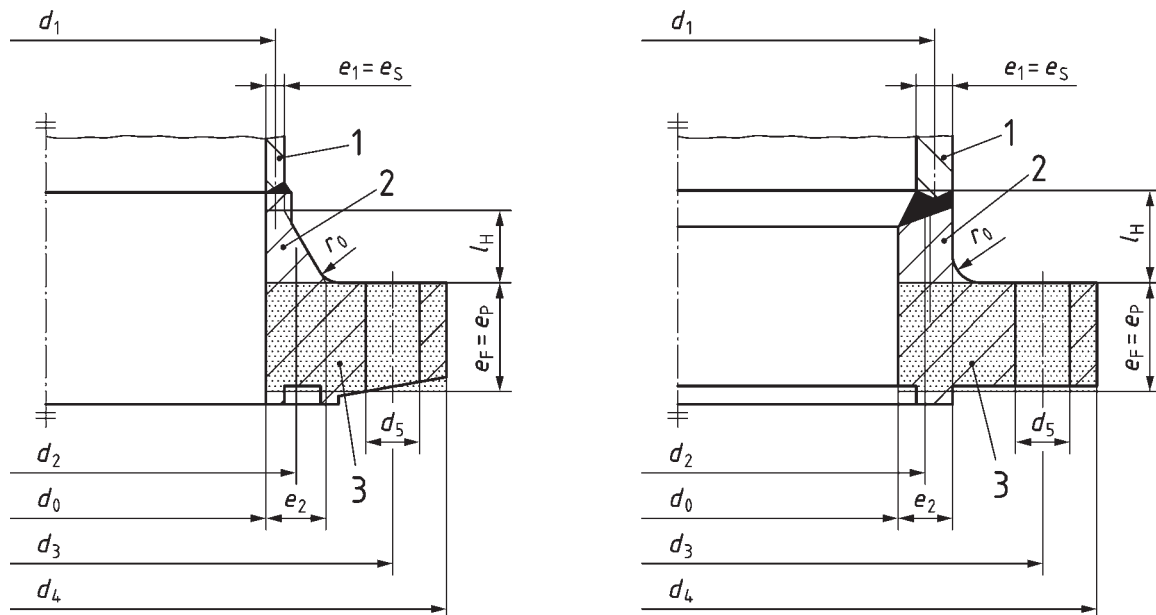
Bild 4 — Dichtungen



Legende

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

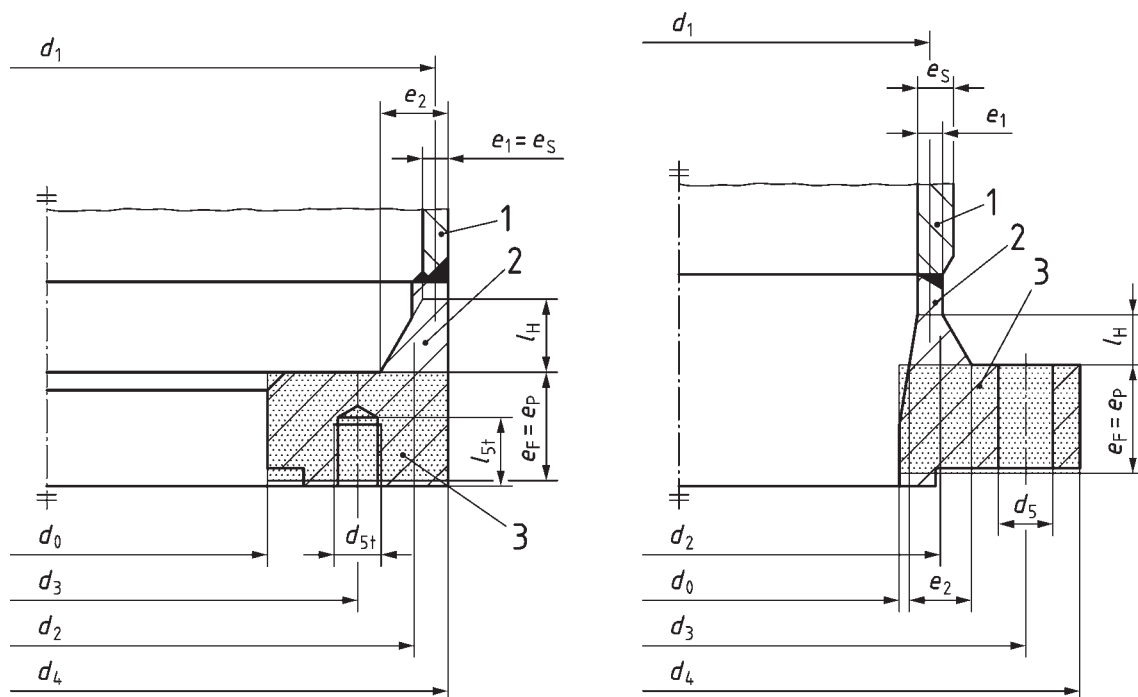
Bild 5 — Einzelheiten für Feder- und Nutdichtflächen



Legende

- 1 Schale
- 2 Ansatz
- 3 Ring

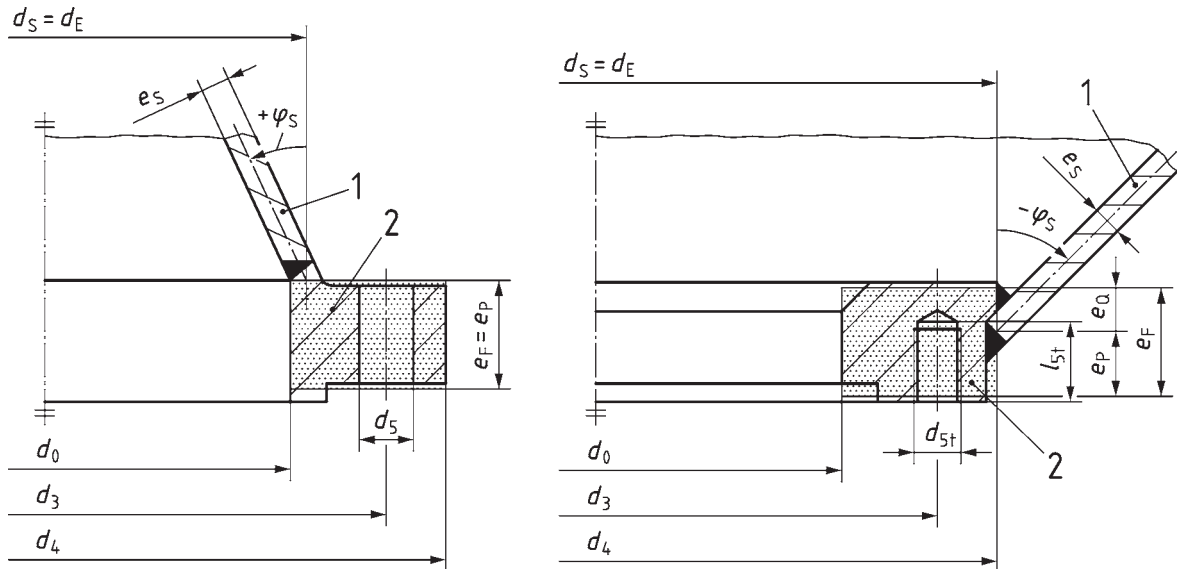
Bild 6 — Vorschweißflansche mit Zylinderschalen (Beispiel 1)



Legende

- 1 Schale
- 2 Ansatz
- 3 Ring

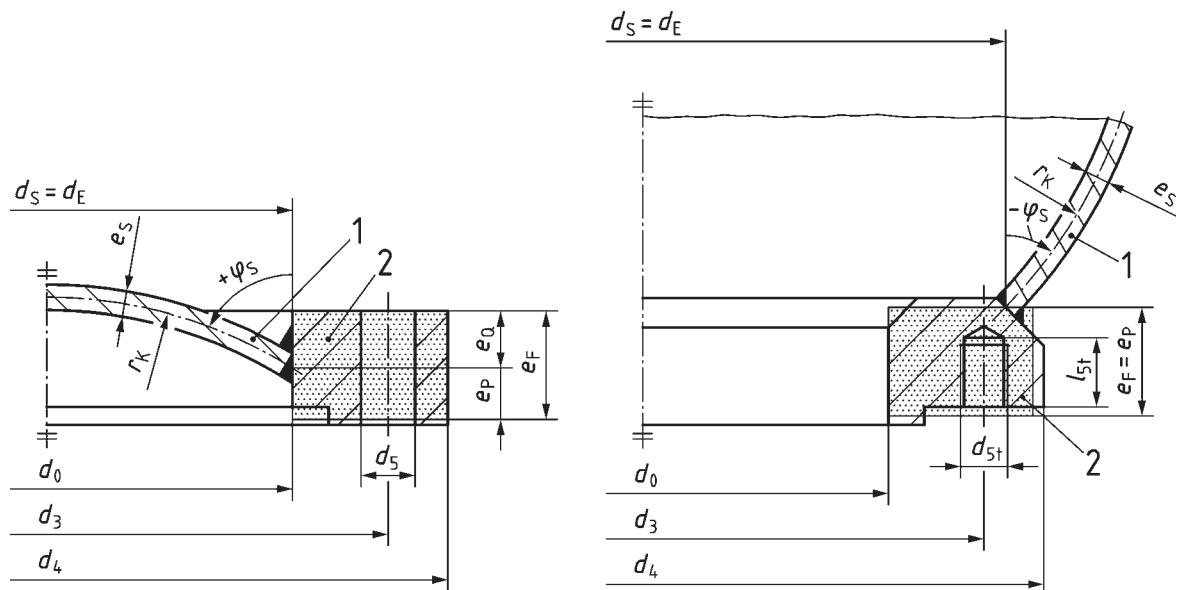
Bild 7 — Vorschweißflansche mit Zylinderschalen (Beispiel 2)



Legende

- 1 Schale
- 2 Ring

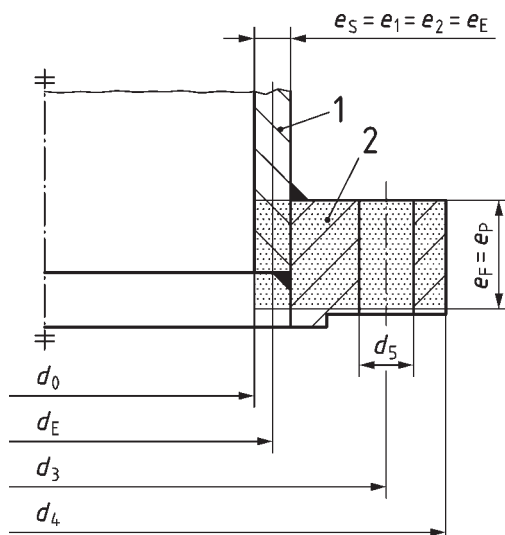
Bild 8 — An Kegelschalen angeschweißte Flansche



Legende

- 1 Schale
- 2 Ring

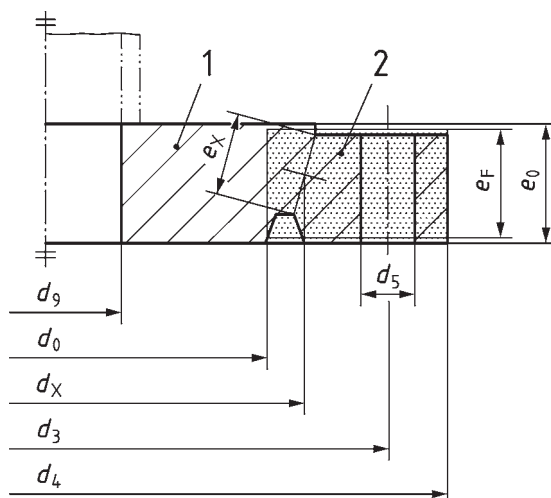
Bild 9 — An Kugelschalen angeschweißte Flansche



Legende

- 1 Schale
- 2 Ring

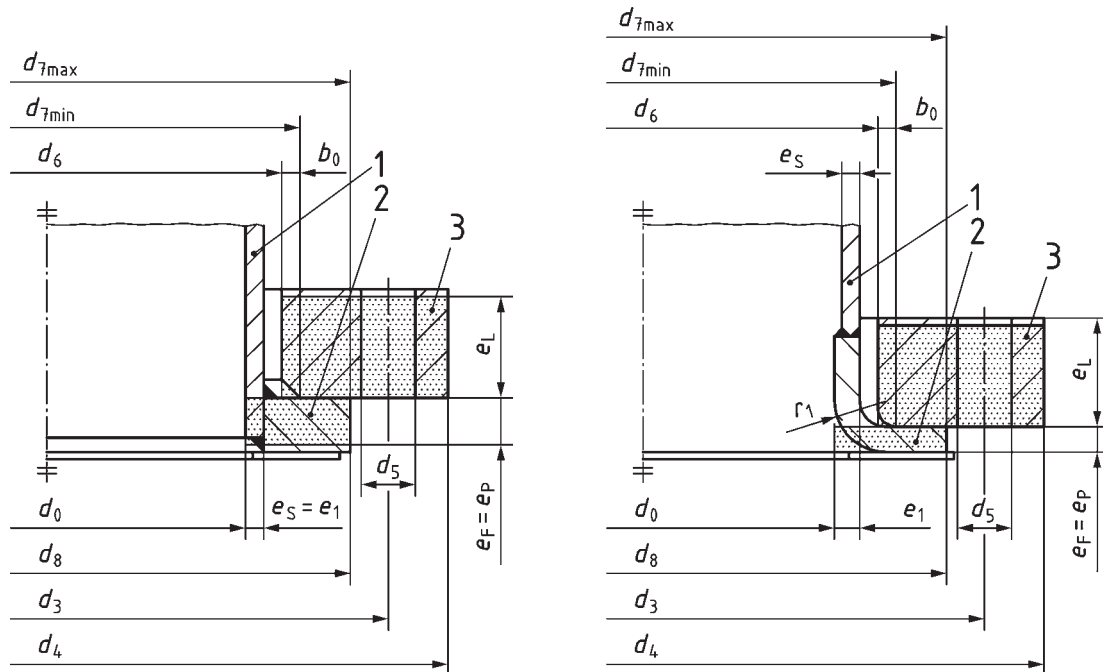
Bild 10 — Glatter Anschweißflansch



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

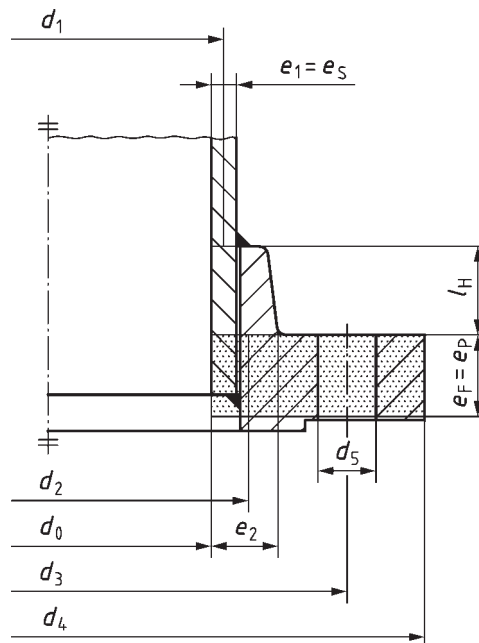


Bild 13 — Überschieb-Schweißflansch mit Ansatz

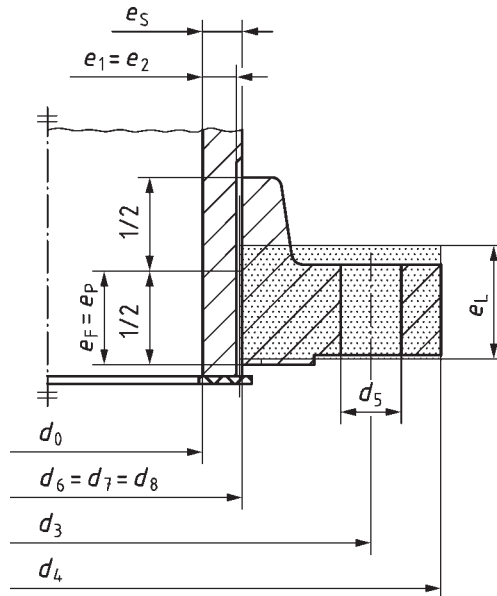


Bild 14 — Gewindeflansch mit Ansatz

3.2 Indizes und Sonderzeichen

3.2.1 Indizes

<i>A</i>	zusätzlich (F_A, M_A)
<i>B</i>	Schraube
<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_{Ll})
<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

T	Schale, modifiziert
TG	Torsion (M_{TG})
X	schwächster Flanschquerschnitt
W	Scheibe
Δ	Änderung oder Unterschied/Differenz
av	Mittelwert
c	berechnet
e	effektiv
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 (Anhang F)
t	theoretisch, Drehmoment, Gewinde
0	Einbauzustand ($I = 0$, siehe Index I)

3.2.2 Sonderzeichen

~ Zeichen, das über den Symbolen für die FlanschKennwerte steht und sich auf den zweiten Flansch der Verbindung bezieht, der sich möglicherweise vom ersten Flansch unterscheidet

3.3 Symbole

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], Gleichung (39), Gleichung (52), Gleichung (121), Gleichung (B.3)
A_F, A_L	radiale Gesamtquerschnittsfläche des Flanschrings (einschließlich Schraubenlöcher), losen Flansches [mm^2], Gleichung (8), Gleichung (11) und Gleichung (14)
A_{Ge}, A_{Gt}	Fläche der Dichtung, effektiv, theoretisch [mm^2], Gleichung (54), Gleichung (51), Gleichung (126)
A_Q	effektive Fläche für die axiale Kraft des Mediendrucks [mm^2], Gleichung (88)

E_B, E_F, E_L, E_W	Elastizitätsmodul des mit dem entsprechenden Index bezeichneten Teils, bei der Temperatur des Teils [MPa], Gleichung (60), Gleichung (63), Gleichung (97) bis Gleichung (100), Gleichung (C.1), Gleichung (C.2)
E_G	Elastizitätsmodul der Dichtung für Entlastung/Wiederbelastung bei der betrachteten Temperatur unter Berücksichtigung der gepressten Einbaudicke [MPa], Gleichung (56), Gleichung (64), Gleichung (65), Gleichung (67), Gleichung (68), Gleichung (72), Gleichung (73), Gleichung (98)
F_A	äußere axiale Zusatzkraft [N], Zugkraft > 0 , Druckkraft < 0 , siehe Bild 1, Gleichung (90) und Gleichung (94)
F_B	Schraubenkraft (Summe aller Schrauben) [N], Gleichung (120), Gleichung (121), Gleichung (146), Gleichung (148), Gleichung (C.2)
F_G	Dichtungskraft [N], Gleichung (52), Gleichung (55), Gleichung (63), Gleichung (69), Gleichung (73), Gleichung (108), Gleichung (118), Gleichung (119), Gleichung (120), Gleichung (126), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (C.1)
$F_{G\Delta}$	Mindestdichtungskraft [N] im Montagezustand, die nach allen Lastwechseln bei Folgezuständen die erforderliche Dichtungskraft sicherstellt, Gleichung (103), Gleichung (104)
F_L	aus den radialen Zusatzkräften resultierende Querkraft [N], Gleichung (91) und Gleichung (102)
F_Q	axiale Kraft des Mediendrucks [N], Gleichung (89), Gleichung (102), Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (118), Gleichung (119), Gleichung (120), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (151), Gleichung (C.1)
F_R	aus den äußeren Zusatzbelastungen resultierende Kraft [N], Gleichung (94), Gleichung (102), Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (106), Gleichung (116), Gleichung (118), Gleichung (119), Gleichung (120), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (151), Gleichung (C.1)
F_x, F_y, F_z	Zusatzkräfte auf der X-, Y- und Z-Achse an der Dichtungsschnittstelle [N], Gleichung (90) und Gleichung (91)
I	Nummer des Belastungszustands, Montagezustand: $I = 0$, Folgezustände: $I = 1, 2, 3, \dots$
I_B	Plastischer Torsionsmodul von Schraubenschäften $\left\{ I_B = \frac{\pi}{12} \times \min(d_{Be}; d_{BS})^3 \right\}$ [mm ³], Gleichung (121)
M_A	resultierendes äußeres Zusatzbiegemoment [N × mm], Bild 1, Gleichung (92) und Gleichung (102)
$M_{t,nom}$	Nenn-Schrauben-Drehmoment [N × mm], Gleichung (B.4) und Gleichung (B.5)
M_{tB}	Torsionsmoment [N × mm] am Schraubenschaft infolge der Montage der Schraubenverbindung mit Nenn-Drehmoment $M_{t,nom}$, Gleichung (121), Gleichung (B.9)
M_{TG}	externes Zusatztorsionsmoment infolge von Reibung, Gleichung (93) und Gleichung (102)
N_R	Anzahl der Montage- und Nachziehvorgänge während der Lebensdauer einer Verbindung, Gleichung (117), Gleichung (F.2)

P	Mediendruck [MPa], Innendruck > 0 , Außendruck < 0 (1 bar = 0,1 MPa), Gleichung (89)
ANMERKUNG	P entspricht in dieser Norm dem maximal zulässigen Druck P_S nach der DGRL.
P_{QR}	Kriech-/Relaxationsfaktor als Verhältnis von Rest- und ursprünglicher Dichtungsflächenpressung unter Belastung [-], Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (118), Gleichung (119), Gleichung (C.7), Gleichung (C.8) (siehe EN 13555:2014 für weitere Details)
Q_{G0}	Dichtungsflächenpressung im Montagezustand [MPa], Gleichung (55)
Q_A	Dichtungsflächenpressung im Montagezustand vor Entlastung, der für die Gültigkeit der entsprechenden $Q_{Smin(L)}$ bei allen Folgezuständen erforderlich ist [MPa], Gleichung (101). Der niedrigste zulässige Wert für Q_A ist $Q_{min(L)}$ aus EN 13555:2014.
$Q_{0,min}$	erforderliche Dichtungsflächenpressung bei Montage vor der Entlastung, wenn keine spezielle Leckagerate gefordert wird [MPa], Ersatz für Q_A in Gleichung (101), Anhang G
$Q_{min(L)}$	erforderliche Mindest-Dichtungsflächenpressung für Dichtheitsklasse L bei der Montage (auf der effektiven Dichtungsfläche) aus den Prüfergebnissen nach EN 13555:2014 [MPa] (siehe 6.4.2, ANMERKUNG 1)
$Q_{Smin(L)}$	erforderliche Mindest-Dichtungsflächenpressung für Dichtheitsklasse L im Betriebszustand (nach Entlastung) (auf der effektiven Dichtungsfläche) aus den Prüfergebnissen nach EN 13555:2014 [MPa], Gleichung (102)
Q_{Smax}	maximal zulässige Dichtungsflächenpressung, die sicher und ohne Beschädigung bei der betrachteten Temperatur auf die Dichtung aufgebracht werden kann [MPa], Gleichung (63), Gleichung (67), Gleichung (68), Gleichung (72), Gleichung (73), Gleichung (126) und Gleichung (151)
T_B, T_F, T_G, T_L, T_W	Temperatur (Mittelwert) des durch den Index bezeichneten Bauteils [°C] oder [K], Gleichung (95)
T_0	Temperatur der Verbindung im Montagezustand [°C] oder [K] (üblicherweise +20 °C), Gleichung (95)
W_F, W_L, W_X	Widerstand des durch den Index bezeichneten Bauteils und/oder Querschnitts [N × mm], Gleichung (127), Gleichung (129), Gleichung (144) bis Gleichung (148), Gleichung (150)
X_B, X_G, X_W	axialer Elastizitätsmodul von Schrauben, Dichtung, Scheibe [1/mm], Gleichung (40), Gleichung (41), Gleichung (47), Gleichung (48), Gleichung (61), Gleichung (97), Gleichung (98)
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], Gleichung (97), Gleichung (98), Gleichung (99), Gleichung (100), Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (118), Gleichung (119)
Z_F, Z_L	Elastizitätsmodul der Drehung des Flansches, losen Flansches [mm ⁻³], Gleichung (32), Gleichung (36), Gleichung (33), Gleichung (37), Gleichung (38), Gleichung (60), Gleichung (63), Gleichung (97) bis Gleichung (100)
b_0	Breite der Anfasung (oder Abrundung) eines losen Flansches, so dass $d_{7min} = d_6 + 2 \times b_0$ [mm], Bild 12, Gleichung (83)

b_F, b_L	effektive Breite des Flansches, losen Flansches [mm], Gleichung (5), Gleichung (6), Gleichung (9), Gleichung (12), Gleichung (23), Gleichung (32), Gleichung (38), Gleichung (129), Gleichung (139), Gleichung (145), Gleichung (150), siehe 4.2 d) 1)
b_{Gi}, b_{Ge}, b_{Gt}	Interimbreite, effektive, theoretische Breite der Dichtung (radial) [mm], Gleichung (49), Gleichung (51), Gleichung (53), Gleichung (54), Gleichung (61) bis Gleichung (63), Gleichung (66), Gleichung (67), Gleichung (68), Gleichung (70), Gleichung (72) und Gleichung (73)
b_{KB}	Kontaktbreite Schraubenseite [mm], Gleichung (46) bis Gleichung (48), Bild 2
b_W	Breite einer Scheibe [mm], Gleichung (42), Gleichung (47), Gleichung (48), Bild 2
C_A, C_B, C_F, C_M, C_S	Korrekturfaktoren [-], Gleichung (26), Gleichung (121) bis Gleichung (125), Gleichung (133), Gleichung (134)
d_0	Innendurchmesser des Flanschrings [mm] und Außendurchmesser des Blindflansch-Mittelteils (mit Dicke e_0), in keinem Fall größer als der Innendurchmesser der Dichtung [mm], Bild 6 bis Bild 14, Gleichung (7) bis Gleichung (9), Gleichung (22), Gleichung (128), Gleichung (145)
d_1	mittlerer Durchmesser des Ansatzes am dünnen Ende [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13
d_2	mittlerer Durchmesser des Ansatzes am dicken Ende [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13
d_3, d_{3e}	tatsächlicher, effektiver Lochkreisdurchmesser [mm], Bild 6 bis Bild 14, Gleichung (4), Gleichung (146)
d_4	Außendurchmesser des Flansches [mm], Bild 6 bis Bild 14, Gleichung (7), Gleichung (8), Gleichung (128), Gleichung (147), Gleichung (149)
d_5, d_{6t}, d_{5e}	Durchmesser des Schraubenlochs, Durchgang, geschlossen, effektiv [mm], Bild 6 bis Bild 14, Gleichung (2), Gleichung (3)
d_6	Innendurchmesser des losen Flansches [mm], Gleichung (83), Gleichung (149), Bild 12, Bild 14
$d_7, d_{70}, d_{7min}, d_{7max}$	Durchmesser an der Stelle der Kraftübertragung zwischen losem Flansch und Bund oder Bördel [mm], Bild 1, Bild 12, Gleichung (59), Gleichung (82) bis Gleichung (87) und Gleichung (151)
d_8	Außendurchmesser von Bund oder Bördel [mm], Gleichung (9), Gleichung (10), Gleichung (84), Bild 12 und Bild 14
d_9	Durchmesser eines mittigen Lochs in einem Blindflansch [mm], Gleichung (34), Bild 11
d_{B0}, d_{Be}, d_{Bs}	Schraubendurchmesser: Nenndurchmesser, effektiver Durchmesser, Schaftdurchmesser [mm], Gleichung (39), Gleichung (40), Bild 3, Tabelle A.1
d_{B2}, d_{B3}	Flankendurchmesser, kleinerer Durchmesser des Gewindes [mm], siehe Bild 3, Tabelle A.1
d_{B4}	maximal möglicher Außenkontaktdurchmesser zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und Flansch bzw. Scheibe [mm], Gleichung (45), Bild 2

d_{Gi}, d_{Ge}, d_{Gt}	Interimdurchmesser, effektiver, theoretischer Durchmesser der Dichtung [mm], Bild 4, Gleichung (51), Gleichung (54), Gleichung (57) bis Gleichung (59), Gleichung (63), Gleichung (66), Gleichung (69), Gleichung (71), Gleichung (74), Gleichung (75), Gleichung (77), Gleichung (78), Gleichung (79), Gleichung (85), Gleichung (88), Gleichung (102)
d_{K1}, d_{K2}	äußerste Kontaktdurchmesser (innen, außen) [mm], Gleichung (44) und Gleichung (45), Bild 2, 5.3.4.2 Anmerkung 2
d_{G0}, d_{G1}, d_{G2}	tatsächlicher Kontaktdurchmesser, theoretischer Innenkontaktdurchmesser, theoretischer Außenkontaktdurchmesser [mm], Gleichung (49), Gleichung (50), Gleichung (63), Gleichung (66), Gleichung (69), Gleichung (151), Bild 4
d_E, d_F, d_L, d_S, d_X	mittlerer Durchmesser des durch den Index bezeichneten Teils oder Querschnitts [mm], Gleichung (6), Gleichung (7), Gleichung (10), Gleichung (13), Gleichung (20), Gleichung (22), Gleichung (24), Gleichung (27), Gleichung (32), Gleichung (34), Gleichung (35), Gleichung (36), Gleichung (38), Gleichung (75), Gleichung (77), Gleichung (78), Gleichung (80), Gleichung (86), Gleichung (129), Gleichung (131), Gleichung (132), Gleichung (139), Gleichung (146), Gleichung (147), Gleichung (151), Bilder 1, 2, 8, 9, 10, 11
d_{w1}, d_w, d_{w2}	mittlerer Innen-, Außendurchmesser der Scheibe [mm], Gleichung (42) bis Gleichung (45), Bild 1, Bild 2
e_0	Wanddicke der Mittelplatte des Blindflansches innerhalb von d_0 [mm], Gleichung (36) und Gleichung (145), Bild 11
e_1	niedrigste Wanddicke am dünnen Ende des Ansatzes [mm], Gleichung (18), Bild 6, Bild 7, Bild 10, Bild 13, Bild 14
e_2	Wanddicke am dicken Ende des Ansatzes [mm], Gleichung (18), Bild 6, Bild 7, Bild 10, Bild 13, Bild 14
e_D, e_E	Wanddicke des äquivalenten Zylinders für die Berechnung der Belastungsgrenzen, für Berechnungen der Nachgiebigkeit [mm], Gleichung (15), Gleichung (16), Gleichung (18), Gleichung (24), Gleichung (27), Gleichung (129), Gleichung (131), Gleichung (132), Gleichung (139)
e_F, e_L	effektive axiale Dicke des Flansches, losen Flansches [mm], Gleichung (8), Gleichung (11), Gleichung (14), Gleichung (24), Gleichung (25), Gleichung (27), Gleichung (28), Gleichung (32), Gleichung (36), Gleichung (38), Gleichung (95), Gleichung (96), Gleichung (129), Gleichung (139), Gleichung (140), Gleichung (145), Gleichung (147), Gleichung (150), Gleichung (151), 4.2) 1), Bild 6 bis Bild 14
e_{Fb}	Dicke des Flanschrings am Durchmesser d_3 (Schraubenposition) [mm], Gleichung (3)
e_{Ft}	Dicke des Flanschrings am Durchmesser d_{Ge} (Angriffspunkt der Dichtungskraft), relevant für thermische Ausdehnung [mm], Gleichung (95) und Gleichung (96), Bild 2
$e_{G(QG0)}$	gepresste Dichtungsdicke bei Anpressdruck Q_{G0} [mm], Gleichung (61), Gleichung (63), Gleichung (95), Gleichung (96), Gleichung (104), Gleichung (119), kann aus den Prüfungen nach EN 13555:2014 gewonnen werden
$e_{G(A)}$	gepresste Dichtungsdicke nach allen Situationen (einschließlich plastischer Verformung) [mm], Gleichung (104), Gleichung (119) und Anhang H
e_{Gt}	theoretische nicht gepresste Dichtungsdicke im Einbauzustand [mm], Bild 4

e_N	Mutternstärke, Gleichung (125)
e_P, e_Q	Teildicke des Flansches mit (e_P), ohne (e_Q) radiale Druckbelastung [mm], so dass $e_P + e_Q = e_F$, Gleichung (25) und Gleichung (139), Bild 6 bis Bild 10 und Bild 12 bis Bild 14
e_S	Dicke der angeschlossenen Schale [mm], Gleichung (19), 4.2 d) 2), Bild 6 bis Bild 10, Bild 12 bis Bild 14
e_W	Dicke der Scheibe [mm], Gleichung (47) und Gleichung (48), Bild 1
e_X	Flanschdicke am schwachen Querschnitt [mm], Gleichung (147), Bild 11
$f_B, f_E, f_F, f_L, f_N, f_S$	Nenn-Berechnungsspannung [MPa] des durch den jeweiligen Index bezeichneten Teils bei Berechnungstemperatur [°C] oder [K], entsprechend der Definition und Verwendung in den Druckbehältervorschriften (siehe Gleichung (121), Gleichung (125), Gleichung (129) bis Gleichung (132), Gleichung (139), Gleichung (145), Gleichung (147), Gleichung (150) und Gleichung (151))
h_G, h_H, h_L	Hebelarme [mm], Bild 1, Gleichung (57), Gleichung (58), Gleichung (63), Gleichung (79) bis Gleichung (81) und Gleichung (85) bis Gleichung (87), Gleichung (97) bis Gleichung (100), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (144), Gleichung (151), Gleichung (C.1), Gleichung (C.2)
h_P, h_Q, h_R, h_S, h_T	Hebelarm-Korrekturen [mm], Gleichung (27) bis Gleichung (29), Gleichung (35), Gleichung (75), Gleichung (77), Gleichung (78), Gleichung (99), Gleichung (100), Gleichung (127), Gleichung (135), Gleichung (C.1)
j_M, j_S	Vorzeichenzahl für Moment, Scherkraft (+1 oder 1), Gleichung (135) und Gleichung (136)
k_Q, k_R, k_M, k_S	Korrekturfaktoren, Gleichung (30), Gleichung (31), Gleichung (77), Gleichung (129), Gleichung (137) bis Gleichung (139), Tabelle 2
l_B, l_S	Axialmaße der Schrauben [mm], Bild 3, Gleichung (95), Gleichung (96) und Gleichung (40)
l_e	$l_e = l_B - l_S$, Gleichung (40)
l_H	Länge des Ansatzes [mm], Bild 6, Bild 7, Bild 13, Gleichung (15), Gleichung (16)
m	Dichtheitsfaktor für Folgezustände ($I > 0$) [-], (Anhang G)
n_B	Anzahl von Schrauben, Gleichung (1), Gleichung (4), Gleichung (39), Gleichung (40), Gleichung (B.1) bis Gleichung (B.5) und Gleichung (B.9)
p_B	Abstand zwischen Schrauben [mm], Gleichung (1)
p_t	Gewindesteigung [mm], Tabelle A.1
r_0, r_1	Radialen [mm], Bild 6, Bild 12
r_2	Krümmungsradius im Dichtungsquerschnitt [mm], Bild 4
ΔU^T	differentielle thermische axiale Ausdehnung [mm], Gleichung (95), Gleichung (103), Gleichung (104), Gleichung (118), Gleichung (119)

θ_F, θ_L	Drehung des Flansches, losen Flansches durch das einwirkende Moment [rad], Anhang C, Gleichung (C.1), Gleichung (C.2)
Ψ	Belastungsgrad des Flanschrings aufgrund von Radialkräften, Gleichung (139)
Ψ_Z	spezieller Wert für Ψ , Gleichung (129), 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, Gleichung (121), Gleichung (127), Gleichung (144), Gleichung (151), Gleichung (126), Gleichung (148), Gleichung (146)
$\Phi_{\max}$	Maximal zulässiger Wert für Φ_F und Φ_L Gleichung (129), Gleichung (149)
$\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G, \alpha_L, \alpha_W$	Wärmeausdehnungskoeffizient des durch den jeweiligen Index bezeichneten Teils, Mittelwertbildung aus T_0 und T_B, T_F, T_G, T_L, T_W [K ⁻¹], Gleichung (95)
$\beta, \gamma, \delta, \nu, \kappa, \lambda, x, \vartheta$	Hilfsvariablen, Gleichung (17), Gleichung (23) bis Gleichung (25), Gleichung (60), Gleichung (133), Gleichung (134)
$\varepsilon_{1+}, \varepsilon_{1-}$	Streuwert der Einbau-Schraubenkraft, bezogen auf eine einzelne Schraube, oberhalb des Nennwerts, unterhalb des Nennwerts, Anhang B, Tabelle B.1
$\varepsilon_+, \varepsilon_-$	Streuwert der gesamten Belastung aller Schrauben, oberhalb des Nennwerts, unterhalb des Nennwerts, Anhang B, Gleichung (B.1), Gleichung (B.2)
μ	Reibungsfaktor für das Verschrauben, siehe Anhang B
μ_G	Reibungsfaktor zwischen Dichtung und Flanschdichtfläche, Tabelle (E.1) und Gleichung (102)
π	numerische Konstante ($\pi = 3,141593$)
ρ	Durchmesser Verhältnis nach Gleichung (34) bis Gleichung (36), Gleichung (144), Gleichung (145)
φ_G	Neigungswinkel einer Dichtfläche [rad oder deg], Bild 4 c), Bild 4 e), Bild 4 f), Gleichung (67), Gleichung (68), Gleichung (72), Gleichung (73)
φ_S	Neigungswinkel einer angeschlossenen Schalenwand [rad oder deg], Bild 8, Bild 9, Gleichung in 4.2 d) 2), Gleichung (23), Gleichung (24), Gleichung (29) bis Gleichung (31), Gleichung (77), Gleichung (131), Gleichung (132), Gleichung (139)

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 Anhang F).

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:

$$1) \quad 0,2 \leq \frac{b_F}{e_F} \leq 5,0; 0,2 \leq \frac{b_L}{e_L} \leq 5,0$$

$$2) \quad \cos \varphi_S \geq \frac{1}{1+0,01 \times d_S / e_S}$$

ANMERKUNG 1 Zur Bedeutung der Symbole 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 Minustoleranzen 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 Querkkräfte, 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 Berechnungskennwerte

5.1 Allgemeines

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

5.2 Flanschennwerte

5.2.1 Allgemeines

Die Gleichungen in 5.2 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 effektiven mittleren 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_9 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.

5.2.2 Flanschring

5.2.2.1 Schraubenlöcher

Abstand zwischen den Schrauben:

$$\frac{p_B = \pi \times d_3}{n_B} \quad (1)$$

Effektiver Durchmesser des Schraubenlochs:

$$d_{5e} = d_5 \times \sqrt{\frac{d_5}{p_B}} \quad (2)$$

Der Durchmesser von Grundlöchern wird wie folgt angenommen:

$$d_5 = d_{5t} \times \frac{l_{5t}}{e_{fb}} \quad (3)$$

Effektiver Lochkreisdurchmesser:

$$d_{3e} = d_3 \times \left(1 - \frac{2}{n_B^2}\right) \quad (4)$$

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

ANMERKUNG 2 Gleichung (1) bis Gleichung (4) gelten nicht für Bunde oder Bördel.

5.2.2.2 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 Gleichungen für die Berechnung von A_F bzw. A_L für spezifische Flanschtypen angegeben.

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

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

$$b_L = d_L = e_L = 0 \quad (6)$$

$$d_F = \frac{d_4 + d_0}{2} \quad (7)$$

$$e_F = 2 \times \frac{A_F}{d_4 - d_0} \quad (8)$$

Looser Flansch mit Bund oder Bördel (siehe Bild 12)

Für Bund oder Bördel:

$$b_F = \frac{d_8 - d_0}{2} \quad (9)$$

$$d_F = \frac{d_8 + d_0}{2} \quad (10)$$

$$e_F = 2 \times \frac{A_F}{d_8 - d_0} \quad (11)$$

Für Flansch:

$$b_L = \frac{d_4 - d_6}{2} - d_{5e} \quad (12)$$

$$d_L = \frac{d_4 + d_6}{2} \quad (13)$$

$$e_L = 2 \times \frac{A_L}{d_4 - d_6} \quad (14)$$

5.2.3 Angeschlossene Schale

5.2.3.1 Flansch mit konischem Ansatz

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

$$e_E = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \times l_H}{\left(\frac{\beta}{3}\right) \times \sqrt{d_1 \times e_1} + l_H} \right\} \quad (15)$$

$$e_D = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \times l_H}{\sqrt[4]{(\beta/3)^4 \times (d_1 \times e_1)^2 + l_H^4}} \right\} \quad (16)$$

$$\beta = \frac{e_2}{e_1} \quad (17)$$

$$d_E = \frac{\{\min(d_1 - e_1 + e_E; d_2 + e_2 - e_E) + \max(d_1 + e_1 - e_E; d_2 - e_2 + e_E)\}}{2} \quad (18)$$

5.2.3.2 Flansch ohne Ansatz

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

$$e_E = e_s \quad (19)$$

$$d_E = d_s \quad (20)$$

Gleichung (19) und Gleichung (20) gelten nicht für den Fall eines Blindflansches mit mittig angeschlossenen kleinem Rohr. Hierfür gilt 5.2.3.3.

5.2.3.3 Blindflansch

Bei einem Blindflansch sind folgende effektive Maße anzuwenden:

$$e_E = 0 \quad (21)$$

$$d_E = d_0 \quad (22)$$

Gleichung (21) und Gleichung (22) gelten unabhängig von der Konstruktion des Blindflansches (ohne Öffnung, mit Öffnung mit oder ohne angeschlossenes kleines Rohr).

5.2.3.4 Bund/Bördel

Anzuwenden sind die Gleichungen aus 5.2.3.1 oder 5.2.3.2, abhängig davon, ob der Bund/Bördel einen Ansatz hat.

5.2.4 Elastizitätsbezogene FlanschKennwerte

5.2.4.1 Integrierter Flansch und Bund/Bördel

$$\gamma = e_E \times \frac{d_F}{(b_F \times d_E \times \cos \varphi_S)} \quad (23)$$

$$\vartheta = 0,55 \times \cos \varphi_S \times \frac{\sqrt{d_E \times e_E}}{e_F} \quad (24)$$

$$\lambda = 1 - \frac{e_P}{e_F} = \frac{e_Q}{e_F} \quad (25)$$

ANMERKUNG e_P und e_Q sind in Bild 6 bis Bild 10, Bild 12, Bild 13 definiert (wenn $e_P = e_F$, dann $e_Q = 0$).

$$c_F = \frac{(1 + \gamma \times \vartheta)}{\{1 + \gamma \times \vartheta \times [4 \times (1 - 3 \times \lambda + 3 \times \lambda^2) + 6 \times (1 - 2 \times \lambda) \times \vartheta + 6 \times \vartheta^2] + 3 \times \gamma^2 \times \vartheta^4\}} \quad (26)$$

$$h_S = 1,1 \times e_F \times \sqrt{\frac{e_E}{d_E}} \times \frac{(1 - 2 \times \lambda + \vartheta)}{(1 + \gamma \times \vartheta)} \quad (27)$$

$$h_T = e_F \times \frac{(1 - 2 \times \lambda - \gamma \times \vartheta^2)}{(1 + \gamma \times \vartheta)} \quad (28)$$

$$h_R = h_S \times k_R - h_T \times 0,5 \times \tan \varphi_S \quad (29)$$

$$k_Q = \left\{ \begin{array}{ll} + \frac{0,85}{\cos \varphi_S} & \text{bei Kegel- oder Zylinderschale} \\ + \frac{0,35}{\cos \varphi_S} & \text{bei Kugelschale} \end{array} \right\} \quad (30)$$

$$k_R = \left\{ \begin{array}{ll} - \frac{0,15}{\cos \varphi_S} & \text{bei Kegel- oder Zylinderschale} \\ - \frac{0,65}{\cos \varphi_S} & \text{bei Kugelschale} \end{array} \right\} \quad (31)$$

$$Z_F = 3 \times d_F \times \frac{c_F}{(\pi \times b_F \times e_F^3)} \quad (32)$$

$$Z_L = 0 \quad (33)$$

5.2.4.2 Blindflansch

Durchmesser Verhältnis:

$$\rho = \frac{d_9}{d_E} \quad (34)$$

ANMERKUNG Erinnerung: Für einen Blindflansch gilt $d_E = d_0$ (nach Gleichung (22)).

$$h_R = \left(\frac{d_E}{4}\right) \times (1 - \rho^2) \times \frac{(0,7 + 3,3 \times \rho^2)}{[(0,7 + 1,3 \times \rho^2) \times (1 + \rho^2)]} \quad (35)$$

$$Z_F = 3 \times \frac{d_F}{\left\{ \pi \times \left[b_F \times e_F^3 + d_F \times e_0^3 \times \frac{(1 - \rho^2)}{(1,4 + 2,6 \times \rho^2)} \right] \right\}} \quad (36)$$

$$Z_L = 0 \quad (37)$$

5.2.4.3 Loser Flansch mit Bund/Bördel

Für den Bund oder Bördel sind Gleichung (23) bis Gleichung (33) anzuwenden; für den losen Flansch gilt die folgende Gleichung:

$$Z_L = 3 \times d_L / (\pi \times b_L \times e_L^3) \quad (38)$$

5.3 Schrauben- und Scheibenkennwerte

5.3.1 Allgemeines

Die Schraubenmaße sind in Bild 3 dargestellt. Anhang A enthält Durchmesser für die genormten metrischen Schrauben.

5.3.2 Effektive Querschnittsfläche der Schrauben

$$A_B = \{ \min(d_{Be} ; d_{Bs}) \}^2 \times n_B \times \pi / 4 \quad (39)$$

5.3.3 Axialer Elastizitätsmodul der Schrauben

$$X_B = (l_s / d_{BS}^2 + l_e / d_{Be}^2 + 0,8 / d_{B0}) \times 4 / (n_B \times \pi) \quad (40)$$

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

5.3.4 Geometrische Kennwerte für Scheiben und Kontaktflächen

ANMERKUNG Die für Scheiben angegebenen Gleichungen gelten auch für Dehnungshülsen.

5.3.4.1 Keine Scheiben vorhanden

Sind keine Scheiben vorhanden, gilt:

$$X_W = \tilde{X}_W = 0 \quad (41)$$

Gleichung (42) bis Gleichung (48) sind in diesem Fall außer Acht zu lassen.

5.3.4.2 Scheiben vorhanden

$$b_W = \frac{d_{W2} - d_{W1}}{2} \quad (42)$$

$$d_W = \frac{d_{W2} + d_{W1}}{2} \quad (43)$$

$$d_{K1} = \max(d_5; d_{W1}) \quad (44)$$

$$d_{K2} = \min(d_{B4}; d_{W2}) \quad (45)$$

$$b_{KB} = \frac{d_{K2} - d_{K1}}{2} \quad (46)$$

ANMERKUNG 1 Diese Gleichungen gelten auch für die Scheibe von Flansch Nummer 2.

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

5.3.5 Axialer Elastizitätsmodul der Scheiben

$$X_W = \frac{e_W}{n_B \times \pi \times d_W \times b_W} \times \frac{\frac{2 \times b_W}{(b_W + b_{KB})} + \frac{e_W}{(b_W - b_{KB})}}{1 + \frac{e_W}{(b_W - b_{KB})}} \quad (47)$$

$$\tilde{X}_W = \frac{\tilde{e}_W}{n_B \times \pi \times \tilde{d}_W \times \tilde{b}_W} \times \frac{\frac{2 \times \tilde{b}_W}{(\tilde{b}_W + \tilde{b}_{KB})} + \frac{\tilde{e}_W}{(\tilde{b}_W - \tilde{b}_{KB})}}{1 + \frac{\tilde{e}_W}{(\tilde{b}_W - \tilde{b}_{KB})}} \quad (48)$$

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

5.4 Dichtungskennwerte

5.4.1 Allgemeines

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

5.4.2 Theoretische Maße

$$b_{Gt} = (d_{G2} - d_{G1})/2 \quad (49)$$

$$d_{Gt} = (d_{G2} + d_{G1})/2 \quad (50)$$

$$A_{Gt} = \pi \times d_{Gt} \times b_{Gt} \quad (51)$$

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

5.4.3 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 erforderliche Mindestkraft, die im Montagezustand erreicht werden muss, um das Dichtheitskriterium nach 6.4 zu erfüllen.

Diese erforderliche Mindestkraft ist zu Beginn der Berechnung nicht bekannt. Sie wird durch iterative Berechnungsschritte erzielt, die wie folgt beginnen und mit 6.5.1, Gleichung (108) 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-Schraubkraft durchgeführt, ist dieser Einbauwert durch die Gleichung (F.1) in Anhang F gegeben. Andernfalls wird der Wert aus der nachstehenden Gleichung (52) empfohlen.

$$F_{G0} \leq A_B \times f_{B0} / 3 - F_{R0} \quad (52)$$

wobei

F_{R0} durch 6.2.2.2 gegeben ist.

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

Effektive Dichtungsbreite:

$$b_{Ge} = \min\{b_{Gi}; b_{Gt}\} \quad (53)$$

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:

$$A_{Ge} = \pi \times d_{Ge} \times b_{Ge} \quad (54)$$

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.

Dichtungsspannung im Montagezustand:

$$Q_{G0} = F_{G0}/A_{Ge} \quad (55)$$

$$E_{G0} = E_G(Q_{G0}) \quad (56)$$

Hebelarm:

$$h_{G0} = \frac{(d_{3e} - d_{Ge})}{2} \text{ bei integriertem Flansch oder Blindflansch} \quad (57)$$

$$h_{G0} = \frac{(d_{70} - d_{Ge})}{2} \text{ bei loseem Flansch und Bund oder Bördel} \quad (58)$$

$$d_{70} = \min\{\max\{d_{7min}; (d_{Ge} + \chi \times d_{3e})/(1 + \chi)\}; d_{7max}\} \quad (59)$$

$$\chi = \frac{(Z_L \times E_{F0})}{Z_F \times E_{L0}} \quad (60)$$

ANMERKUNG 4 Gleichung (59) und Gleichung (60) gelten nur für lose Flansche mit Bund oder Bördel.

Gleichung (53) bis Gleichung (60) werden so lange iterativ ausgewertet, bis der Wert b_{Ge} (von (62) bis (74)) 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.

5.4.4 Axialer Elastizitätsmodul der Dichtung

$$X_G = (e_G(Q_{G0})/A_{Gt}) \times (b_{Gt} + e_G(Q_{G0})/2) / (b_{Ge} + e_G(Q_{G0})/2) \quad (61)$$

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 13555:2014 ergibt.

Tabelle 1 — Effektive Dichtungsgeometrie

Typ	Dichtungsform	Gleichungen
1	Flachdichtungen, Weichstoff, Verbundstoffe oder reine metallische Werkstoffe, siehe Bild 4 a)	Erste Näherung: $b_{Gi} = b_{Gt}$ (62)
		Genauer:
		$b_{Gi} = \sqrt{\frac{e_G(Q_{G0})/(\pi \times d_{Ge} \times E_{Gm})}{h_{G0} \times Z_F/E_{F0} + \tilde{h}_{G0} \times \tilde{Z}_F/\tilde{E}_{F0}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Smax}} \right]^2}$ (63)
		Bei flachen, metallischen Ringdichtungen mit rechteckigem Querschnitt: $E_{Gm} = E_{G0}$ (64)
		Bei nicht-metallischen Flachdichtungen: $E_{Gm} = 0,5 \times E_{G0}$ (65)
		Immer: $d_{Ge} = d_{G2} - b_{Ge}$ (66)
		Q_{Smax} bezieht sich hier auf die Temperatur während der Montage. ANMERKUNG Eine alternative (genauere und komplexere) Berechnungsmethode für b_{Gi} ist in Anhang H angegeben.
2	Metalldichtungen mit gekrümmten Oberflächen, einfache Berührung, siehe Bild 4 b) und Bild 4 c)	Erste Näherung: $b_{Gi} = \sqrt{6 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{Smax}/E_{G0}}$ (67)
		Genauer: $b_{Gi} = \sqrt{\frac{6 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times E_{G0}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Smax}} \right]^2}$ (68)
		Immer: $d_{Ge} = d_{G0}$ (69)
3	RTJ-Metalldichtung, achteckig, siehe Bild 4 d)	Immer: $b_{Gi} = \text{Länge } b_{Ge} \text{ nach Bild 4 d)}$ (70)
		(Projektion der Berührungslinie in Axialrichtung) $d_{Ge} = d_{Gt}$ (71)
4	Metalldichtungen mit ovalem oder kreisförmigem Querschnitt, doppelte Berührung, siehe Bild 4 e) und Bild 4 f)	Erste Näherung:
		$b_{Gi} = \sqrt{12 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{Smax}/E_{G0}}$ (72)
		Genauer:
		$b_{Gi} = \sqrt{\frac{12 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times E_{G0}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \times d_{Ge} \times Q_{Smax}} \right]^2}$ (73)
		Immer: $d_{Ge} = d_{Gt}$ (74)

5.4.5 Hebelarme

5.4.5.1 Alle Flansche

$$h_P = \frac{\left[(d_{Ge} - d_E)^2 \times \frac{(2 \times d_{Ge} + d_E)}{6} + 2 \times e_P^2 \times d_F \right]}{d_{Ge}^2} \quad (75)$$

Blindflansche:

$$e_P = 0 \quad (76)$$

5.4.5.2 Integrierter Flansch und Bund/Bördel

$$h_Q = \left\{ h_S \times k_Q + h_T \times \left(2 \times d_F \times \frac{e_P}{d_E^2} - 0,5 \times \tan \varphi_S \right) \right\} \times \left(\frac{d_E}{d_{Ge}} \right)^2 \quad (77)$$

5.4.5.3 Blindflansch

$$h_Q = \left(\frac{d_E}{8} \right) \times (1 - \rho^2) \times \frac{(0,7 + 3,3 \times \rho^2)}{(0,7 + 1,3 \times \rho^2)} \times (d_E/d_{Ge})^2 \quad (78)$$

5.4.5.4 Integrierter Flansch und Blindflansch

$$h_G = \frac{(d_{3e} - d_{Ge})}{2} \quad (79)$$

$$h_H = \frac{(d_{3e} - d_E)}{2} \quad (80)$$

$$h_L = 0 \quad (81)$$

ANMERKUNG Diese Gleichungen gelten nicht für Bund bzw. Bördel.

5.4.5.5 Loser Flansch mit Bund/Bördel

$$d_{7min} \leq d_7 \leq d_{7max} \quad (82)$$

$$d_{7min} = d_6 + 2 \times b_0 \quad (83)$$

$$d_{7max} = d_8 \quad (84)$$

$$h_G = \frac{(d_7 - d_{Ge})}{2} \quad (85)$$

$$h_H = \frac{(d_7 - d_E)}{2} \quad (86)$$

$$h_L = \frac{(d_{3e} - d_7)}{2} \quad (87)$$

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 6) ist für d_7 der durch Gleichung (59) 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 5.4.3) variieren können.

- Für die Berechnung von Belastungsgraden (Abschnitt 7) kann der günstigste Wert zwischen d_{7min} und d_{7max} angewendet werden, siehe 7.6.

6 Kräfte

6.1 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.

6.2 Aufgebrachte Belastungen

6.2.1 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 Gleichung (94) (Belastungsfall $I = 0$) angegeben, während Querkräfte und Torsionsmomente im Montagezustand Null sind.

Alle Temperaturen entsprechen dem einheitlichen Einbauwert T_0 .

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

6.2.2.1 Mediendruck

$$A_Q = \frac{\pi \times d_{Ge}^2}{4} \quad (88)$$

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 Dichtungsweiten zu hoch geschätzt.

$$\left. \begin{array}{l} \text{innerer Mediendruck} \quad P_I > 0 \\ \text{druckloser Zustand} \quad P_I = 0 \\ \text{äußerer Mediendruck} \quad P_I < 0 \end{array} \right\} F_{QI} = A_Q \times P_I \quad (89)$$

6.2.2.2 Äußere Zusatzkräfte

Die Verbindung kann 6 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:

$$\text{axiale Kraft:} \quad F_{AI} = F_{ZI} \quad (90)$$

$$\text{resultierende Querkraft:} \quad F_{LI} = \sqrt{F_{XI}^2 + F_{YI}^2} \quad (91)$$

$$\text{resultierendes Biegemoment:} \quad M_{AI} = \sqrt{M_{XI}^2 + M_{YI}^2} \quad (92)$$

$$\text{Torsionsmoment (durch Reibung):} \quad M_{TGI} = M_{ZI} \quad (93)$$

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

$$\left. \begin{array}{l} \text{axiale Zugkraft} \\ \text{axiale Druckkraft} \end{array} \right\} \begin{array}{l} F_{AI} > 0 \\ F_{AI} < 0 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} F_{AI} > 0 \\ F_{AI} < 0 \end{array}} \right\} F_{RI} = F_{AI} \pm \left(\frac{4}{d_{3e}} \right) \times M_{AI} \quad (94)$$

In Gleichung (94) 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 Gleichung (94), 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 Gleichung (94), die Belastungsgrenze der Dichtung entscheidend sein kann.

Daher wird als gute Praxis empfohlen, in jedem Fall zwei Belastungszustände (einen für jedes Vorzeichen in Gleichung (94) mit unterschiedlichen Werten für I zu berücksichtigen, sobald ein äußeres Moment aufgebracht wird.

6.2.2.3 Temperaturbelastungen

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

$$\begin{aligned} \Delta U^T_I = l_B \times \alpha_{BI} \times (T_{BI} - T_0) - e_{Ft} \times \alpha_{FI} \times (T_{FI} - T_0) - e_L \times \alpha_{LI} \times (T_{LI} - T_0) - e_W \times \alpha_{WI} \\ \times (T_{WI} - T_0) - e_G(Q_{G0}) \times \alpha_{GI} \times (T_{GI} - T_0) - \tilde{e}_{Ft} \times \tilde{\alpha}_{FI} \times (\tilde{T}_{Ft} - T_0) - \tilde{e}_L \\ \times \tilde{\alpha}_{LI} \times (\tilde{T}_{LI} - T_0) - \tilde{e}_W \times \tilde{\alpha}_{WI} \times (\tilde{T}_{WI} - T_0) \end{aligned} \quad (95)$$

Dabei gilt:

$$e_{Ft} + \tilde{e}_{Ft} + e_L + \tilde{e}_L + e_G(Q_{G0}) + e_W + \tilde{e}_W = l_B \quad (96)$$

6.3 Nachgiebigkeit der Verbindung

Hebelarme werden nach 5.4.5 berechnet. Für lose Flansche sind die Annahmen nach Gleichung (59) und Gleichung (60) anzuwenden.

Die nachstehenden Gleichung (97) bis Gleichung (100) gelten für alle Belastungszustände ($I = 0, 1, 2, \dots$), mit Ausnahme von Gleichung (99), die für $I = 0$ nicht gilt. Für Belastungszustände ($I = 1, 2, \dots$), bei denen $F_{RI} = 0$ gilt, wird der Wert von Y_{RI} nicht ausgewertet. Für Belastungszustände ($I = 1, 2, \dots$), bei denen $P_I = 0$ gilt, wird der Wert von Y_{QI} nicht ausgewertet. In (98), muss für die Bestimmung von $E_{Gi} Q_{G0} = \frac{F_{G0}}{A_{Ge}}$ verwendet werden.

$$Y_{BI} = Z_L \times h_L^2/E_{LI} + \tilde{Z}_L \times \tilde{h}_L^2/\tilde{E}_{LI} + X_B/E_{BI} + X_W/E_{WI} + \tilde{X}_W/\tilde{E}_{WI} \quad (97)$$

$$Y_{GI} = Z_F \times h_G^2/E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G^2/\tilde{E}_{FI} + Y_{BI} + X_G/E_{GI} \quad (98)$$

$$Y_{QI} = Z_F \times h_G \times (h_H - h_P + h_Q)/E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G \times (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q)/\tilde{E}_{FI} + Y_{BI} \quad (99)$$

$$Y_{RI} = Z_F \times h_G \times (h_H + h_R)/E_{FI} + \tilde{Z}_F \times \tilde{h}_G \times (\tilde{h}_H + \tilde{h}_R)/\tilde{E}_{FI} + Y_{BI} \quad (100)$$

ANMERKUNG In Gleichung (97) bis Gleichung (100):

- 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 Gleichung (97) nur ein Term (für die Schrauben).

6.4 Erforderliche Mindestkräfte für die Dichtung

6.4.1 Montagezustand ($I = 0$)

Mindest-Dichtungskraft:

$$F_{G0min} = A_{Ge} \times Q_A \quad (101)$$

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

6.4.2 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, thermischer Entlastung 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.

$$F_{GImin} = \max \left\{ A_{Ge} \times Q_{Smin(L),I}; -(F_{QI} + F_{RI}); \frac{F_{LI}}{\mu_G} + \frac{2 \times M_{TGI}}{\mu_G \times d_{Gt}} - \frac{2 \times M_{AI}}{d_{Gt}} \right\} \quad (102)$$

Bei Dichtungen nach Bild 4 c) bis Bild 4 f) sollte der erste Teil des dritten Terms ($\frac{F_{LI}}{\mu_G}$) der Gleichung (102) vernachlässigt werden.

Wird keine spezifische Leckagerate gefordert, dann ist $m \times |P_I|$ (mit m aus Anhang G) anstelle von $Q_{Smin(L),I}$ 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 $Q_{Smin(L),I}$ muss in Abhängigkeit von der Einbau-Flächenpressung der Dichtung Q_A im Montagezustand gewählt werden. Q_A und $Q_{Smin(L),I}$ sind ein Wertepaar, das in einer Dichtheitsprüfung nach EN 13555:2014 bestimmt wird und zusammengehört. Der niedrigste zulässige Wert von Q_A entspricht dem Wert $Q_{min(L),I}$; in diesem Fall gilt $Q_{Smin(L),I} = Q_A$. Je höher Q_A gewählt werden kann, desto niedriger kann $Q_{Smin(L),I}$ 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 den jeweiligen Zustand ermittelt wird, sowie mithilfe des Dichtheitsdiagramms aus EN 13555:2014 für die jeweilige Dichtung(sform) und die entsprechenden Prüfbedingungen.

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

6.5.1 Erforderliche Kräfte

Um sicherzustellen, dass die Dichtungskraft in Folgezuständen nie den in Gleichung (102) angegebenen Wert $F_{G\min}$ unterschreitet, muss die Dichtungskraft im Montagezustand mindestens wie folgt sein:

$$F_{G\Delta} = \max_{all\ I \neq 0} \left\{ \frac{F_{GI\ min} \times Y_{GI} + F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I}{(Y_{G0} \times P_{QRI})} \right\} \quad (103)$$

Gleichung (103) berücksichtigt keine plastischen Verformungen, die im Anschluss an den Montagezustand auftreten können. Werden diese plastischen Verformungen als signifikant erachtet, wird empfohlen, Gleichung (103) durch die nachstehende Gleichung (104) zu ersetzen und das in Anhang H erläuterte Verfahren oder ein gleichwertiges Verfahren anzuwenden.

$$F_{G\Delta} = \max_{all\ I \neq 0} \frac{\{F_{GI\ min} \times Y_{GI} + F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I + [e_G(Q_{G0}) - e_{G(A)}]\}}{(Y_{G0} \times P_{QRI})} \quad (104)$$

Diese alternative Gleichung (104) 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 Gleichung (104) ist identisch mit Gleichung (103).
- 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:

$$F_{G0\ req} = \max\{F_{G0\ min}; F_{G\Delta}\} \quad (105)$$

$$F_{B0\ req} = F_{G0\ req} + F_{R0} \quad (106)$$

Falls $F_{G0\ req}$ nach Gleichung (105) größer als der bisher angenommene Wert für $F_{G0\ req}$ ist, muss die Berechnung ab Gleichung (52) unter Verwendung eines höheren Werts für F_{G0} wiederholt werden, bis folgende Bedingung erfüllt ist:

$$F_{G0\ req} \leq F_{G0} \quad (107)$$

Ist im Gegensatz dazu der in Gleichung (105) angegebene Wert $F_{G0\ req}$ kleiner als der bisher angenommene Wert für F_{G0} , ist dieser Wert akzeptabel, weil er eine bessere Näherung des tatsächlichen Werts für $F_{G0\ req}$ darstellt.

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

$$F_{G0} \approx F_{G0\ req} \quad (108)$$

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

6.5.2 Berücksichtigung der Streuung der Schraubenkraft bei Montage

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

$$F_{B0min} \leq F_{B0} \leq F_{B0max} \quad (109)$$

Dabei ist

$$F_{B0min} = F_{B0av} \times (1 - \varepsilon_-) \quad (110)$$

$$F_{B0max} = F_{B0av} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (111)$$

Anhang B, Tabelle B.1 enthält theoretische Richtwerte für die Streuung der Einbau-Schraubenkraft einer einzelnen Schraube (ε_{1-} , ε_{1+}) für mögliche Gleichungen 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_{B0req} sein:

$$F_{B0min} \geq F_{B0req} \quad (112)$$

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:

$$F_{B0nom} \geq \frac{F_{B0req}}{(1 - \varepsilon_-)} \quad (113)$$

- 2) für Anziehverfahren ohne Messung der Schraubenkraft:

Der für F_{B0nom} zu wählende Wert ist die mittlere Schraubenkraft F_{B0av} , die bei dem gewählten Verfahren tatsächlich zu erwarten ist, unabhängig von F_{B0req} .

Die folgende Bedingung muss erfüllt sein:

$$F_{B0nom} = F_{B0av} \geq \frac{F_{B0req}}{(1 - \varepsilon_-)} \quad \text{Dabei ist } \varepsilon_1 = 0,5 \quad (114)$$

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_{B0av} .

- b) maximale Kräfte zur Berechnung der Belastungsgrade (Abschnitt 7) im Montagezustand:

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

$$F_{B0max} = F_{B0nom} \times (1 + \varepsilon_+) \quad (115)$$

$$F_{G0max} = F_{B0max} - F_{R0} \quad (116)$$

Die effektive Dichtungsbreite b_{Ge} ist für F_{G0max} nicht neu zu berechnen.

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

Um Undichtigkeit zu vermeiden, muss die Dichtungskraft in allen Folgezuständen mindestens dem in Gleichung (102) geforderten Mindestwert $F_{G\text{Imin}}$ entsprechen.

Dieser entspricht einer Dichtungskraft im Montagezustand gleich $F_{G\Delta}$ nach Gleichung (103) oder Gleichung (104).

Wenn die Zulässigkeit der Kräfte in der Verbindung für diesen Wert der Dichtungskraft im Montagezustand nachgewiesen wurde und in der Praxis eine höhere Schraubenkraft mit $F_{G0} > F_{G\Delta}$ 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 Gleichung definiert ist:

$$F_{G0d} = \max\{F_{G\Delta}; (2/3) \times (1 - 10/N_R) \times F_{B0 \max} - F_{R0}\} \quad (117)$$

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

$$F_{GI} = \{F_{G0d} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I]\} / Y_{GI} \quad (118)$$

Gleichung (118) berücksichtigt keine plastischen Verformungen, die im Anschluss an den Montagezustand auftreten können. Werden diese plastischen Verformungen als signifikant erachtet, wird empfohlen, Gleichung (118) durch die nachstehende Gleichung (119) zu ersetzen und das in Anhang H erläuterte Verfahren oder ein gleichwertiges Verfahren anzuwenden.

$$F_{GI} = \{F_{G0d} \times Y_{G0} \times P_{QRI} - [F_{QI} \times Y_{QI} + (F_{RI} \times Y_{RI} - F_{R0} \times Y_{R0}) + \Delta U_I] - [e_G(Q_{G0}) - e_{G(A)}]\} / Y_{GI} \quad (119)$$

Diese alternative Gleichung (119) 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 Zustände $e_{G(A)}$ mit aufgenommen wird.

- Wenn im Zustand nach der Montage keine plastische Verformung auftritt, gilt $e_G(Q_{G0}) = e_{G(A)}$, und Gleichung (119) ist identisch mit Gleichung (118).
- Wenn im Zustand nach der Montage eine plastische Verformung auftritt, gilt $e_G(Q_{G0}) > e_{G(A)}$.

Mithilfe der ermittelten Werte aus Gleichung (118) oder Gleichung (119) ist die Schraubenkraft in Folgezuständen wie folgt zu berechnen:

$$F_{BI} = F_{GI} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (120)$$

Anschließend wird in Abschnitt 7 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.

7 Belastungsgrenzen

7.1 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 maximalen Kräfte sind (siehe 6.5.2 b).

7.2 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:

$$\Phi_B = \frac{1}{f_B \times c_B} \sqrt{\left(\frac{F_B}{A_B}\right)^2 + 3 \times \left(c_A \times \frac{M_{tB}}{I_B}\right)^2} \leq 1,0 \quad (121)$$

Dabei sind c_A und c_B wie folgt definiert:

— $c_A = 1$ im Montagezustand bei Schraubenwerkstoffen mit Mindestbruchdehnung $A \geq 10 \%$ (122)

— $c_A = 4/3$ im Montagezustand bei Schraubenwerkstoffen mit Mindestbruchdehnung $A < 10 \%$ (123)

— $c_A = 0$ in Montagezuständen, wenn kein Drehmoment auf die Schraube (Spannvorrichtung) aufgebracht wird und in allen nachfolgenden Zuständen (124)

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 ($l_{St} \geq 0,8 \times d_{B0} \times f_B / f_F$). Diese beiden Aspekte werden durch Einführung eines Korrekturfaktors $c_B \leq 1$ berücksichtigt, der wie folgt bestimmt wird:

$$c_B = \min \left\{ 1,0; e_N \times \frac{f_N}{(0,8 \times d_{B0} \times f_B); l_{5t}} \times \frac{f_F}{0,8 \times d_{B0} \times f_B} \right\} \quad (125)$$

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).

7.3 Dichtung

Belastungsgrad für die Dichtung:

$$\Phi_G = \frac{F_G}{A_{Gt} \times Q_{smax}} \leq 1,0 \quad (126)$$

7.4 Integrierter Flansch und Bund/Bördel

Belastungsgrad für den Flansch oder Bund/Bördel:

$$\Phi_F = |F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)| / W_F \leq \Phi_{max} \quad (127)$$

Dabei ist/sind

$$\Phi_{max} = \left\{ \begin{array}{l} \min \left(1,0; 0,6 + \frac{1}{\sqrt{5,25 + \left(\frac{d_4}{d_0} - 1 \right)^2}} \right) \text{ bei integrierten Flanschen mit } \frac{d_4}{d_0} > 2,0 \\ 1,0 \text{ bei anderen integrierten Flanschen} \\ 1,0 \text{ bei Bunden/Bördeln} \end{array} \right\} \quad (128)$$

$$W_F = (\pi/4) \times \{ f_F \times 2 \times b_F \times e_F^2 \times (1 + 2 \times \Psi_{opt} \times \Psi_Z - \Psi_Z^2) + f_E \times d_E \times e_D^2 \times c_M \times j_M \times k_M \} \quad (129)$$

$$f_E = \min(f_F; f_S) \quad (130)$$

$$\delta_Q = P \times d_E / (f_E \times 2 \times e_D \times \cos \varphi_S) \quad (131)$$

$$\delta_R = F_R / (f_E \times \pi \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S) \quad (132)$$

$$c_M = \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{1,33 \times [1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2] \times [1 - (0,75 \times \delta_Q^2 + 1 \times \delta_R^2)]} \text{ bei Kegel- und Zylinderschale} \\ \sqrt{1,33 \times [1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2] \times [1 - (0,25 \times \delta_Q^2 + 3 \times \delta_R^2)]} \text{ bei Kugelschale} \end{array} \right\} \quad (133)$$

$$c_S = \left\{ \begin{array}{l} \frac{\pi}{4} \times \sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_S \times (0,5 \times \delta_R - 0,75 \times \delta_Q) \text{ bei Kegel- und Zylinderschale} \\ \frac{\pi}{4} \times \sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_S \times (1,5 \times \delta_R - 0,25 \times \delta_Q) \text{ bei Kugelschale} \end{array} \right\} \quad (134)$$

$$j_M = \frac{F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)}{|F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)|} \quad (135)$$

j_M entspricht +1 oder -1, je nach Vorzeichen des Ausdrucks:

$$F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \times (h_H + h_R)$$

$$j_S = \pm 1 \quad (136)$$

$$-1 \leq k_M \leq +1 \quad (137)$$

$$0 \leq k_S \leq 1 \quad (138)$$

$$\Psi_{(j_S, k_M, k_S)} = \left(\frac{f_E \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S}{f_F \times 2 \times b_F \times e_F} \right) \times \left\{ (0,5 \times \delta_Q + \delta_R) \times \tan \varphi_S - \delta_Q \times 2 \times \frac{e_P}{d_E} + j_S \times k_S \times \sqrt{\frac{e_D \times c_M \times c_S \times (1 + j_S \times k_M)}{d_E \times \cos^3 \varphi_S}} \right\} \quad (139)$$

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

$$\Psi_{\text{opt}} = j_M \times (2 \times e_P / e_F - 1) \text{ mit } (-1 \leq \Psi_{\text{opt}} \leq +1) \quad (140)$$

$$\Psi_0 = \Psi_{(0,0,0)} \quad (141)$$

$$\Psi_{\text{max}} = \Psi_{(+1,+1,+1)} \quad (142)$$

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

Der Wert Ψ_Z in Gleichung (129) 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 Gleichung (16), wobei β zuvor mittels Gleichung (17) bestimmt wurde.
- Berechnung von f_E , δ_Q , δ_R , c_M anhand von Gleichung (130) bis Gleichung (133).

(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 Gleichung (134) bis Gleichung (143).

(Wenn $\Psi_{\max} < -1$ oder $\Psi_{\min} > +1$ ist, ist der Ring überlastet).

- d) Bestimmung von k_M und Ψ_z nach Tabelle 2. Wenn die Tabelle $k_M < +1$ oder $k_M > -1$ festlegt, muss der Wert von k_M so bestimmt werden, dass W_F in Gleichung (129) in e) den Höchstwert erreicht. Der Wert von Ψ_z , der k_M zugeordnet ist, ist in Gleichung (139) gegeben;
- e) Berechnung von W_F und Φ_F anhand der Gleichung (129) und Gleichung (127).

7.5 Blindflansch

Belastungsgrad für Blindflansche:

$$\Phi_F = \max \left\{ \begin{array}{l} \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times \frac{d_{Ge}}{6} + F_R \times (1 - \rho) \times \frac{d_{Ge}}{2} \right|; \\ \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times \frac{d_{Ge}}{6} \right|; \\ \left| F_R \times (1 - \rho) \times \frac{d_{Ge}}{2} \right|; \end{array} \right\} / W_F \leq 1,0 \quad (144)$$

$$W_F = (\pi/4) \times f_F \times \{2 \times b_F \times e_F^2 + d_0 \times (1 - \rho) \times e_0^2\} \quad (145)$$

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

$$\Phi_X = F_B \times (d_3 - d_X) / (2 \times W_X) \leq 1,0 \quad (146)$$

$$W_X = (\pi/4) \times f_F \times \{(d_4 - 2 \times d_{5e} - d_X) \times e_F^2 + d_X \times e_X^2\} \quad (147)$$

7.6 Loser Flansch mit Bund/Bördel

Belastungsgrad für lose Flansche:

$$\Phi_L = F_B \times h_L / W_L \leq \Phi_{\max} \quad (148)$$

Dabei ist/sind

$$\Phi_{\max} = \left\{ \begin{array}{l} \min \left(1,0; 0,6 + \frac{1}{\sqrt{\left[5,25 + \left(\frac{d_4}{d_6} - 1 \right)^2 \right]}} \right) \text{ bei losen Flanschen mit } \frac{d_4}{d_6} > 2,0 \\ 1,0 \text{ bei anderen losen Flanschen} \end{array} \right\} \quad (149)$$

$$W_L = \left(\frac{\pi}{2} \right) \times f_L \times b_L \times e_L^2 \quad (150)$$

Der Auslastungsgrad für den Bund oder Bördel kann wahlweise nach 7.4 oder nach Gleichung (151) berechnet werden. Es gilt das günstigere Ergebnis (d. h. der kleinere der beiden Werte für Φ_F).

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

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

Die Hebelarme h_G , h_H , h_L können durch Variieren des Durchmessers d_7 so verändert werden, dass die Gleichung (148), Gleichung (150), Gleichung (151) und Gleichung (127), Gleichung (129) bis Gleichung (143) 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 Gleichung (82) erzielt. Im Montagezustand (mit $F_Q = 0$ und $F_R = 0$) ist dagegen das optimale Ergebnis nahe $d_{7 \max}$ nach Gleichung (84) berechnet.

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 Gleichung (59) angegebenen Wert d_{70} abweicht, durchgeführt werden. Es müssen jedoch die Grenzwerte von d_7 und d_{70} nach Gleichung (83) und Gleichung (59) beachtet 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