

Septiembre 2010

TÍTULO

Recipientes a presión no sometidos a llama

Parte 3: Diseño

Unfired pressure vessels. Part 3: Design.

Réipients sous pression non soumis à la flamme. Partie 3: Conception.

CORRESPONDENCIA

Esta norma es la versión oficial, en español, de la Norma Europea EN 13445-3:2009.

OBSERVACIONES

Esta norma anula y sustituye a las Normas UNE-EN 13445-3:2006, UNE-EN 13445-3:2006/A1:2008, UNE-EN 13445-3:2006/A2:2008, UNE-EN 13445-3:2006/A3:2008, UNE-EN 13445-3:2006/A5:2006, UNE-EN 13445-3:2006/A6:2006, UNE-EN 13445-3:2006/A8:2007, UNE-EN 13445-3:2006/A10:2009, UNE-EN 13445-3:2006/A11:2008, UNE-EN 13445-3:2006/A16:2009 y UNE-EN 13445-3:2006/A17:2008,

ANTECEDENTES

Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico AEN/CTN 62 *Bienes de equipo industriales y equipos a presión* cuya Secretaría desempeña BEQUINOR.

Editada e impresa por AENOR
Depósito legal: M 38505:2010

© AENOR 2010
Reproducción prohibida

LAS OBSERVACIONES A ESTE DOCUMENTO HAN DE DIRIGIRSE A:

AENOR Asociación Española de
Normalización y Certificación

Génova, 6
28004 MADRID-España

info@aenor.es
www.aenor.es

Tel.: 902 102 201
Fax: 913 104 032

831 Páginas

Grupo 170

Versión en español

**Recipientes a presión no sometidos a llama
Parte 3: Diseño**

Unfired pressure vessels. Part 3: Design.

**Réipients sous pression non soumis à la
flamme. Partie 3: Conception.**

**Unbefeuerte Druckbehälter. Teil 3:
Konstruktion.**

Esta norma europea ha sido aprobada por CEN el 2009-06-30.

Los miembros de CEN están sometidos al Reglamento Interior de CEN/CENELEC que define las condiciones dentro de las cuales debe adoptarse, sin modificación, la norma europea como norma nacional. Las correspondientes listas actualizadas y las referencias bibliográficas relativas a estas normas nacionales pueden obtenerse en el Centro de Gestión de CEN, o a través de sus miembros.

Esta norma europea existe en tres versiones oficiales (alemán, francés e inglés). Una versión en otra lengua realizada bajo la responsabilidad de un miembro de CEN en su idioma nacional, y notificada al Centro de Gestión, tiene el mismo rango que aquéllas.

Los miembros de CEN son los organismos nacionales de normalización de los países siguientes: Alemania, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia y Suiza.

CEN
COMITÉ EUROPEO DE NORMALIZACIÓN
European Committee for Standardization
Comité Européen de Normalisation
Europäisches Komitee für Normung
CENTRO DE GESTIÓN: Avenue Marnix, 17-1000 Bruxelles

ÍNDICE

	Página
PRÓLOGO	10
1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN	11
2 NORMAS PARA CONSULTA	11
3 TÉRMINOS Y DEFINICIONES	12
4 SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS	14
5 CRITERIOS BÁSICOS DE DISEÑO	16
5.1 Generalidades	16
5.2 Corrosión, erosión y protección	16
5.3 Situaciones	18
5.4 Métodos de diseño	22
5.5 Cálculos del espesor (DBF).....	23
5.6 Coeficiente de unión	24
5.7 Requisitos relativos al diseño de montajes soldados	25
6 VALORES MÁXIMOS ADMISIBLES DE LA TENSIÓN NOMINAL DE CÁLCULO PARA PARTES SOMETIDAS A PRESIÓN	27
6.1 Generalidades	27
6.2 Aceros (excepto fundiciones), distintos de los austeníticos cubiertos por los apartados 6.4 y 6.5, con un alargamiento mínimo después de la rotura, tal como viene definido en la especificación técnica pertinente relativa al material, inferior al 30%	28
6.3 Ruta alternativa para aceros (excepto fundiciones) distintos de los austeníticos cubiertos por los apartados 6.4 y 6.5 con un alargamiento mínimo después de la rotura, tal como viene definido en la especificación técnica pertinente relativa al material, inferior al 30%.....	28
6.4 Aceros austeníticos (excepto fundición), con un alargamiento mínimo después de la rotura, de acuerdo con lo definido en la especificación técnica pertinente relativa al material, superior al 30% y hasta el 35%.....	29
6.5 Aceros austeníticos (excepto fundiciones), con un alargamiento mínimo después de la rotura, de acuerdo con lo definido en la especificación técnica pertinente relativa al material, superior al 35%	29
6.6 Aceros fundidos	30
7 ENVOLVENTES SOMETIDAS A UNA PRESIÓN INTERIOR	31
7.1 Objeto	31
7.2 Definiciones específicas	31
7.3 Símbolos y abreviaturas específicos.....	32
7.4 Envolvertes cilíndricas y esféricas	32
7.5 Fondos cóncavos	33
7.6 Conos y fondos cónicos	38
7.7 Tuberías que entran en la zona de enlace	47

8	ENVOLVENTES SOMETIDAS A UNA PRESIÓN EXTERIOR	51
8.1	Objeto.....	51
8.2	Definiciones específicas.....	51
8.3	Símbolos y definiciones específicos.....	51
8.4	Generalidades.....	54
8.5	Envolvertes cilíndricas.....	55
8.6	Envolverte cónica.....	76
8.7	Envolvertes esféricas.....	84
8.8	Fondos de recipientes.....	85
9	ABERTURAS EN ENVOLVENTES.....	85
9.1	Objeto.....	85
9.2	Definiciones específicas.....	86
9.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	86
9.4	Generalidades.....	90
9.5	Aberturas aisladas.....	102
9.6	Aberturas múltiples.....	119
9.7	Aberturas próximas a una discontinuidad de la envolverte.....	130
10	FONDOS PLANOS.....	137
10.1	Objeto.....	137
10.2	Definiciones específicas.....	138
10.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	138
10.4	Fondos planos circulares no perforados soldados a envolvertes cilíndricas.....	140
10.5	Fondos planos circulares atornillados no perforados.....	148
10.6	Fondos planos circulares perforados.....	150
10.7	Fondos planos no circulares o de forma anular.....	155
11	BRIDAS	159
11.1	Objeto.....	159
11.2	Definiciones específicas.....	159
11.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	159
11.4	Generalidades.....	162
11.5	Bridas con juntas de cara estrecha.....	166
11.6	Bridas de cara completa con juntas del tipo de anillo blando.....	184
11.7	Bridas selladas por soldadura.....	187
11.8	Bridas de cara estrecha invertidas.....	187
11.9	Bridas de cara completa invertidas.....	190
11.10	Bridas de carga completa con contacto de metal a metal.....	194
12	FONDOS DE CÚPULA ATORNILLADOS.....	196
12.1	Objeto.....	196
12.2	Definiciones específicas.....	196
12.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	196
12.4	Generalidades.....	196
12.5	Fondos de cúpula atornillados con juntas de cara estrecha.....	197
12.6	Fondos de cúpula atornillados con juntas de cara completa.....	198

13	PLACAS DE TUBOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	200
13.1	Objeto.....	200
13.2	Definiciones específicas.....	200
13.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	200
13.4	Intercambiadores de calor de placa de tubos en U.....	203
13.5	Intercambiadores de calor de placas de tubos fijas.....	217
13.6	Intercambiadores de calor de placas de tubos flotantes	246
13.7	Características de las placas de tubos.....	263
13.8	Tensión máxima permitida en la unión de tubo a placa de tubos.....	270
13.9	Tensión de compresión longitudinal máxima admisible para tubos.....	271
13.10	Diseño de prolongación de placa de tubos como brida con una junta de cara estrecha	274
13.11	Diseño de prolongación de placa de tubos como brida con una junta de cara completa.....	277
13.12	Uniones soldadas especiales de tubo a placa de tubos.....	280
14	FUELLES DE DILATACIÓN	283
14.1	Objeto.....	283
14.2	Definiciones específicas.....	283
14.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	285
14.4	Condiciones de aplicabilidad.....	286
14.5	Fuelles sin reforzar en forma de U.....	289
14.6	Fuelles sin reforzar en forma de U.....	303
14.7	Fuelles toroidales.....	311
14.8	Fabricación	318
14.9	Inspección y ensayos	320
14.10	Fuelles sometidos a desplazamientos axiales, laterales o angulares.....	322
15	RECIPIENTES A PRESIÓN DE SECCIÓN RECTANGULAR	327
15.1	Objeto.....	327
15.2	Definiciones específicas.....	327
15.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	327
15.4	Generalidades	329
15.5	Recipientes sin reforzar	329
15.6	Recipientes reforzados.....	335
15.7	Aberturas	342
16	CARGAS ADICIONALES DISTINTAS DE LA PRESIÓN.....	344
16.1	Objeto.....	344
16.2	Definiciones específicas.....	344
16.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	344
16.4	Cargas locales en manguitos de envolventes esféricas	346
16.5	Cargas locales en manguitos de envolventes cilíndricas	356
16.6	Cargas de línea	364
16.7	Orejetas para izar	371
16.8	Recipientes horizontales sobre silletas.....	375
16.9	Recipientes horizontales sobre anillos de apoyo.....	390
16.10	Recipientes verticales sobre soportes.....	395
16.11	Recipientes verticales con patas de apoyo.....	400
16.12	Recipientes verticales con faldones.....	402

16.13	Recipientes verticales con soportes anulares	417
16.14	Cargas globales.....	427
17	EVALUACIÓN SIMPLIFICADA DE LA DURACIÓN POR FATIGA	432
17.1	Objeto.....	432
17.2	Definiciones específicas.....	433
17.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	434
17.4	Condiciones de aplicabilidad.....	435
17.5	Generalidades	436
17.6	Determinación del número admisible de ciclos de presión	437
17.7	Regla de evaluación.....	461
17.8	Diseño y fabricación.....	461
17.9	Ensayos.....	462
18	EVALUACIÓN DETALLADA DE LA DURACIÓN FRENTE A LA FATIGA.....	462
18.1	Objeto.....	462
18.2	Definiciones específicas.....	462
18.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	465
18.4	Limitaciones.....	467
18.5	Generalidades	468
18.6	Material soldado.....	470
18.7	Componentes no soldados y pernos	475
18.8	Condiciones elasto-plásticas	478
18.9	Acción de la fatiga	480
18.10	Resistencia a la fatiga de componentes soldados	483
18.11	Resistencia a la fatiga de componentes sin soldar	502
18.12	Resistencia a la fatiga de pernos de acero	508
19	DISEÑO EN FLUENCIA	510
19.1	Propósito	510
19.2	Definiciones específicas.....	510
19.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	510
19.4	Diseño en el intervalo de fluencia.....	511
19.5	Tensión nominal de diseño en el intervalo de fluencia	511
19.6	Factor de unión soldada en el intervalo de fluencia	515
19.7	Carga de presión de naturaleza predominantemente no cíclica en el intervalo de fluencia	516
19.8	Procedimientos de diseño para DBF.....	516
20	REGLAS DE DISEÑO PARA LAS PAREDES PLANAS REFORZADAS	519
20.1	Generalidades	519
20.2	Paredes planas atirantadas.....	519
20.3	Definiciones específicas para las paredes planas atirantadas.....	519
20.4	Espesor requerido de las paredes planas atirantadas	519
20.5	Dimensiones requeridas y configuración de los tirantes con pasador y de los tirantes... 519	
20.6	Requisitos aplicables para los tirantes con pasador roscados	520
20.7	Requisitos aplicables para los tirantes con pasador soldados y los tirantes soldados	520
20.8	Tabla para las paredes planas atirantadas	521
20.9	Figuras para paredes planas atirantadas.....	522

21	FONDOS PLANOS CIRCULARES CON NERVIOS DE REFUERZO RADIALES....	525
21.1	Propósito	525
21.2	Definiciones específicas	525
21.3	Símbolos y abreviaturas específicos.....	527
21.4	Fondos sin momento de flexión periférico adicional.....	528
21.5	Fondos con momento de flexión periférico adicional.....	530
21.6	Aberturas	532
21.7	Soldaduras	532
21.8	Anillo central	533
ANEXO A (Normativo)	REQUISITOS DE DISEÑO DE SOLDADURAS QUE TIENEN QUE RESISTIR PRESIÓN.....	534
ANEXO B (Normativo)	DISEÑO POR ANÁLISIS. RUTA DIRECTA.....	557
ANEXO C (Normativo)	DISEÑO POR ANÁLISIS. MÉTODO BASADO EN CATEGORÍAS DE TENSIONES.....	586
ANEXO D (Informativo)	VERIFICACIÓN DE LA FORMA DE RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA.....	604
ANEXO E (Normativo)	PROCEDIMIENTO PARA CALCULAR LA DESVIACIÓN RESPECTO AL VERDADERO CÍRCULO DE CILINDROS Y CONOS.....	611
ANEXO F (Normativo)	PRESIÓN EXTERNA ADMISIBLE PARA RECIPIENTES FUERA DE LA TOLERANCIA DE CIRCULARIDAD	614
ANEXO G (Normativo)	REGLAS DE DISEÑO ALTERNATIVAS PARA BRIDAS Y CONEXIONES DE BRIDAS CON JUNTAS	616
ANEXO GA (Informativo)	REGLAS DE DISEÑO ALTERNATIVAS PARA BRIDAS Y CONEXIONES EMBRIDADAS CON JUNTA.....	664
ANEXO H (Informativo)	FACTORES RELATIVOS A LAS JUNTAS m E y	725
ANEXO I (Informativo)	INFORMACIÓN ADICIONAL SOBRE EL DISEÑO DE PLACAS TUBULARES DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	728
ANEXO J (Normativo)	MÉTODO ALTERNATIVO PARA EL DISEÑO DE PLACAS TUBULARES DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	732
ANEXO K (Informativo)	INFORMACIÓN ADICIONAL SOBRE EL DISEÑO DE FUELLES DE DILATACIÓN.....	776
ANEXO L (Informativo)	BASE PARA REGLAS DE DISEÑO RELATIVAS A CARGAS ADICIONALES NO DEBIDAS A PRESIÓN	783
ANEXO M (Informativo)	SEGUIMIENTO EN SERVICIO DE LOS RECIPIENTES FUNCIONANDO EN FATIGA O EN FLUENCIA	785
ANEXO N (Informativo)	BIBLIOGRAFÍA PARA EL CAPÍTULO 18.....	788

ANEXO O (Informativo)	PROPIEDADES FÍSICAS DE ACEROS.....	789
ANEXO P (Normativo)	CLASIFICACIÓN DE DETALLES DE SOLDADURA A EVALUAR UTILIZANDO TENSIONES PRINCIPALES	797
ANEXO Q (Normativo)	PROCEDIMIENTO SIMPLIFICADO PARA LA EVALUACIÓN DE LA FATIGA DE ZONAS NO SOLDADAS ...	810
ANEXO R (Informativo)	COEFICIENTES PARA LAS ECUACIONES DE MODELIZACIÓN DE LA RUPTURA POR FLUENCIA PARA LA EXTRAPOLACIÓN DE LA RESISTENCIA A LA RUPTURA POR FLUENCIA	811
ANEXO S (Informativo)	EXTRAPOLACIÓN DE LA TENSIÓN NOMINAL DE DISEÑO EN BASE AL COMPORTAMIENTO INDEPENDIENTE DEL TIEMPO EN EL INTERVALO DE FLUENCIA.....	815
ANEXO T (Normativo)	DISEÑO POR MÉTODOS EXPERIMENTALES.....	820
ANEXO Y (Informativo)	DIFERENCIAS ENTRE LA NORMA EN 13445-2:2002 Y EN 13445-2:2009	833
ANEXO ZA (Informativo)	CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 97/23/CE	834

PRÓLOGO

Esta Norma EN 13445-3:2009 ha sido elaborada por el Comité Técnico CEN/TC 54 *Recipientes a presión no sometidos a la acción de la llama*, cuya Secretaría desempeña BSI.

Esta norma europea debe recibir el rango de norma nacional mediante la publicación de un texto idéntico a ella o mediante ratificación antes de finales de diciembre de 2009, y todas las normas nacionales técnicamente divergentes deben anularse antes de finales de diciembre de 2009.

Se llama la atención sobre la posibilidad de que algunos de los elementos de este documento estén sujetos a derechos de patente. CEN y/o CENELEC no es(son) responsable(s) de la identificación de dichos derechos de patente.

Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, y sirve de apoyo a los requisitos esenciales de las Directivas europeas.

La relación con las Directivas UE se recoge en el anexo informativo ZA, que forma parte integrante de esta norma.

Esta norma europea consta de las partes siguientes:

- *Parte 1: Generalidades.*
- *Parte 2: Materiales.*
- *Parte 3: Diseño.*
- *Parte 4: Fabricación.*
- *Parte 5: Inspección y ensayos.*
- *Parte 6: Requisitos adicionales para el diseño y la fabricación de recipientes a presión y piezas sometidas a presión fabricados en fundición de grafito esférico.*
- CR 13445-7 *Parte 7: Guía de utilización sobre el uso de los procedimientos de la evaluación de la conformidad.*
- *Parte 8: Requisitos adicionales para recipientes a presión de aluminio y aleaciones de aluminio.*
- CEN/TR 13445-9 *Parte 9: Conformidad de la serie EN 13445 con la Norma ISO 16528.*

Este documento reemplaza a la Norma EN 13445-3:2002. Esta nueva edición incorpora las modificaciones que hayan sido aprobadas previamente por los miembros de CEN, y las páginas corregidas hasta la Edición 36, sin ninguna modificación técnica. El anexo Y de la Norma EN 13445-1:2009 y el anexo Y de esta parte, proporcionan detalles de los cambios técnicos significativos entre esta norma europea y la de la edición anterior.

Las modificaciones a esta nueva edición pueden ser adoptadas en el futuro y utilizadas inmediatamente como alternativas a las normas contenidas en este documento. Su objetivo es ofrecer una nueva Edición de la Norma EN 13445:2009 cada año, que consolide las modificaciones y que incluya otras correcciones identificadas.

De acuerdo con el Reglamento Interior de CEN/CENELEC, están obligados a adoptar esta norma europea los organismos de normalización de los siguientes países: Alemania, Austria, Bélgica, Bulgaria, Chipre, Dinamarca, Eslovaquia, Eslovenia, España, Estonia, Finlandia, Francia, Grecia, Hungría, Irlanda, Islandia, Italia, Letonia, Lituania, Luxemburgo, Malta, Noruega, Países Bajos, Polonia, Portugal, Reino Unido, República Checa, Rumanía, Suecia y Suiza.

1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN

Esta parte de esta norma europea especifica los requisitos relativos al diseño de recipientes a presión no sometidos a llama cubiertos por la Norma EN 13445-1:2009 y construidos con aceros de acuerdo con la Norma EN 13445-2:2009.

El anexo C de la Norma EN 13445-5:2009 especifica los requisitos relativos al diseño de aberturas de acceso y de inspección, mecanismos de cierre y elementos de enclavamiento o especiales.

NOTA Esta parte se aplica al diseño de recipientes antes de su puesta en servicio. Puede utilizarse para cálculos o análisis en servicio sometidos a un ajuste adecuado.

2 NORMAS PARA CONSULTA

Esta norma europea incorpora disposiciones de otras publicaciones por su referencia, con o sin fecha. Estas referencias normativas se citan en los lugares apropiados del texto de la norma y se relacionan a continuación. Para las referencias con fecha, no son aplicables las revisiones o modificaciones posteriores de ninguna de las publicaciones. Para las referencias sin fecha, se aplica la edición en vigor del documento normativo al que se haga referencia (incluyendo sus modificaciones).

EN 286-2:1992 *Recipientes a presión simples, no sometidos a llama, diseñados para contener aire o nitrógeno. Parte 2: Calderines para sistemas de frenado por aire y sistemas auxiliares para vehículos a motor y sus remolques.*

EN 764-1:2004 *Equipos a presión. Parte 1: Terminología. Presión, temperatura, volumen, diámetro nominal.*

EN 764-2:2002 *Equipos a presión. Parte 2: Cantidades, símbolos y unidades.*

EN 764-3:2002 *Equipos a presión. Parte 3: Definición de las partes involucradas.*

EN 837-1:1996 *Manómetros. Parte 1: Manómetros de tubo Bourdon. Dimensiones, metrología, requisitos y ensayos.*

EN 837-3:1996 *Manómetros. Parte 3: Manómetros de membrana y manómetros de cápsula. Dimensiones, metrología, requisitos y ensayos.*

EN 1092-1:2007 *Bridas y sus uniones. Bridas circulares para tuberías, grifería, accesorios y piezas especiales, designación PN. Parte 1: Bridas de acero.*

EN 1591-1:2001 *Bridas y sus uniones. Reglas de diseño de las uniones de bridas circulares con junta de estanquidad. Parte 1: Método de cálculo.*

EN 1708-1:1999, EN 1708-1:1999/A1:2003 *Soldeo. Descripción detallada de uniones soldadas de acero. Parte 1: Componentes sometidos a presión.*

EN 10222-1:1998, EN 10222-1:1998/A1:2002 *Piezas de acero forjadas para aparatos a presión. Parte 1: Requisitos generales para piezas obtenidas por forja libre.*

EN 13445-1:2009 *Recipientes a presión no sometidos a llama. Parte 1: Generalidades.*

EN 13445-2:2009 *Recipientes a presión no sometidos a llama. Parte 2: Materiales.*

EN 13445-4:2009 *Recipientes a presión no sometidos a llama. Parte 4: Fabricación.*

EN 13445-5:2009 *Recipientes a presión no sometidos a llama. Parte 5: Inspección y ensayos.*

EN 13445-8:2009 *Recipientes a presión no sometidos a llama. Parte 8: Requisitos adicionales para recipientes a presión de aluminio y aleaciones de aluminio.*

EN ISO 4014:2000 *Pernos de cabeza hexagonal. Productos de clases A y B (ISO 4014:1999).*

EN ISO 4016:2000 *Pernos de cabeza hexagonal. Productos de clase C (ISO 4016:1999).*

EN ISO 15613:2004 *Especificación y cualificación de procedimientos de soldeo para materiales metálicos. Cualificación mediante ensayos de soldeo anteriores a la producción.*

ISO 261:1998 *Rosca métrica ISO para usos generales. Serie general de diámetros y pasos.*

3 TÉRMINOS Y DEFINICIONES

Para los fines de este documento, se aplican los términos y definiciones incluidos en las Normas EN 13445-1:2009, EN 13445-2:2009 además de los siguientes:

NOTA Las Normas EN 13445-1:2009 y EN 13445-2:2009 han adoptado la terminología, los símbolos y las definiciones de las Normas EN 764-1:2004, EN 764-2:2002 y EN 764-3:2002.

3.1 acción:

Efecto termomecánico impuesto que engendra una tensión y/o una deformación en una estructura, por ejemplo presión, fuerza, temperatura impuesta.

3.2 espesor útil:

Espesor realmente disponible para resistir las cargas en estado corroído, véase el apartado 5.3.2.

3.3 espesor admisible:

Espesor admisible entre el espesor mínimo requerido e y el espesor útil e_a .

3.4 presión de cálculo:

Presión diferencial utilizada para el cálculo de un componente.

[EN 764-1:2004]

3.5 temperatura de cálculo:

Temperatura utilizada para el cálculo de un componente.

[EN 764-1:2004]

3.6 compartimento:

Espacio de fluido de una sola pieza de un elemento de un equipo a presión.

[EN 764-1:2004]

3.7 componente:

Parte de un equipo o de un conjunto bajo presión que puede considerarse como un elemento separado para el cálculo.

[EN 764-1:2004]

3.8 intervalo de fluencia:

Intervalo de temperatura en el cual las características del material utilizadas en el diseño dependen del tiempo.

NOTA Véase también el apartado 5.1.

3.9 aplicaciones criogénicas:

Aplicaciones que implican gases licuados a baja temperatura.

3.10 presión de diseño:

Presión en la parte superior de cada compartimento del equipo a presión, elegida para la determinación de la presión de cálculo de cada componente.

[EN 764-1:2004]

NOTA Es posible especificar cualquier otro emplazamiento.

3.11 temperatura de diseño:

Temperatura del fluido elegida para la determinación de la temperatura de cálculo de cada componente.

[EN 764-1:2004]

3.12 presión diferencial:

Presión cuyo valor algebraico es igual a la diferencia entre las presiones existentes a cada lado de un componente.

[EN 764-1:2004]

3.13 unión soldada determinante:

Unión soldada a tope, con plena penetración y cuya configuración debido al hecho de las tensiones de membrana es determinante para el espesor del componente.

3.14 situación:

Combinación de acciones simultáneas.

3.15 unión principal:

Unión soldada que une las partes principales sometidas a presión.

3.16 presión máxima permitida:

Para un componente dado en una situación dada, la presión máxima obtenida en el diseño mediante fórmulas o procedimientos relevantes de la Norma EN 13445-3:2009; o para un recipiente a presión completo, el valor mínimo de las presiones máximas permitidas de todos los componentes.

NOTA 1 Las diferencias de la tensión nominal de diseño f , el espesor útil e_a y el coeficiente de unión z utilizado para el cálculo de la presión máxima permitida en los diferentes casos de carga se especifican en el apartado 5.3.2.

NOTA 2 Cuando alguna fórmula no está dada para el cálculo de la presión máxima permitida $P_{m\acute{a}x}$, entonces $P_{m\acute{a}x}$, se puede calcular como la presión que da el espesor requerido igual al espesor útil.

NOTA 3 La máxima presión permitida $P_{m\acute{a}x}$, utilizada para la evaluación simplificada de la fatiga en el capítulo 17, y para el cálculo del número de ciclos equivalentes a plena amplitud en el apartado 5.4.2, es la que se calcula para las situaciones normales de funcionamiento.

3.17 espesor mínimo posible después de la fabricación:

Espesor mínimo posible después de la fabricación.

3.18 tensión nominal de cálculo:

Valor de la tensión a utilizar en las fórmulas para el cálculo de componentes sometidos a presión.

3.19 espesor nominal:

Espesor tal como está especificado en los planos.

3.20 presión de ensayo:

Presión a la cual se somete el equipo para probarlo.

[EN 764-1:2004]

3.21 temperatura de ensayo:

Temperatura a la cual se realiza de la prueba de presión de un equipo.

[EN 764-1:2004]

3.22 volumen:

Volumen interno de cada compartimento, incluido el volumen de las tuberías hasta el primer elemento de conexión (brida, acoplamiento, soldadura) y excluido el volumen de las estructuras internas permanentes (por ejemplo, deflectores, agitadores).

[EN 764-1:2004]

3.23 espesor de garganta de una soldadura en ángulo:

Altura del triángulo isósceles inscrito medida a partir del punto de raíz teórico.

4 SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

Para los fines de esta parte de la Norma EN 13445, las abreviaturas y símbolos generales deben estar de acuerdo con las Normas EN 13445-1:2009 y EN 13445-2:2009 y con la tabla 4-1:

Tabla 4-1 – Símbolos, descripciones y unidades^c

Símbolo	Descripción	Unidades
a	Espesor de la garganta de soldadura	mm
e	Espesor requerido	mm
e_n	Espesor nominal	mm
$e_{\min.}$	Espesor mínimo posible después de la fabricación	mm
e_a	Espesor útil	mm
c	Sobreespesor de corrosión o de erosión	mm
f	Tensión nominal de cálculo	MPa
f_d	Valor máximo de la tensión nominal de cálculo para las situaciones normales de servicio	MPa
f_{\exp}	Valor máximo de la tensión nominal de cálculo para las situaciones excepcionales	MPa
f_{test}	Valor máximo de la tensión nominal de cálculo para las situaciones de ensayo	MPa
n_{eq}	Número de ciclos de presión de plena amplitud equivalentes (véase 5.4.2)	–
P	Presión de cálculo	MPa ^a
P_d	Presión de diseño	MPa ^a
$P_{\text{máx}}$	Presión máxima permitida	MPa ^a
P_S, P_s	Presión máxima admisible	MPa ^a
P_{test}	Presión de ensayo	MPa ^a
R_{eH}	Valor mínimo del límite superior de fluencia	MPa
R_m	Valor mínimo de la resistencia a la tracción	MPa
$R_{m/T}$	Valor mínimo de la resistencia a la tracción a la temperatura T	MPa
$R_{p0,2}$	Valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 0,2%	MPa
$R_{p0,2/T}$	Valor mínimo de límite convencional de elasticidad al 0,2% a la temperatura T	MPa
$R_{p1,0}$	Valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 1,0%	MPa
$R_{p1,0/T}$	Valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 1,0% a la temperatura T	MPa
T	Temperatura de cálculo	°C
T_d	Temperatura de diseño	°C
T_{test}	Temperatura de ensayo	°C
$TS_{\text{máx.}}, TS_{\text{mín.}}$	Temperaturas admisibles máximas/mínimas	°C
V	Volumen de un recipiente (o de un compartimento)	mm ³ ^b
z	Coefficiente de unión	–
ν	Relación de Poisson	–

^a MPa únicamente para el cálculo, en los otros casos la unidad puede ser el bar (1 MPa = 10 bar).

^b mm³ únicamente para el cálculo, en los otros casos la unidad debería ser el litro.

^c Las fórmulas utilizadas en esta norma no tienen dimensiones.

5 CRITERIOS BÁSICOS DE DISEÑO

5.1 Generalidades

La Norma EN 13445-3:2009 solamente es aplicable cuando:

- a) los materiales y las soldaduras no están sometidos a una corrosión localizada en presencia de productos que el recipiente va a contener o que pueden estar presentes en el recipiente en condiciones razonablemente previsibles;
- b) todas las temperaturas de cálculo están por debajo del intervalo de fluencia o bien una temperatura de cálculo está dentro del intervalo de fluencia y las características del material que dependen del tiempo están disponibles en las normas de materiales.

NOTA Véase la definición 3.8 de intervalo de fluencia.

Para los fines del diseño, el intervalo de fluencia es el intervalo de temperatura en el que las características del material independientes del tiempo no gobiernan en la determinación de la tensión nominal de diseño.

Las características de resistencia del material utilizadas deben estar relacionadas con las vidas útiles especificadas en los distintos casos de carga en fluencia.

5.2 Corrosión, erosión y protección

5.2.1 Generalidades

Siempre que se utilice el término "corrosión" en la presente norma, debe entenderse en el sentido de que significa corrosión, oxidación, formación de cascarilla, abrasión, erosión y todas las demás formas de desgaste.

NOTA 1 La fisuración debida a la corrosión bajo tensión puede producirse en determinadas condiciones de temperatura y ambientales. Un sobreespesor de corrosión no constituye un medio apropiado para resolver el problema de la corrosión bajo tensión. En tales condiciones, debe concentrarse la atención en los materiales utilizados y en las tensiones residuales en el recipiente fabricado.

NOTA 2 Es imposible establecer líneas directrices precisas relativas a las medidas para prevenir los efectos de la corrosión debido a la naturaleza compleja de la corrosión propiamente dicha que se puede producir bajo numerosas formas, algunas de las cuales se indican a continuación (la lista no es exhaustiva):

- ataque químico cuando el metal es disuelto por los productos. Puede ser generalizado en toda la superficie o localizado (como el origen de las picaduras de corrosión) o puede ser una combinación de ambas cosas;
- el enmohecimiento debido a la acción combinada de la humedad y del aire;
- corrosión debida a la erosión cuando un producto reactivo, no perjudicial por otra parte, pasa sobre la superficie con una velocidad superior a un determinado valor crítico;
- oxidación a temperatura elevada (formación de cascarilla).

Se debería tener en cuenta el efecto que podría tener la corrosión (interior y exterior) sobre la duración de la vida útil del recipiente. En caso de duda, se recomienda efectuar ensayos de corrosión. Estos ensayos deben efectuarse sobre el metal realmente utilizado (incluidas las soldaduras o la combinación de metales) expuesto a los agentes químicos reales utilizados en servicio. Deberían proseguir los ensayos de corrosión durante un período de tiempo suficientemente largo, con objeto de determinar la tendencia a toda modificación de la velocidad de corrosión en función del tiempo.

NOTA 3 Es peligroso suponer que el constituyente principal de una mezcla de productos químicos es el agente activo, ya que en muchos casos pequeñas trazas de una sustancia pueden tener un efecto acelerador o inhibidor sin ninguna proporción con la cantidad presente. Se recomienda que las temperaturas y las velocidades del fluido de los datos del ensayo de corrosión sean equivalentes a las que se encuentran en servicio.

5.2.2 Sobreespesor de corrosión

En todos los casos en los cuales, como consecuencia de la corrosión o de la erosión superficial de una u otra de las superficies engendrada por los productos contenidos en el recipiente o por la atmósfera, pueda producirse una reducción del espesor de la pared, se debe proporcionar un sobreespesor correspondiente que sea suficiente para la duración de vida para la cual están diseñados los componentes del recipiente. Los valores adoptados deben ser suficientes para cubrir la corrosión total esperada en una u otra de las superficies de la pared o en ambas superficies de la pared del recipiente.

No se requiere un sobreespesor de corrosión cuando se pueda excluir la corrosión, bien sea porque los materiales, incluidas las soldaduras, utilizados para las paredes sean resistentes a la corrosión en el caso del producto y de la carga considerada o bien sea porque estén provistos de una protección fiable (véase 5.2.4).

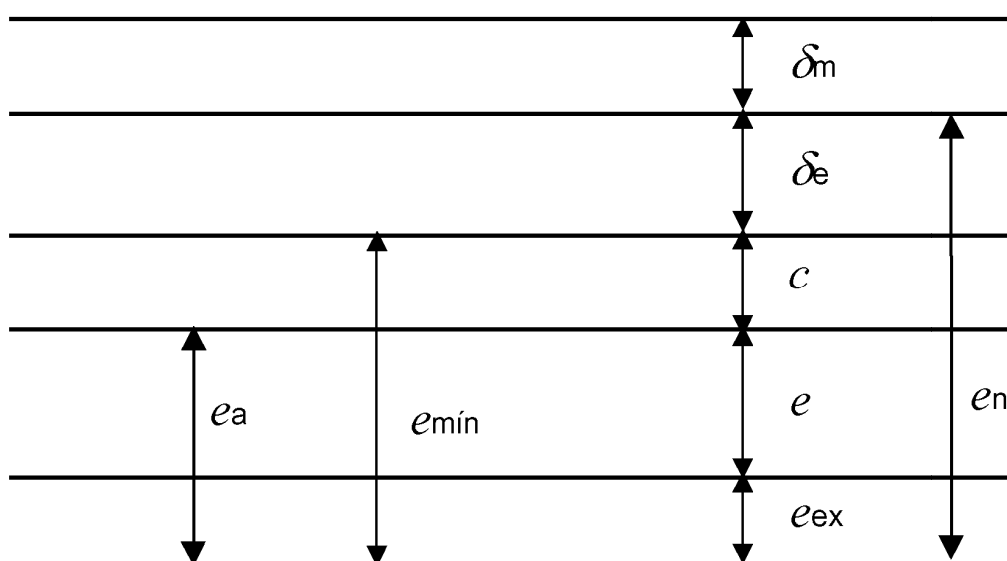
No se requiere ningún sobreespesor de corrosión para los tubos de los intercambiadores de calor, ni para otras partes que tengan una función de intercambio de calor similar, salvo si lo exige un entorno corrosivo específico.

Este sobreespesor de corrosión no garantiza la seguridad en los casos de corrosión en profundidad o de fisuración debida a corrosión bajo tensión. En tales casos, un cambio de material, el revestimiento, etc. son los medios apropiados.

En el caso de que puedan producirse picaduras profundas, deben seleccionarse materiales suficientemente resistentes o debe aplicarse una protección sobre las superficies.

5.2.3 Relación entre las definiciones relativas al espesor

Las relaciones entre las distintas definiciones relativas al espesor se ilustran en la figura 5-1.



Leyenda

- e Es el espesor requerido;
- e_n Es el espesor nominal;
- e_{\min} Es del espesor posible después de la fabricación ($e_{\min} = e_n - \delta_e$);
- e_a Es el espesor útil ($e_a = e_{\min} - C$);
- C Es el espesor de corrosión o de erosión;
- δ_e Es el valor absoluto de la posible la tolerancia negativa relativa al espesor nominal (tomada por ejemplo de las normas de materiales);
- δ_m Es el sobreespesor relativo al posible adelgazamiento durante la fabricación y;
- e_{ex} Es el espesor complementario para alcanzar el espesor nominal.

Figura 5-1 – Relaciones entre las definiciones relativas al espesor

5.2.4 Encamisados y revestimientos

Sólo capas perfectamente impermeables, suficientemente espesas y químicamente estables con duración de vida media no inferior a la del recipiente a presión deben considerarse como una protección fiable contra la corrosión, pero las capas delgadas (como las obtenidas por aplicación de pintura, galvanoplastia, galvanización, estañado, etc.) y los revestimientos para los cuales se sabe por experiencia que tienen que renovarse durante la vida de los componentes del recipiente, no deben utilizarse. Por lo que se refiere a los revestimientos plásticos, su aptitud debe justificarse teniendo en cuenta entre otros factores, el riesgo de difusión. El ensayo relativo a la protección contra la corrosión descrita en la Norma EN 286-2:1992 no se puede considerar apropiado para los recipientes a presión cubiertos por la presente norma.

Los recipientes pueden encamisarse total o parcialmente (o revestirse) con un material resistente a la corrosión. El encamisado debería unirse integralmente al metal base del recipiente. Los encamisados libres o fijados de manera intermitente pueden utilizarse siempre que se tenga en cuenta lo siguiente:

- ductilidad suficiente del encamisado para que pueda adaptarse a cualquier deformación susceptible de serle impuesta en las condiciones de servicio y en las condiciones de ensayo, teniendo en cuenta la dilatación diferencial de origen térmico;
- para los revestimientos no metálicos, el estado de la superficie del material base.

A condición de que el contacto entre el agente corrosivo y el material base quede excluido, no es necesario prever un sobreespesor de corrosión para el desgaste interior del material base.

5.2.5 Chapas de desgaste

Cuando existan condiciones de erosión y abrasión severas, deben fijarse chapas de desgaste directamente sobre la parte del material afectado.

5.3 Situaciones

5.3.1 Acciones

Durante el diseño de un recipiente, deben tenerse en cuenta las cargas siguientes si procede:

- a) presión interior y/o exterior;
- b) presión hidrostática máxima del fluido contenido, en las condiciones de servicio;
- c) peso del recipiente;
- d) peso máximo del producto contenido, en las condiciones de servicio;
- e) peso del agua en las condiciones de prueba bajo presión hidráulica;
- f) cargas debidas al viento, a la nieve y al hielo;
- g) cargas sísmicas;
- h) otras cargas o reacciones soportadas por el recipiente, incluidas las ejercidas durante el transporte y la instalación.

Si es necesario, debe tenerse en cuenta el efecto de las cargas siguientes cuando no haya sido posible demostrar la adecuación del diseño propuesto, por ejemplo mediante comparación con el comportamiento de otros recipientes:

- i) tensiones engendradas por las orejetas para izar, anillos, tensores, silletas, estructuras internas o tuberías conectadas o desalineación intencional de las fibras medias de componentes adyacentes;
- j) las cargas debidas a impactos generados por un golpe de ariete o por los movimientos del contenido del recipiente;

- k) los momentos de flexión debidos a la excentricidad del centro de aplicación de la presión de funcionamiento respecto al eje neutro del recipiente;
- l) las tensiones engendradas por las diferencias de temperatura, incluidas las situaciones transitorias y por las diferencias entre los coeficientes de dilatación térmica;
- m) las tensiones engendradas por las fluctuaciones de presión y temperatura y por las cargas exteriores aplicadas al recipiente;
- n) las tensiones exteriores engendradas por la descomposición de fluidos inestables.

5.3.2 Clasificación de las situaciones

5.3.2.1 Situaciones normales de servicio

Las situaciones normales de servicio son aquellas a las cuales está sometido recipiente en bajo presión en funcionamiento normal, incluidos el arranque y la parada.

Para **las situaciones normales de servicio**, los parámetros de cálculo que deben utilizarse son:

- la presión de cálculo P definida en el apartado 5.3.10;
- la tensión nominal de cálculo $f = f_d$ definida en el apartado 6.1.3 a la temperatura de cálculo;
- el espesor útil es $e_a = e_{\min} - C$, definido en el apartado 5.2.3;
- el coeficiente de unión $z = 1,0$ especificado en la tabla 5.6-1.

5.3.2.2 Situaciones excepcionales

Las situaciones excepcionales son aquellas que corresponden a acontecimientos con una probabilidad de que ocurran muy baja pero que requieran la parada con paso a condiciones de seguridad y la inspección del recipiente o de la instalación. Ejemplos son los recintos de confinamiento secundario sometidos a una carga debida a la presión o explosión interior.

Para **las situaciones excepcionales**, los parámetros de cálculo que deben utilizarse son:

- la presión de cálculo P definida en el apartado 5.3.10;
- la tensión nominal de cálculo $f = f_{\exp}$ definida en los apartados 6.1.2 y 6.1.3 a la temperatura de cálculo;
- el espesor útil es $e_a = e_{\min} - C$, definido en el apartado 5.2.3;
- el coeficiente de unión $z = 1,0$ especificado en la tabla 5.6-1.

5.3.2.3 Situaciones de ensayo

Las situaciones de ensayo son:

- Las **situaciones de ensayo para la evaluación final** correspondiente a los ensayos después de fabricación definidos en la Norma EN 13445-5:2009,

o

- Las **situaciones de ensayo en servicio** correspondiente a los ensayos repetidos durante la vida del recipiente, y definidos por el usuario.

Para las **situaciones de ensayo para la evaluación final**, los parámetros de cálculo que deben utilizarse son:

- la presión de ensayo $P_{\text{test}} = P_t$ definida en la Norma EN 13445-5:2009;
- la tensión nominal de cálculo $f = f_{\text{test}}$ definido en los apartados 6.1.2 y 6.1.3 a la temperatura de cálculo;
- el espesor útil es $e_a = e_{\text{min.}}$, definido en el apartado 5.2.3 (no superespesor de corrosión);
- el coeficiente de unión $z = 1,0$ especificado en el apartado 5.6.

Para las **situaciones de ensayo en servicio**, los parámetros de cálculo que deben utilizarse son:

- la presión de ensayo P_{test} = la presión de ensayo en servicio definida por el usuario teniendo en cuenta las posibles reglamentaciones nacionales. La modificación de la presión de ensayo para los recipientes con presión hidrostática de acuerdo con el apartado 10.2.3.3.1b) de la Norma EN 13445-5:2009, debe aplicarse utilizando la presión de ensayo especificada por el usuario en servicio en vez de P_t ;
- la tensión nominal de cálculo $f = f_{\text{test}}$, definido en los apartados 6.1.2 y 6.1.3 a la temperatura de cálculo;
- el espesor útil es $e_a = e_{\text{min.}} - C$, definido en el apartado 5.2.3;
- el coeficiente de unión $z = 1,0$ especificado en el apartado 5.6.

5.3.3 Modos de fallo tenidos en cuenta en esta parte

- a) deformación plástica excesiva (GPD);
- b) inestabilidad plástica (estallido);
- c) inestabilidad elástica o plástica (pandeo);
- d) deformación progresiva (PD);
- e) fatiga;
- f) rotura por fluencia;
- g) deformación por fluencia;
- h) interacción fatiga-fluencia.

NOTA 1 Para obtener más detalles sobre los modos de fallo véase el anexo B.

NOTA 2 La inestabilidad plástica está cubierta por los límites relativos a la GPD.

5.3.4 Presión máxima admisible PS para un recipiente (o un compartimento)

La presión máxima admisible PS para un recipiente (o un compartimento), para las situaciones normales de servicio, debe definirse en un emplazamiento específico. Este emplazamiento debe ser el de conexión de los dispositivos de protección o de limitación o la parte superior del recipiente (o del compartimento) o si esto no conviene, cualquier otro punto especificado.

- 1) Por lo que se refiere a la presión interna, la presión máxima admisible no debe ser inferior a:
 - a) la presión diferencial que existe en el recipiente (o el compartimento), en este mismo emplazamiento especificado, en el momento en que entre en acción el dispositivo de descarga;

- b) la presión diferencial máxima que sea posible alcanzar en servicio en este mismo emplazamiento especificado cuando esta presión no esté limitada por un dispositivo de descarga.
- 2) Por lo que se refiere a la presión exterior, el valor absoluto de la presión máxima admisible no debe ser inferior a:
- a) el valor absoluto de la presión diferencial que existe en el recipiente (o el compartimento) en este mismo emplazamiento especificado, cuando el dispositivo de descarga entre en acción;
 - b) el mayor valor absoluto de la presión diferencial que se pueda alcanzar en servicio en este mismo emplazamiento especificado, cuando la presión no esté limitada por un dispositivo de descarga.

5.3.5 Presión de diseño para un recipiente (o un compartimento)

El valor absoluto de la presión de diseño P_d para las situaciones normales de servicio no debe ser inferior al valor absoluto de PS .

5.3.6 Temperaturas máximas/mínimas admisibles $TS_{máx.}$ y $TS_{mín.}$ para un recipiente (o un compartimento)

$TS_{máx.}$ y $TS_{mín.}$ deben especificarse para las situaciones normales de servicio.

5.3.7 Temperatura de diseño para un recipiente (o un compartimento)

La temperatura de diseño T_d no debe ser inferior a la temperatura máxima del fluido correspondiente a la presión de diseño existente simultáneamente.

Si la temperatura máxima admisible $TS_{máx.}$ es inferior a 20 °C, la temperatura de diseño debe ser igual a 20 °C.

5.3.8 Combinaciones de presión de diseño y temperatura de diseño para las situaciones normales de servicio

Puede haber más de un par de valores de presión de diseño/temperatura de diseño.

5.3.9 Combinaciones de presión de diseño y temperatura de diseño para las situaciones excepcionales o las situaciones de ensayo

También puede haber combinaciones de presión de diseño/temperatura de diseño correspondientes a situaciones excepcionales y situaciones de ensayo (véase 5.3.2).

5.3.10 Presión de cálculo para un componente

La presión de cálculo P debe basarse en las condiciones más severas de presión diferencial y de temperatura que puedan existir simultáneamente. En su caso, debe tener en cuenta la presión hidrostática y la presión hidrodinámica y debe basarse en la presión diferencial máxima posible en valor absoluto, entre el interior y el exterior del recipiente (o entre los dos compartimentos adyacentes).

Los recipientes sometidos a una presión exterior deben diseñarse para la presión diferencial máxima en valor absoluto a la cual pueda estar sometido el recipiente en servicio. Los recipientes sometidos a vacío deben diseñarse para una presión de 0,1 MPa, salvo si se puede demostrar que el vacío parcial está limitado por una válvula de ruptura del vacío o un dispositivo similar, en cuyo caso es aceptable una presión de diseño inferior comprendida entre 0,1 MPa y la presión de comienzo de la apertura de este dispositivo de seguridad.

5.3.11 Temperatura de cálculo para un componente

La temperatura de cálculo t no debe ser inferior a la temperatura real del metal prevista en servicio o, si la variación de la temperatura a través de la pared es conocida, a la temperatura media de la pared. La temperatura de cálculo debe incluir un margen suficiente para cubrir las incertidumbres relativas a la previsión de las temperaturas. Cuando se puedan prever temperaturas del metal distintas de manera fiable para distintas partes del recipiente, la temperatura de cálculo en un punto del recipiente puede basarse en la temperatura prevista del metal.

5.4 Métodos de diseño

5.4.1 Generalidades

Esta parte especifica los requisitos para el diseño de recipientes a presión o componentes de recipientes a presión utilizando el diseño por fórmulas (DBF).

Además, pueden utilizarse dos series de métodos para completar o sustituir el DBF:

- métodos basados en el diseño por análisis (DBA), denominados Diseño por Análisis – Ruta Directa descrito en el anexo B y Diseño por análisis – Método basado en Categorías de tensiones, descrito en el anexo C;
- métodos basados en técnicas experimentales.

5.4.2 Recipientes de todos los grupos de ensayos, cambio debido a la presión predominantemente no cíclica

Los requisitos DBF especificados en los capítulos 7 a 16, en los anexos G y J y en el capítulo 19 (solamente para los subgrupos de ensayo 1c y 3c), y los requisitos DBA de los anexos B y C, proporcionan diseños satisfactorios para un cambio debido a la presión predominantemente no cíclica, es decir, cuando el número de ciclos de presión de plena amplitud o el número equivalente de ciclos de presión de plena amplitud es igual o inferior a 500.

$$n_{\text{eq}} \leq 500 \quad (5.4-1)$$

En este caso no es necesario ningún análisis de fatiga y deben aplicarse las disposiciones relativas a ensayos no destructivos especificados en la Norma EN 13445-5:2009.

Para n_i ciclos de presión a una presión ΔP_i inferior a la presión de plena amplitud P , el número de ciclos equivalentes de plena amplitud viene dado por:

$$n_{\text{eq}} = \sum n_i \cdot \left(\frac{\Delta P_i}{P_{\text{máx.}}} \right)^3 \quad (5.4-2)$$

En la fórmula anterior, $P_{\text{máx.}}$ es la presión máxima admisible basada en el espesor útil. $P_{\text{máx.}}$ también se da igualmente en los distintos apartados de esta parte para los componentes habituales.

Si es necesario, $P_{\text{máx.}}$ se puede sustituir por la presión de cálculo P .

NOTA El valor de 500 ciclos de presión de plena amplitud no es más que una indicación grosera. Se puede admitir que para componentes que presenten perfiles irregulares, con distribuciones de tensiones locales que varíen de manera importante, sometidos a cargas adicionales distintas de la presión, los daños por fatiga se producirán antes de los 500 ciclos.

5.4.3 Recipientes del grupo de ensayo 4

Los recipientes a presión del grupo de ensayo 4, según se define en la Norma EN 13445-5:2009, están previstos para un funcionamiento predominantemente no cíclico y *temperaturas de cálculo por debajo del intervalo de fluencia*. Están limitados para un funcionamiento de hasta 500 ciclos de presión a plena amplitud o 500 ciclos equivalentes de presión a plena amplitud.

NOTA Cuando el número de ciclos de presión equivalentes a plena amplitud alcanza 500, debería realizarse un ensayo hidráulico seguido de un examen visual completo. Si el ensayo es satisfactorio, entonces el funcionamiento puede continuar durante un nuevo periodo de 500 ciclos.

5.4.4 Recipientes de los grupos de ensayo 1, 2 y 3 que trabajan por debajo del intervalo de fluencia, carga debida a la presión de naturaleza predominantemente cíclica

Si el número de ciclos de presión de plena amplitud o el número de ciclos de presión de plena amplitud equivalente puede sobrepasar la cifra de 500, los cálculos de los recipientes de los grupos de ensayo 1, 2 y 3 deben completarse con un análisis de resistencia a la fatiga simplificado tal como el descrito en el capítulo 17 o, si es necesario, mediante un análisis de fatiga detallado tal como el descrito en el capítulo 18.

Además, los capítulos 17 y 18 especifican las condiciones para la determinación de las zonas críticas para las cuales deben aplicarse requisitos suplementarios relativos a las imperfecciones de soldadura y los END, tal como se define en el anexo G de la Norma EN 13445-5:2009.

5.4.5 Análisis de fatiga de los fuelles

En el capítulo 14 se incluyen curvas de fatiga específicas para fuelles.

5.4.6 Diseño por análisis

Si no se especifican requisitos para una parte en los capítulos del 7 al 16 ni en los anexos G y J, deben aplicarse las reglas indicadas en los anexos B y C.

Las reglas del anexo B, Diseño por análisis – Ruta Directa, se aplican únicamente a los recipientes o partes de recipientes diseñados para el grupo de ensayo 1.

5.4.7 Técnicas experimentales

Pueden utilizarse técnicas experimentales para verificar la adecuación del diseño. Estos métodos pueden aplicarse sin cálculo cuando el producto de la presión máxima admisible PS por el volumen V sea inferior a 6 000 bar-L; en los otros casos esas técnicas se completarán con un diseño por fórmulas o por análisis.

5.4.8 Prevención de la rotura frágil

En el anexo B de la Norma EN 13445-2:2009 se indican recomendaciones detalladas para proteger a los recipientes de acero frente a la rotura frágil.

5.5 Cálculos del espesor (DBF)

5.5.1 Determinación del espesor requerido

Salvo especificación en contrario, todos los cálculos de diseño deben efectuarse en el estado corroído y con un conjunto de dimensiones coherente (espesor, diámetro, etc.).

Las fórmulas de esta parte se refieren a:

- un método directo que permite encontrar el espesor requerido; o
- un método iterativo que permite verificar que el espesor útil es adecuado.

Los sobreesesores y las tolerancias de fabricación deben añadirse tal como se representa en la figura 5-1.

NOTA El espesor puede someterse a posibles limitaciones que se precisan en los párrafos que tratan de los detalles.

5.5.2 Componentes revestidos

Los revestimientos resistentes a la corrosión pueden incluirse en el cálculo del espesor de pared requerido para resistir la presión de diseño únicamente en el caso de que un revestimiento se pueda considerar que forma parte integrante de la pared (por ejemplo, revestimiento por explosión, revestimiento soldado o unido por otros métodos análogos).

En el caso de un diseño destinado a impedir la inestabilidad, no debe tenerse en cuenta la resistencia del revestimiento.

Las reglas de diseño de los capítulos 7 a 16 pueden aplicarse con un espesor equivalente que tenga en cuenta la presencia del revestimiento. La tensión nominal de cálculo a utilizar es la del material base f_{m1} .

Si la tensión nominal de cálculo del revestimiento f_{m2} es superior o igual a la del material base, el espesor equivalente e_{eq} es igual a la suma del espesor útil del revestimiento y el espesor del material base.

$$e_{eq} = e_{a,m1} + e_{a,m2} \quad (5.5-1)$$

Si la tensión nominal de cálculo del revestimiento es inferior a la del material base, el espesor equivalente es:

$$e_{eq} = e_{a,m1} + e_{a,m2} \cdot \frac{f_{m2}}{f_{m1}} \quad (5.5-2)$$

donde el subíndice m1 se usa para el material base y el subíndice m2 para el revestimiento.

En las verificaciones de la resistencia a la fatiga de los capítulos 17 y 18, debe tenerse en cuenta la presencia del revestimiento para el análisis térmico y el análisis de las tensiones. Sin embargo, cuando el revestimiento puede considerarse como parte integrante de la pared y el espesor nominal del revestimiento no sea superior al 10% del espesor nominal total del componente, se puede despreciar la presencia del revestimiento, es decir, que el modelo puede basarse en la geometría del material base.

5.6 Coeficiente de unión

Para el cálculo del espesor requerido de determinados componentes soldados (por ejemplo, los cilindros, los conos y las esferas) las fórmulas de cálculo contienen z , que es el coeficiente de unión relativo a la unión o uniones soldadas determinantes del componente.

Ejemplos de uniones soldadas determinante son:

- las soldaduras longitudinales o helicoidales en una envolvente cilíndrica;
- las soldaduras longitudinales en una envolvente troncocónica;
- toda soldadura principal en una envolvente/fondo esférico;
- las soldaduras principales en un fondo cóncavo fabricado a partir de dos o más chapas.

Las uniones soldadas siguientes no se consideran uniones soldadas determinantes:

- las soldaduras circulares entre una envolvente cilíndrica o cónica y un cilindro, un cono, una brida o fondos distintos de los hemisféricos;
- las soldaduras que unen tuberías a envolventes;
- las soldaduras sometidas exclusivamente a tensión de compresión.

NOTA Las uniones soldadas circulares pueden convertirse en uniones soldadas determinantes en presencia de cargas exteriores.

Para las situaciones normales de servicio, el valor de z viene dado en la tabla 5.6-1. Depende del grupo de ensayo de las uniones soldadas determinantes. Los grupos de ensayo son los definidos en el capítulo 6 de la Norma EN 13445-5:2009.

Tabla 5.6-1 – Coeficiente de unión y grupo de ensayo correspondiente

z	1	0,85	0,7
Grupo de ensayo	1, 2	3	4

En el material base, y lejos de las uniones determinantes, $z = 1$.

Para las situaciones excepcionales y las situaciones de ensayo, debe utilizarse el valor 1, independientemente de cuál sea el grupo de ensayo.

5.7 Requisitos relativos al diseño de montajes soldados

5.7.1 Requisitos generales

El fabricante debe elegir los montajes más apropiados para satisfacer los requisitos de la norma, en particular, debe tener en cuenta los parámetros siguientes:

- tipo y características de los metales utilizados;
- condiciones de servicio: por ejemplo carga predominantemente no cíclica o carga cíclica; fluido peligroso o corrosivo;
- grupos de ensayo aplicables, véase el apartado 6.6.1.1 de la Norma EN 13445-5:2009;
- medios de fabricación.

El anexo A proporciona requisitos y recomendaciones para las soldaduras sometidas a presión. Incluye requisitos específicos que deben cumplirse cuando se emplee el Diseño por Análisis – Ruta Directa conforme a lo indicado en el anexo B.

5.7.2 Montajes longitudinales

Los componentes de envolventes cilíndricas o cónicas, los componentes esféricos, los fondos cóncavos y los fondos planos deben montarse por soldaduras a tope siguiendo un modo operativo de soldadura que asegure una plena penetración.

Las fibras medias de los componentes que formen las uniones longitudinales de las envolventes cilíndricas o cónicas y las uniones de las envolventes esféricas deben alinearse en la proximidad de la unión soldada dentro de los límites de tolerancias de fabricación establecidos en la Norma EN 13445-4:2009. Deben tenerse en cuenta en el diseño los efectos debidos a la flexión.

5.7.3 Montajes circulares

Las fibras medias de los componentes de espesores idénticos deben estar dentro de los límites de tolerancia establecidos en la Norma EN 13445-4:2009.

Las fibras medias de los componentes de espesores distintos pueden no estar alineadas, pero su desviación no debe exceder la alineación de las superficies interiores o exteriores, dentro de los límites de tolerancia establecidos en la Norma EN 13445-4:2009.

5.7.4 Requisitos particulares relativos a determinados tipos de montajes

5.7.4.1 Montajes sobre bordes acampanados

Los montajes sobre bordes acampanados, si se utilizan, deben satisfacer las condiciones siguientes:

- a) grupo de ensayo 3 ó 4 para un funcionamiento no cíclico o, además, grupos de ensayo 1 ó 2 para aplicaciones criogénicas;
- b) cordones de soldadura circulares que unen un fondo a una envolvente; todos los cordones de soldadura circulares para las aplicaciones criogénicas;
- c) materiales 1.1, 1.2 u 8.1;
- d) espesor del material no superior a 8 mm; 12 mm para las aplicaciones criogénicas;

- e) diámetro no superior a 1 600 mm; para los diámetros superiores a 1 600 mm es necesaria un ensayo de modo operativo de soldadura a escala natural. El diámetro de la probeta no debe ser inferior al diámetro nominal y tampoco debe ser superior a dos veces el diámetro nominal. El ensayo debe realizarse, levantándose acta de la misma de acuerdo con la Norma EN ISO 15613:2004. Para las aplicaciones criogénicas, no existe limitación para el diámetro;
- f) temperatura de cálculo
 - $-10\text{ °C} \leq T \leq 120\text{ °C}$ para los materiales 1.1 y 1.2;
 - $-196\text{ °C} \leq T \leq 120\text{ °C}$ para los materiales 8.1;
 - $-40\text{ °C} \leq T \leq 120\text{ °C}$ para los materiales 1.1 y 1.2, para las aplicaciones criogénicas;
- g) condiciones no corrosivas;
- h) tolerancias de fabricación de la Norma EN 13445-4:2009.

5.7.4.2 Montajes sobre bandas de soldadura permanentes

Se deben permitir los montajes con bandas de soldadura permanentes si se cumplen todas las condiciones siguientes:

- a) grupos de ensayo 3 ó 4 para un funcionamiento no cíclico o, además, grupos 1 ó 2 para las aplicaciones criogénicas;
- b) cordones de soldadura circulares que unan un fondo a una envolvente; todos los cordones de soldadura circulares para las aplicaciones criogénicas;
- c) materiales 1.1, 1.2 u 8.1;
- d) espesor del material no superior a 8 mm; 30 mm para las aplicaciones criogénicas;
- e) diámetro no superior a 1 600 mm; en caso contrario es necesaria un ensayo de modo operativo de soldadura a escala natural para diámetros superiores a 1 600 mm. El diámetro de la probeta no debe ser inferior al diámetro nominal ni superior a dos veces el diámetro nominal. El ensayo debe realizarse, levantándose acta de la misma de acuerdo con la Norma EN ISO 15613:2004. Para las aplicaciones criogénicas, no existe limitación para el diámetro.
- f) temperatura de cálculo
 - $-10\text{ °C} \leq T \leq 120\text{ °C}$ para los materiales 1.1 y 1.2;
 - $-196\text{ °C} \leq T \leq 120\text{ °C}$ para los materiales 8.1;
 - $-40\text{ °C} \leq T \leq 120\text{ °C}$ para los materiales 1.1 y 1.2, para las aplicaciones criogénicas.
- g) condiciones no corrosivas;
- h) tolerancias de fabricación según la Norma EN 13445-4:2009 para los espesores no superiores a 8 mm; la mitad de estas tolerancias para los espesores superiores a 8 mm en las aplicaciones criogénicas.

5.7.4.3 Montajes con recubrimiento

5.7.4.3.1 Caso general

Los montajes con recubrimiento con cordones de soldadura triangulares no deben utilizarse a menos que se cumplan todas las condiciones siguientes:

- a) grupo de ensayo 4;
- b) montajes circulares que unan un fondo con una envolvente;

- c) espesor del material no superior a 8 mm;
- d) diámetro máximo de 1 600 mm;
- e) materiales 1.1;
- f) temperatura de cálculo
– $10\text{ °C} \leq T \leq 120\text{ °C}$
- g) condiciones no corrosivas;
- h) salvo para los casos C 32, C 33 y C 35 de la tabla A-2, deben soldarse los dos lados de la unión con recubrimiento (véanse las figuras C 31 y C 34);
- i) tolerancias de fabricación según la Norma EN 13445-4:2009.

5.7.4.3.2 Conexión de fuelles

Los casos B 2, B 3 y B 5 de la tabla A-9 no deben utilizarse salvo en condiciones en las que no exista corrosión.

6 VALORES MÁXIMOS ADMISIBLES DE LA TENSIÓN NOMINAL DE CÁLCULO PARA PARTES SOMETIDAS A PRESIÓN

6.1 Generalidades

6.1.1 Este capítulo especifica los valores máximos admisibles de la tensión nominal de cálculo de partes sometidas a presión distintas de tornillos y las propiedades físicas de los aceros.

Los valores a utilizar dentro del intervalo de fluencia vienen dados en el capítulo 19.

NOTA Las tensiones nominales de cálculo para los materiales de tornillería se dan en los capítulos 11 y 12.

6.1.2 Para un componente particular de un recipiente, es decir para un material particular y un espesor particular, hay valores distintos para la tensión nominal de cálculo para las situaciones normales de servicio, las situaciones de ensayo y las situaciones excepcionales.

Para las situaciones excepcionales, puede utilizarse una tensión nominal de cálculo más elevado (véase 6.1.3). El fabricante debe especificar en las instrucciones de uso una inspección del recipiente antes de volver a ponerlo en servicio cuando se haya producido una situación excepcional semejante.

Durante la evaluación de situaciones excepcionales o situaciones de ensayo, no es necesario tener en cuenta las deformaciones progresivas de los requisitos relativas a la fatiga.

6.1.3 Los valores máximos de la tensión nominal de cálculo para las situaciones normales de servicio y las situaciones de ensayo deben determinarse a partir de las características de los materiales tales como las definidas en el apartado 6.1.5 y de los coeficientes de seguridad dados en los apartados 6.2 a 6.5. Las fórmulas para la determinación de los valores máximos de las tensiones nominales de cálculo se dan en la tabla 6-1.

Para los recipientes del grupo de ensayo 4, el valor máximo de la tensión nominal de cálculo para situaciones normales de servicio debe multiplicarse por 0,9.

El coeficiente de seguridad nominal para las situaciones excepcionales no debe ser inferior al utilizado para las situaciones de ensayo.

6.1.4 Consideraciones particulares pueden exigir valores de tensión nominal de cálculo menores, por ejemplo el riesgo de fisuración debido a la corrosión bajo tensión, las condiciones particulares de peligro, etc.

6.1.5 Los valores a utilizar para la resistencia a la tracción y el límite elástico deben ser los relativos a los materiales en el estado final de fabricación y deben estar de acuerdo con los valores mínimos especificados en la documentación técnica establecida según el capítulo 5 de la Norma EN 13445-5:2009.

NOTA Estos valores se alcanzan generalmente cuando los procedimientos de tratamiento térmico cumplen con la Norma EN 13445-4:2009.

Los valores mínimos, especificados para el estado de suministro, pueden utilizarse para todas las necesidades de cálculo, salvo si es conocido de que el tratamiento térmico conduce a valores más bajos, en cuyo caso deben utilizarse estos valores más bajos. Si el metal depositado da valores de resistencia inferiores después de la fabricación, deben utilizarse estos valores.

6.1.6 Para la determinación de la resistencia a la tracción y del límite elástico por encima de 20 °C, debe utilizarse el procedimiento mencionado en la Norma EN 13445-2:2009, apartado 4.2.

6.1.7 Para la definición del alargamiento después de la rotura véase la Norma EN 13445-2:2009, capítulo 4.

6.2 Aceros (excepto fundiciones), distintos de los austeníticos cubiertos por los apartados 6.4 y 6.5, con un alargamiento mínimo después de la rotura, tal como viene definido en la especificación técnica pertinente relativa al material, inferior al 30%

6.2.1 Situaciones normales de servicio

La tensión nominal de cálculo para las situaciones normales de servicio, f , no debe superar f_a , el más pequeño de los dos valores siguientes:

- valor mínimo del límite elástico o del límite convencional de elasticidad al 0,2% a la temperatura de cálculo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,5; y;
- el valor mínimo de la resistencia a la tracción a 20 °C, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 2,4.

6.2.2 Situaciones de ensayo

La tensión nominal de cálculo para situaciones de ensayo f no debe ser superior a f_{test} , el valor mínimo del límite elástico o del límite convencional de elasticidad al 0,2% a la temperatura de ensayo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,05.

6.3 Ruta alternativa para aceros (excepto fundiciones) distintos de los austeníticos cubiertos por los apartados 6.4 y 6.5 con un alargamiento mínimo después de la rotura, tal como viene definido en la especificación técnica pertinente relativa al material, inferior al 30%

6.3.1 Generalidades

La ruta alternativa permite el uso de una mayor tensión nominal de diseño con un nivel global de seguridad equivalente si se cumplen las siguientes condiciones:

- a) Requisitos de materiales como se especifica en la Norma EN 13445-2:2009 para Diseño por Análisis – Ruta Directa.
- b) Restricción en la construcción y en las uniones soldadas como se especifica en el capítulo 5 y en el anexo A para Diseño por Análisis – Ruta Directa.
- c) Todas las soldaduras que deben ensayarse por ensayos no destructivos (END) conforme a los requisitos de la Norma EN 13445-5:2009 deben ser accesibles a los END durante la fabricación y también para la inspección en servicio.

- d) Análisis de fatiga conforme al capítulo 17 ó 18 en todos los casos.
- e) Requisitos de fabricación como se especifica en la Norma EN 13445-4:2009 para Diseño por Análisis – Ruta Directa.
- f) END como se especifica en la Norma EN 13445-5:2009 para Diseño por Análisis – Ruta Directa.
- g) Que se disponga en las instrucciones de operación del fabricante de adecuadas instrucciones detalladas para inspección en servicio.

NOTA Hasta que pueda demostrarse la suficiente experiencia interna, para la evaluación del diseño (cálculos) y para el aseguramiento de que se cumplen todos los requisitos de los materiales, fabricación y END, se recomienda la implicación de un organismo independiente adecuadamente cualificado.

6.3.2 Situaciones normales de servicio

La tensión nominal de cálculo para las situaciones normales de servicio, f , no debe superar f_d , el más pequeño de los dos valores siguientes:

- valor mínimo del límite elástico o del límite convencional de elasticidad al 0,2% a la temperatura de cálculo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,5; y
- el valor mínimo de la resistencia a la tracción a 20 °C, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,875.

6.3.3 Situaciones de ensayo

La tensión nominal de cálculo para situaciones de ensayo f no debe ser superior a f_{test} , el valor mínimo del límite elástico o del límite convencional de elasticidad al 0,2% a la temperatura de ensayo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,05.

6.4 Aceros austeníticos (excepto fundición), con un alargamiento mínimo después de la rotura, de acuerdo con lo definido en la especificación técnica pertinente relativa al material, superior al 30% y hasta el 35%

6.4.1 Situaciones normales de servicio

La tensión nominal de cálculo para situaciones normales de servicio f no debe ser superior a f_d , el valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 1% a la temperatura de cálculo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,5.

6.4.2 Situaciones de ensayo

La tensión nominal de cálculo para las situaciones de ensayo f no debe ser superior a f_{test} , El valor mínimo de límite convencional de elasticidad al 1% a la temperatura de ensayo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,05.

6.5 Aceros austeníticos (excepto fundiciones), con un alargamiento mínimo después de la rotura, de acuerdo con lo definido en la especificación técnica pertinente relativa al material, superior al 35%

6.5.1 Situaciones normales de servicio

La tensión nominal de cálculo para las situaciones normales de servicio f no debe ser superior a f_d , el mayor de los dos valores siguientes:

- a) el valor determinado a partir del apartado 6.4.1; o

b) si el valor de R_{mT} está disponible, el más pequeño de los dos valores siguientes:

- el valor mínimo de la resistencia a la tracción a la temperatura de cálculo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 3,0; y
- el valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 1% a la temperatura de cálculo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,2.

6.5.2 Situaciones de ensayo

La tensión nominal de cálculo para las situaciones de ensayo f no debe ser superior a f_{test} , el mayor de los dos valores siguientes:

- a) el valor determinado a partir del apartado 6.4.2; y
- b) el valor mínimo de la resistencia a la tracción a la temperatura de ensayo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 2.

6.6 Aceros fundidos

6.6.1 Situaciones normales de servicio

La tensión nominal de cálculo para las situaciones normales de servicio f no debe ser superior a f_d , el menor de los dos valores siguientes:

- el valor mínimo del límite elástico o del límite convencional de elasticidad al 0,2% a la temperatura de cálculo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,9;
- el valor mínimo de la resistencia a la tracción a 20 °C, de acuerdo con lo definido en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 3,0.

6.5.2 Situaciones de ensayo

La tensión nominal de cálculo para las situaciones de ensayo f no debe ser superior a f_{test} , el valor mínimo del límite elástico o del límite convencional de elasticidad al 0,2% a la temperatura de ensayo, de acuerdo con lo indicado en la especificación técnica relativa al material, dividido por el coeficiente de seguridad 1,33.

NOTA Las propiedades físicas de los aceros se dan en el anexo O.

Tabla 6.1 – Valores máximos admisibles de las tensiones nominales de diseño para partes sometidas a presión distintas de los tornillos

Designación del acero	Situaciones normales de servicio ^{a b}	Situaciones de ensayo y situaciones excepcionales ^{b c}
Aceros según el apartado 6.2 $A < 30\%$ ^d	$f_d = \min.\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{2,4}\right)$	$f_{\text{test}} = \left(\frac{R_{p0,2/T_{\text{test}}}}{1,05}\right)$
Aceros según el apartado 6.3 Ruta alternativa $A < 30\%$ ^d	$f_d = \min.\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{1,875}\right)$	$f_{\text{test}} = \left(\frac{R_{p0,2/T_{\text{test}}}}{1,05}\right)$
Aceros austeníticos según el apartado 6.4 $30\% \leq A < 35\%$ ^d	$f_d = \left(\frac{R_{p1,0/T}}{1,5}\right)$	$f_{\text{test}} = \left(\frac{R_{p1,0/T_{\text{test}}}}{1,05}\right)$
Aceros austeníticos según el apartado 6.5 $A \geq 35\%$ ^d	$f_d = \max.\left[\left(\frac{R_{p1,0/T}}{1,5}\right); \min.\left(\frac{R_{p1,0/T}}{1,2}; \frac{R_{m/T}}{3}\right)\right]$	$f_{\text{test}} = \max.\left[\left(\frac{R_{p1,0/T_{\text{test}}}}{1,05}\right); \left(\frac{R_{m/T_{\text{test}}}}{2}\right)\right]$
Fundiciones de Acero según el apartado 6.6	$f_d = \min.\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,9}; \frac{R_{m/20}}{3}\right)$	$f_{\text{test}} = \left(\frac{R_{p0,2/T_{\text{test}}}}{1,33}\right)$
^a Para la categoría de ensayo 4, la tensión nominal de diseño debe multiplicarse por 0,9. ^b Puede utilizarse el límite superior de fluencia R_{eH} en lugar de $R_{p0,2}$ si este último valor no está disponible en la norma de materiales. ^c Véanse los apartados 5.3.2 y 6.1.2. ^d Para la definición del alargamiento después de la rotura, véase el capítulo 4 de la Norma EN 13445-2:2009.		

7 ENVOLVENTES SOMETIDAS A UNA PRESIÓN INTERIOR

7.1 Objeto

Este capítulo especifica los requisitos relativos al diseño de envolventes que presentan una simetría de revolución (cilindros, esferas, partes de esferas, fondos cóncavos, conos e intersecciones de conos y cilindros) sometidas a una presión interior. También se incluyen métodos para el cálculo de conos con ejes desplazados que unen **dos** cilindros y tuberías que entran en la parte tórica de fondos cóncavos.

7.2 Definiciones específicas

Se aplican las definiciones siguientes como complemento de las contenidas en el capítulo 3.

7.2.1 cilindro:

Cilindro recto de sección circular.

7.2.2 fondo torisférico:

Fondo cóncavo constituido por un casquete esférico, una parte tórica de unión y una envolvente cilíndrica, teniendo estos tres componentes tangentes comunes en los puntos de unión.

7.2.3 tipo Kloemper:

Fondo torisférico para el cual $R/D_e = 1,0$ y $r/D_e = 0,1$.

7.2.4 tipo Korbbogen:

Fondo torisférico para el cual $R/D_e = 0,8$ y $r/D_e = 0,154$.

7.2.5 fondo elíptico:

Fondo cóncavo realizado según una forma verdaderamente elíptica.

7.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Las abreviaturas y los símbolos siguientes se aplican como complemento de los del capítulo 4.

D_e es el diámetro exterior de la envolvente;

D_i es el diámetro interior de la envolvente;

D_m es el diámetro medio de la envolvente;

r es el radio interior de la parte tórica de enlace.

7.4 Envoltentes cilíndricas y esféricas**7.4.1 Condiciones de aplicación**

Los requisitos de los apartados 7.4.2 y 7.4.3 se aplican siempre que e/D_e no sea superior a 0,16. Los requisitos relativos a las esferas se aplican igualmente para las partes esféricas de envoltentes, fondos hemisféricos, zonas centrales de fondos torisféricos y la parte de esfera utilizada para la unión de un cono y un cilindro (parte de unión tal que $r/D_i = 0,5$).

NOTA 1 Las reglas de los apartados 7.4.2 y 7.4.3 se pueden utilizar para relaciones mayores si van acompañadas por un análisis de fatigas detallado.

NOTA 2 El espesor obtenido a partir de este capítulo es un espesor mínimo. Puede ser necesario aumentar el espesor al nivel de las uniones con otros componentes con objeto de constituir un refuerzo adicional al nivel de las costuras o de las aberturas o para soportar cargas distintas de la presión.

7.4.2 Envoltentes cilíndricas

El espesor requerido debe calcularse a partir de una de las dos ecuaciones siguientes:

$$e = \frac{P \cdot D_i}{2f \cdot z - P} \quad (7.4-1)$$

o

$$e = \frac{P \cdot D_e}{2f \cdot z + P} \quad (7.4-2)$$

Para una geometría dada:

$$P_{\text{máx.}} = \frac{2f \cdot z \cdot e_a}{D_m} \quad (7.4-3)$$

NOTA Para la aplicación de esta fórmula los diferentes casos de carga de ensayo, véase el apartado 3.16, nota 1.

7.4.3 Envolventes esféricas

El espesor requerido debe calcularse a partir de una de las dos ecuaciones siguientes:

$$e = \frac{P \cdot D_i}{4f \cdot z - P} \quad (7.4-4)$$

o

$$e = \frac{P \cdot D_e}{4f \cdot z + P} \quad (7.4-5)$$

Para una geometría dada y para casos de carga de funcionamiento normal:

$$P_{\text{máx.}} = \frac{4f \cdot z \cdot e_a}{D_m} \quad (7.4-6)$$

NOTA Para la aplicación de esta fórmula los diferentes casos de carga de ensayo, véase el apartado 3.16, nota 1.

7.5 Fondos cóncavos

7.5.1 Símbolos y abreviaturas específicos

Se aplican las abreviaturas los símbolos siguientes como complemento o modificación de los incluidos en el apartado 7.3.

D_e es el diámetro exterior del borde cilíndrico;

D_i es el diámetro interior del borde cilíndrico;

e_b es el espesor requerido para la parte tórica de unión, para evitar el pandeo plástico;

e_s es el espesor requerido para el fondo, para limitar la tensión de membrana en la parte central;

e_y es el espesor requerido para la parte tórica de unión, para evitar una plastificación asimétrica;

f_b es la tensión de cálculo en la ecuación relativa al pandeo;

h_i es la altura interior del fondo medida a partir de la línea de tangencia;

K es el factor de forma para un fondo elíptico de acuerdo con lo definido en la ecuación (7.5-18);

N es un parámetro definido por la ecuación (7.5-12);

R es el radio interior de la parte esférica central del fondo torisférico;

X es la relación del radio del borde al diámetro interior de la envolvente;

Y es un parámetro definido por la ecuación (7.5-9);

Z es un parámetro definido por la ecuación (7.5-10);

β es un coeficiente obtenido a partir de las figuras 7.5-1 y 7.5-2 o a partir del procedimiento indicado el apartado 7.5.3.5.

7.5.2 Fondos hemisféricos

El espesor requerido para un fondo hemisférico viene dado por las ecuaciones del apartado 7.4.3. El radio medio del fondo debe ser nominalmente igual al radio medio del cilindro al cual está soldado. El espesor del cilindro hasta la línea de tangencia debe ser igual o superior al valor mínimo para el cilindro determinado según el apartado 7.4.2.

7.5.3 Fondos torisféricos

7.5.3.1 Condiciones de aplicación

Los requisitos siguientes sólo se aplican a los fondos para los cuales se respeten todas las condiciones siguientes:

$$r \leq 0,2 D_i$$

$$r \geq 0,06 D_i$$

$$r \geq 2e$$

$$e \leq 0,08 D_e$$

$$e_a \geq 0,001 D_e$$

$$R \leq D_e$$

7.5.3.2 Cálculo

El espesor requerido e debe ser el mayor de los espesores e_s , e_y y e_b , donde:

$$e_s = \frac{P \cdot R}{2f \cdot z - 0,5P} \quad (7.5-1)$$

$$e_y = \frac{\beta \cdot P (0,75R + 0,2 D_i)}{f} \quad (7.5-2)$$

donde

β se obtiene a partir de la figura 7.5-1 o según el procedimiento descrito en el apartado 7.5.3.5, sustituyendo e por e_y .

y

$$e_b = (0,75R + 0,2 D_i) \left[\frac{P}{111f_b} \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{1,5} \quad (7.5-3)$$

donde

$$f_b = \frac{R_{p0,2/T}}{1,5} \quad (7.5-4)$$

salvo para los aceros austeníticos sin soldadura, conformados en frío, en cuyo caso:

$$f_b = \frac{1,6 R_{p0,2/T}}{1,5} \quad (7.5-5)$$

Para las situaciones de ensayo, el coeficiente 1,5 en las ecuaciones relativas a f_b debe sustituirse por 1,05.

NOTA 1 Para los fondos de aceros inoxidables no conformados en frío, f_b será inferior a f .

NOTA 2 El coeficiente 1,6 para los fondos conformados en frío tiene en cuenta el batido en frío.

NOTA 3 No es necesario calcular e_b si $e_y > 0,005D_i$.

NOTA 4 La altura interior de un fondo torisférico viene dada por

$$h_i = R - \sqrt{(R - D_i/2) \cdot (R + D_i/2 - 2r)}$$

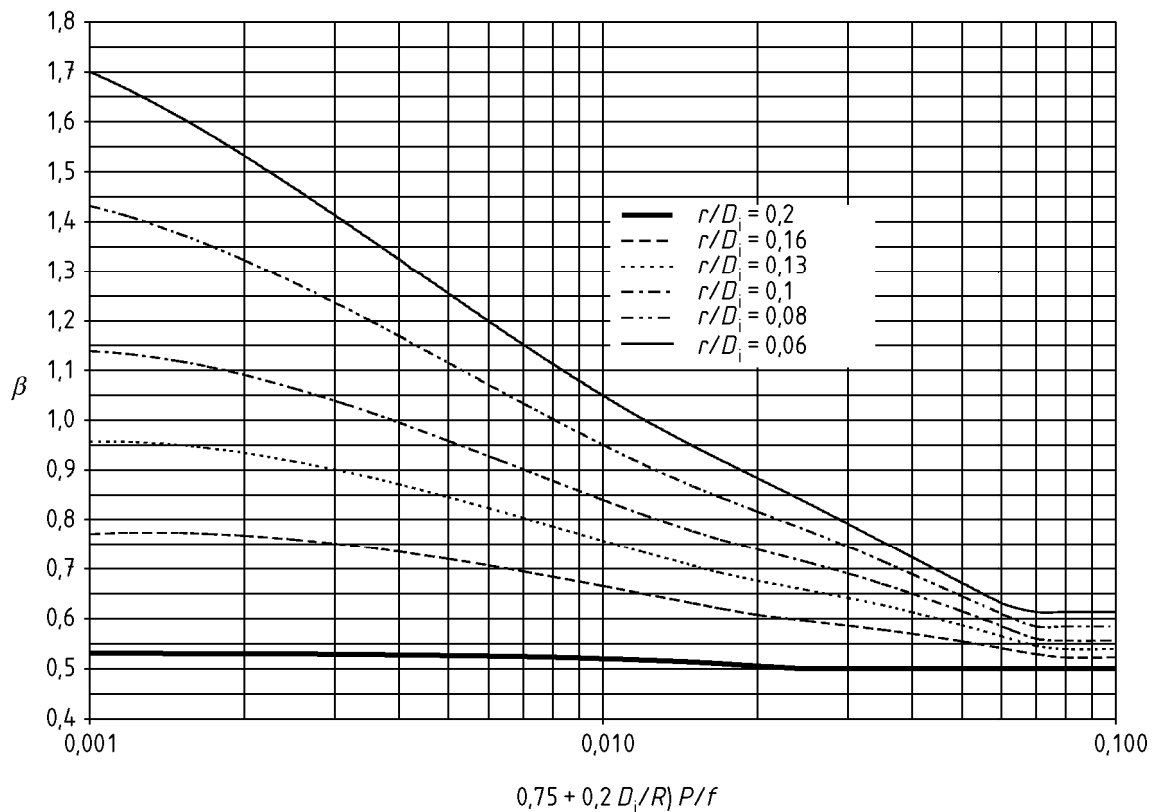


Figura 7.5-1 – Parámetro β para un fondo torisférico. Cálculo

7.5.3.3 Presión máxima admisible

Para una geometría dada y para casos de carga de funcionamiento normal $P_{m\acute{a}x}$ debe ser la más pequeña de las presiones P_s , P_y y P_b , donde:

$$P_s = \frac{2f \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5e_a} \tag{7.5-6}$$

$$P_y = \frac{f \cdot e_a}{\beta(0,75R + 0,2D_i)} \tag{7.5-7}$$

donde β se obtiene a partir de la figura 7.5-2 o según el procedimiento descrito en el apartado 7.5.3.5, sustituyendo e por e_a

$$P_b = 111 f_b \left(\frac{e_a}{0,75 R + 0,2 D_1} \right)^{1,5} \left(\frac{r}{D_1} \right)^{0,825} \quad (7.5-8)$$

NOTA 1 Para la aplicación de estas ecuaciones los diferentes casos de carga de ensayo, véase el apartado 3.16, nota 1.

NOTA 2 No es necesario calcular P_b si $e_a > 0,005 D_1$.

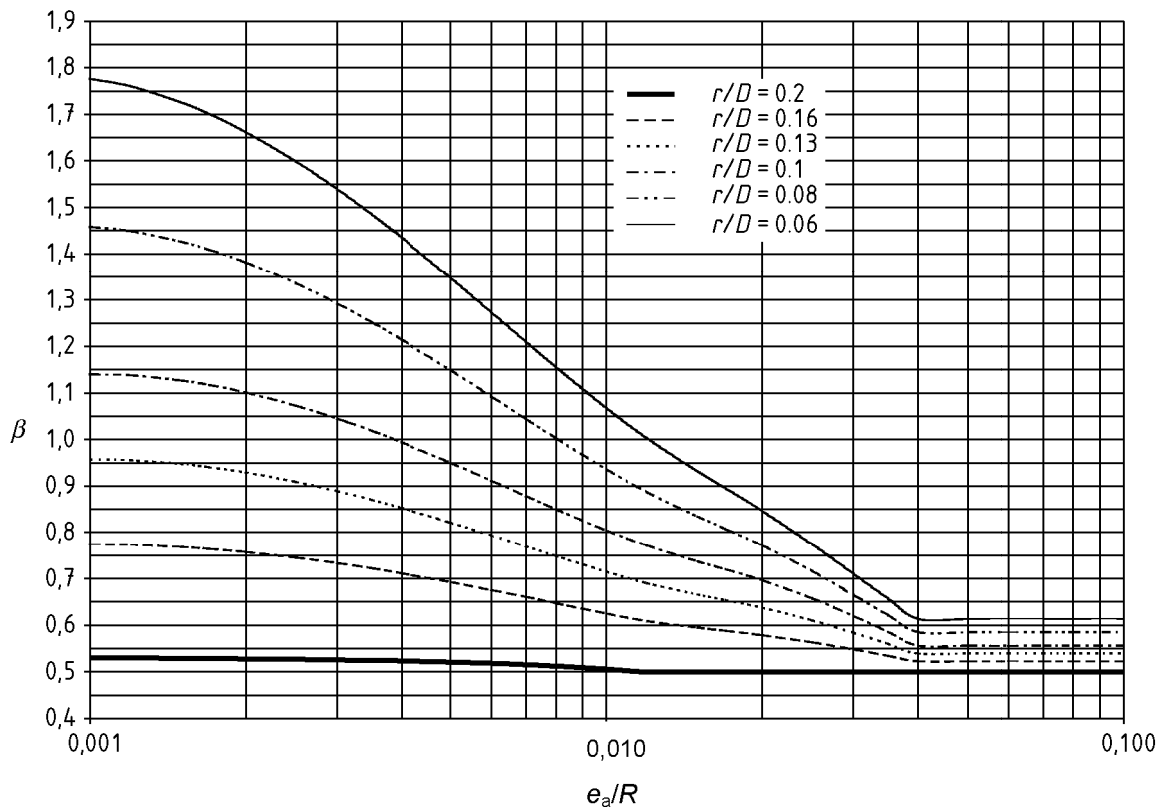


Figura 7.5-2 – Parámetro β para un fondo torisférico – (en función de e/R)

7.5.3.4 Excepciones

Se permite reducir el espesor de la parte esférica del fondo hasta el valor e_s en una zona circular cuyo borde no debe situarse a una distancia inferior a $\sqrt{R \cdot e}$ de la parte tórica de unión, de acuerdo con lo representado en la figura 7.5-3.

Cualquier borde recto cilíndrico debe satisfacer los requisitos del apartado 7.4.2 relativos a un cilindro, si su longitud es superior a $0,2 \sqrt{D_1 \cdot e}$. Si la longitud es igual o inferior a $0,2 \sqrt{D_1 \cdot e}$, su espesor puede ser idéntico al requerido para la parte tórica de enlace.

7.5.3.5 Fórmulas para el cálculo del coeficiente β

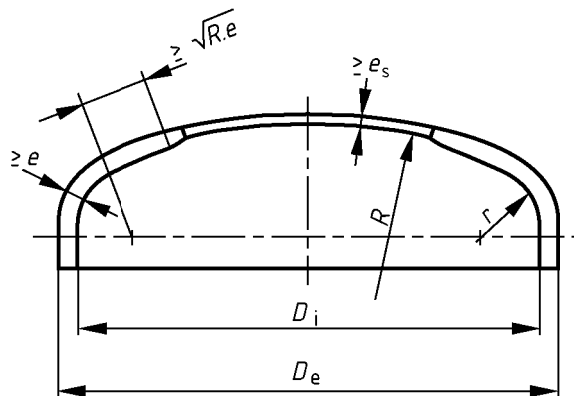


Figura 7.5-3 – Geometría de un fondo torisférico

$$Y = \min. (e/R; 0,04) \quad (7.5-9)$$

$$Z = \log_{10} (1/Y) \quad (7.5-10)$$

$$X = r/D_i \quad (7.5-11)$$

$$N = 1,006 - \frac{1}{\{6,2 + (90 Y)^4\}} \quad (7.5-12)$$

Para $X = 0,06$

$$\beta_{0,06} = N (-0,3635Z^3 + 2,2124Z^2 - 3,2937Z + 1,8873) \quad (7.5-13)$$

Para $0,06 < X < 0,1$

$$\beta = 25\{(0,1 - X)\beta_{0,06} + (X - 0,06)\beta_{0,1}\} \quad (7.5-14)$$

Para $X = 0,1$

$$\beta_{0,1} = N (-0,1833Z^3 + 1,0383Z^2 - 1,2943Z + 0,837) \quad (7.5-15)$$

Para $0,1 < X < 0,2$

$$\beta = 10\{(0,2 - X)\beta_{0,1} + (X - 0,1)\beta_{0,2}\} \quad (7.5-16)$$

Para $X = 0,2$

$$\beta_{0,2} = \max. \{0,95(0,56 - 1,94Y - 82,5Y^2); 0,5\} \quad (7.5-17)$$

NOTA Cuando se utilizan en el apartado 7.5.3.2, las ecuaciones anteriores relativas a la determinación de β conducen a un cálculo iterativo. Se recomienda utilizar un procedimiento de cálculo por ordenador.

7.5.4 Fondos elípticos

Estos requisitos sólo se aplican a los fondos para los cuales $1,7 < K < 2,2$.

$$K = D_i / (2h_i) \quad (7.5-18)$$

Los fondos elípticos deben diseñarse como fondos torisféricos nominalmente equivalentes con:

$$r = D_i \left((0,5 / K) - 0,08 \right) \quad (7.5-19)$$

y

$$R = D_i (0,44K + 0,02) \quad (7.5-20)$$

7.6 Conos y fondos cónicos

7.6.1 Condiciones de aplicación

Los requisitos estipulados en los apartados 7.6.4 a 7.6.8 sólo se refieren a conos rectos de sección circular y a las intersecciones de cono/cilindro cuando el cono y el cilindro tienen el mismo eje de revolución. Los requisitos relativos a los conos con ejes desplazados se dan en el apartado 7.6.9.

Los requisitos no se aplican:

- a) a los conos cuyo semiángulo en el vértice sea superior a 75° ;
- b) a los conos para los cuales

$$\frac{e_a \cdot \cos(\alpha)}{D_c} \leq 0,001 \quad (7.6-1)$$

- c) a los conos cortos que unan las dos envolventes en el caso de una doble envolvente.

Los límites relativos a la distancia mínima a respetar con relación a otras discontinuidades mayores se precisan en los capítulos correspondientes.

7.6.2 Definiciones específicas

La definición siguiente se aplica complementariamente a las definiciones del apartado 7.2.

7.6.2.1 unión de cilindro y de cono:

Intersección de las fibras medias del cilindro y del cono prolongadas si es necesario en el caso de un enlace mediante una parte tórica (véase la figura 7.6-1 y la figura 7.6-2 para los ejemplos en la base grande).

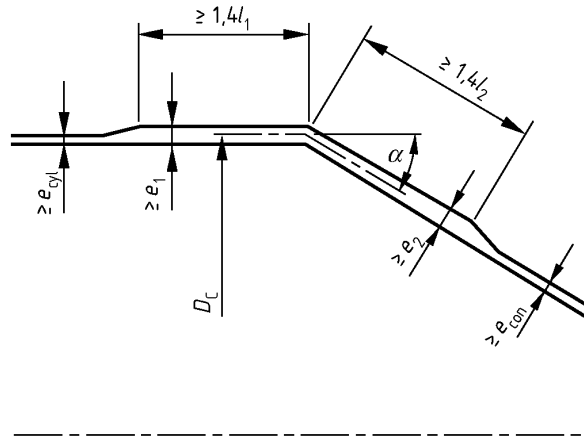


Figura 7.6-1 – Intersección de cono/cilindro en el caso de un enlace en ángulo agudo – base grande

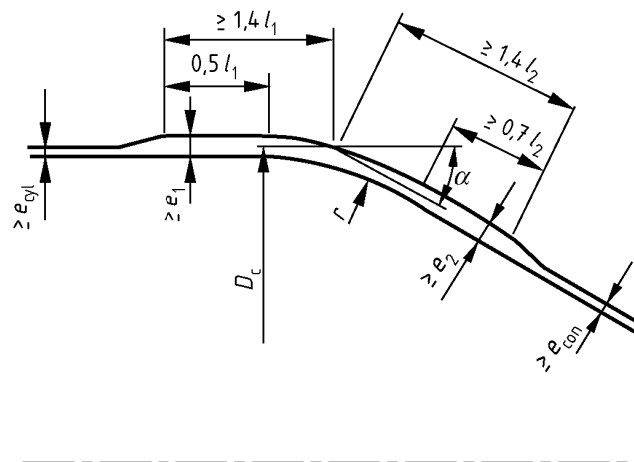


Figura 7.6-2 – Intersección de cono/cilindro en el caso de un enlace por una parte tórica – base grande

7.6.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Las abreviaturas y los símbolos siguientes son un complemento de los del apartado 7.3 o los modifican.

D_c es el diámetro medio del cilindro en el lugar de la unión con el cono;

D_e es el diámetro exterior del cono;

D_i es el diámetro interior del cono;

D_K es un diámetro determinado partir de la ecuación (7.6-8);

D_m es el diámetro medio del cono;

- e_{con} es el espesor requerido para un cono, de acuerdo con lo determinado en el apartado 7.6.4;
- $e_{\text{con,a}}$ es el espesor útil de la envolvente cónica;
- e_{cyl} es el espesor requerido para un cilindro de acuerdo con lo determinado en el apartado 7.4.2;
- e_j es el espesor requerido o el espesor útil en la unión, en la base grande del cono;
- e_1 es el espesor requerido para el cilindro, en la unión;
- e_{1a} es el espesor útil del refuerzo de un cilindro;
- e_2 es el espesor requerido para el cono y la parte tórica de enlace en la unión;
- e_{2a} es el espesor útil del refuerzo de un cono;
- f es la tensión nominal de cálculo. Para el cálculo de las intersecciones según los apartados 7.6.6 a 7.6.9 es la menor de las tensiones de las distintas partes de componentes;
- l_1 es una longitud medida a lo largo del cilindro;
- l_2 es una longitud medida a lo largo del cono, en la base grande o en la base pequeña;
- r es el radio de la parte tórica;
- α es el semiángulo en el vértice del cono (grados);
- β es un coeficiente definido en el apartado 7.6.6;
- β_H es un coeficiente definido en el apartado 7.6.8;
- γ es un coeficiente definido en el apartado 7.6.7;
- ρ es un coeficiente definido en el apartado 7.6.7;
- τ es un coeficiente definido en el apartado 7.6.8.

7.6.4 Envoltentes cónicas

El espesor requerido en todo punto a lo largo del cono debe calcularse a partir de una de las 2 ecuaciones siguientes:

$$e_{\text{con}} = \frac{P \cdot D_i}{2f \cdot z - P} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha)} \quad (7.6-2)$$

o

$$e_{\text{con}} = \frac{P \cdot D_e}{2f \cdot z + P} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha)} \quad (7.6-3)$$

donde

D_i y D_e corresponden al punto considerado.

Para una geometría dada y para casos de carga de funcionamiento normal:

$$P_{\text{máx.}} = \frac{2f \cdot z \cdot e_{\text{con,a}} \cdot \cos(\alpha)}{D_m} \quad (7.6-4)$$

donde

D_m corresponde al punto considerado.

NOTA Para la aplicación de estas ecuaciones los diferentes casos de carga de ensayo, véase 3.16, nota 1.

En la base grande de un cono unido a un cilindro se permite hacer las sustituciones siguientes:

$$D_i = D_k \quad (7.6-5)$$

$$D_e = D_k + 2e_2 \cos(\alpha) \quad (7.6-6)$$

$$D_m = (D_i + D_e)/2 \quad (7.6-7)$$

donde

$$D_K = D_c - e_1 - 2r \{1 - \cos(\alpha)\} - l_2 \sin(\alpha) \quad (7.6-8)$$

NOTA 1 El espesor obtenido a partir de este párrafo es un espesor mínimo. Puede ser necesario aumentar este espesor al nivel de las uniones con los otros componentes, bien sea para el refuerzo de las costuras o de las aberturas o bien sea para soportar cargas distintas de la presión.

NOTA 2 Como el espesor calculado según lo anterior es el espesor mínimo admisible considerado a lo largo del cono, se permite construir un cono a partir de chapas de espesores distintos, a condición de que se respeten todos los puntos de espesor mínimo.

7.6.5 Uniones - generalidades

Se aplican los requisitos de los apartados 7.6.6, 7.6.7 y 7.6.8 cuando la distancia de la unión a otra unión cualquiera o discontinuidad mayor, tal como otra unión cono/cilindro o una brida, sea superior a $2l_1$ a lo largo del cilindro y a $2l_2$ a lo largo del cono, donde:

$$l_1 = \sqrt{D_c \cdot e_1} \quad (7.6-9)$$

$$l_2 = \sqrt{\frac{D_c \cdot e_2}{\cos(\alpha)}} \quad (7.6-10)$$

7.6.6 Unión de la base grande de un cono y de un cilindro, conexión en ángulo agudo

7.6.6.1 Condiciones de aplicación

Los requisitos de los apartados 7.6.6.2 y 7.6.6.3 se aplican si se cumple la condición siguiente: la unión es una soldadura a tope cuyas superficies interiores y exterior se unen progresivamente con el cono y el cilindro contiguos, sin reducción local del espesor.

NOTA En la Norma EN 13445-5:2009 se aplican reglas de ensayos no destructivos específicas cuando el diseño es tal que el espesor en la soldadura no excede $1,4e_j$.

7.6.6.2 Cálculo

El espesor requerido e_1 para el cilindro adyacente a la unión es el mayor de los espesores e_{cyl} y e_j donde e_j se debe determinar según el procedimiento siguiente:

Se asume un valor de e_j y se calcula:

$$\beta = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{D_c}{e_j}} \cdot \frac{\tan(\alpha)}{1 + 1/\sqrt{\cos(\alpha)}} - 0,15 \tag{7.6-11}$$

$$e_j = \frac{P \cdot D_c \cdot \beta}{2f} \tag{7.6-12}$$

El espesor dado por la ecuación (7.6-12) es aceptable si no es inferior al valor asumido.

NOTA El valor mínimo requerido de e_j puede obtenerse aplicando este procedimiento de forma iterativa hasta que la ecuación (7.6-12) dé el mismo valor que el asumido.

β puede obtenerse igualmente a partir del gráfico de la figura 7.6-3.

Este espesor debe mantenerse a lo largo del cilindro en una distancia mínima de $1,4l_1$ medida a partir de la unión.

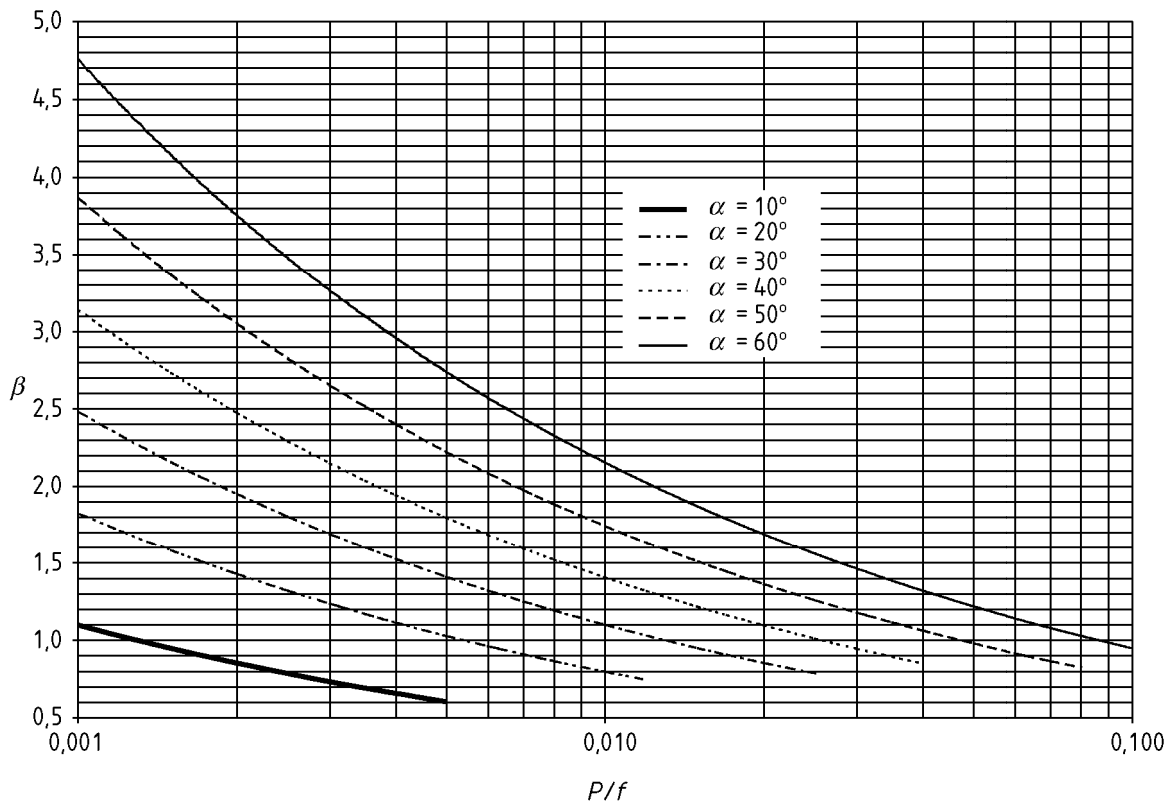


Figura 7.6-3 – Valores del coeficiente β para las intersecciones cono/cilindro en el caso de empalme en ángulo agudo

El espesor requerido e_2 para el cono adyacente a la unión es el mayor de los espesores e_{con} y e_j . Este espesor debe mantenerse a lo largo del cono en una distancia mínima de $1,4l_2$ medida a partir de la unión, véase la figura 7.6-1.

Se permite proceder a la modificación del refuerzo de la manera siguiente, a condición de que se respeten los espesores mínimos dados en los apartados 7.4.2 y 7.6.4.

El espesor del cilindro puede aumentarse en la proximidad de la unión y reducirse más lejos a condición de que el área de la sección recta constituida por el metal del cilindro a lo largo de una longitud $1,4l_1$ medida a partir de la unión, no sea inferior a $1,4e_1l_1$. Además, el espesor del cono puede aumentarse en la proximidad de la unión y reducirse más lejos, a condición de que el área de la sección recta constituida por el metal del cono en una longitud $1,4l_2$ medida a partir de la unión no sea inferior a $1,4e_2l_2$.

7.6.6.3 Presión máxima admisible

La presión máxima admisible para una geometría dada debe determinarse de la manera siguiente:

- se aplica la ecuación (7.4-3) al cilindro;
- se aplica la ecuación (7.6-4) al cono;
- se determina el espesor útil de refuerzo e_{1a} del cilindro en la unión;
- se determina el espesor útil de refuerzo e_{2a} del cono en la unión;
- se aplica la ecuación (7.6-4) con el espesor e_{2a} y el diámetro D_m ;
- se toma para e_j , el más pequeño de los espesores e_{1a} y e_{2a} ;
- se calcula β a partir de la ecuación (7.6-11) y después,

$$P_{\text{máx.}} = \frac{2f \cdot e_j}{\beta \cdot D_c} \quad (7.6-13)$$

- la presión máxima admisible es la más pequeña de las presiones determinadas en a), b), e) y g).

NOTA Puede utilizarse el procedimiento siguiente para hallar el espesor útil de refuerzo para los pasos c) o d) anteriores:

- Se estima e_{1a} (se recomienda elegir el espesor en la unión para comenzar).
- Se calcula

$$l_1 = 1,4 \sqrt{D_c \cdot e_{1a}} \quad (7.6-14)$$

- Si espesor es constante a lo largo de la distancia l_1 , entonces e_{1a} queda confirmado.
- En caso contrario, debe calcularse el área A_1 constituida por el metal y a lo largo de la distancia de l_1 , medida a partir de la unión.
- Se hace una estimación mejor tomando.

$$e_{1a} = A_1 / l_1 \quad (7.6-15)$$

El resultado es aceptable si no es superior al valor estimado en 1).

- Si el resultado no es aceptable, se repite el cálculo a partir de 1).
- Se utiliza un procedimiento análogo para calcular e_{2a} tomando

$$l_2 = 1,4 \sqrt{\frac{D_c \cdot e_{2a}}{\cos(\alpha)}} \quad (7.6-16)$$

7.6.7 Unión de la base grande de un cono y de un cilindro en el caso de un enlace por una parte tórica

7.6.7.1 Condiciones de aplicación

Se aplica este párrafo si se satisfacen todas las condiciones siguientes:

- la parte de enlace es de forma tórica y se une progresivamente con el cono y el cilindro contiguos y;
- el radio interior de la parte de enlace, $r < 0,3 D_c$.

NOTA Este capítulo no especifica límite inferior para el radio de la parte tórica.

7.6.7.2 Cálculo

El valor de e_j debe determinarse según el procedimiento siguiente:

Se estima e_j y se calcula:

$$\beta = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{D_c}{e_j}} \cdot \frac{\tan(\alpha)}{1 + 1/\sqrt{\cos(\alpha)}} - 0,15 \quad (7.6-17)$$

$$\rho = \frac{0,028 r}{\sqrt{D_c \cdot e_j}} \times \frac{\alpha}{1 + 1/\sqrt{\cos(\alpha)}} \quad (7.6-18)$$

$$\gamma = 1 + \frac{\rho}{1,2 \left(1 + \frac{0,2}{\rho} \right)} \quad (7.6-19)$$

$$e_j = \frac{P \cdot D_c \cdot \beta}{2f \gamma} \quad (7.6-20)$$

El espesor dado por la ecuación (7.6-20) es aceptable para la parte tórica si no es inferior al valor asumido.

NOTA El valor mínimo requerido de e_j puede obtenerse aplicando este procedimiento de forma iterativa hasta que la ecuación (7.6-20) dé el mismo valor que el asumido.

El espesor requerido e_1 para el cilindro adyacente a la unión es el mayor de los espesores e_{cyl} y e_j .

Este espesor debe mantenerse a lo largo del cilindro, en una distancia mínima de $1,4l_1$ medida a partir de la unión y de $0,5l_1$ medida a partir de la línea de tangencia de la parte tórica/cilindro.

El espesor requerido e_2 para la parte tórica y el cono adyacente a la unión es el mayor de los espesores e_{con} y e_j . Este espesor debe mantenerse a lo largo del cono en una distancia mínima de $1,4l_2$ medida a partir de la unión y de $0,7l_2$ medida a partir de la línea de tangencia cono/parte tórica.

7.6.7.3 Presión máxima permitida

La presión máxima permitida para una geometría dada debe determinarse de la manera siguiente:

- Se determina e_{1a} , el espesor útil del cilindro en la proximidad de la parte tórica del enlace y e_{2a} , espesor útil de la parte tórica de enlace y de la parte contigua del cono.
- Se verifica que se respetan las limitaciones del apartado 7.6.7.1.

- c) Se aplica la ecuación (7.4-3) al cilindro con $e_a = e_{1a}$.
- d) Se aplica la ecuación (7.6-4) al cono con $e_{\text{con}} = e_{2a}$.
- e) Se toma para e_j , el menor de los dos valores e_{1a} y e_{2a} .
- f) Se calcula β y γ a partir de las ecuaciones (7.6-17) y (7.6-19). A continuación

$$P_{\text{máx.}} = \frac{2f \cdot \gamma \cdot e_j}{\beta \cdot D_c} \quad (7.6-21)$$

- g) La presión máxima permitida es la más baja de las presiones determinadas en c), d) y f).

7.6.8 Unión de la base pequeña de un cono y de un cilindro

7.6.8.1 Condiciones de aplicación

Se aplican los requisitos de los apartados 7.6.8.2 y 7.6.8.3 si se satisfacen todas las condiciones siguientes:

- a) el espesor requerido para el cilindro e_1 se mantiene a lo largo de una distancia l_1 medida a partir de la unión y el requerido para el cono e_2 se mantiene a lo largo de una distancia l_2 medida a partir de la unión (véase la figura 7.6-4); y
- b) los espesores satisfacen las requisitos de los apartados 7.4.2 y 7.6.4.

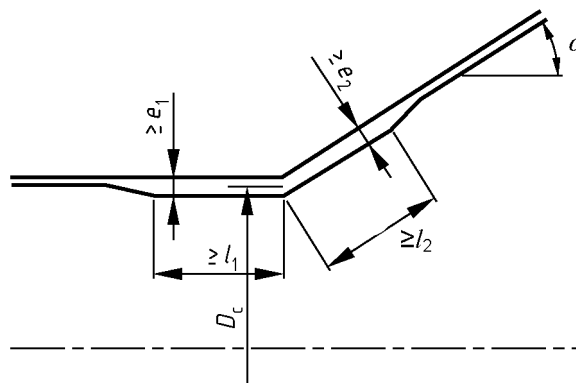


Figura 7.6-4 – Geometría de la intersección cono/cilindro: base pequeña

7.6.8.2 Cálculo

Los espesores requeridos e_1 y e_2 deben determinarse de acuerdo con el procedimiento siguiente:

Se estima e_1 y e_2 :

$$s = \frac{e_2}{e_1} \quad (7.6-22)$$

cuando $s < 1$

$$\tau = s \sqrt{\frac{s}{\cos(\alpha)}} + \sqrt{\frac{1+s^2}{2}} \quad (7.6-23)$$

cuando $s \geq 1$

$$\tau = 1 + \sqrt{s \left\{ \frac{1 + s^2}{2 \cos(\alpha)} \right\}} \quad (7.6-24)$$

$$\beta_H = 0,4 \sqrt{\frac{D_c}{e_1}} \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\tau} + 0,5 \quad (7.6-25)$$

Si

$$P \leq \frac{2f \cdot z \cdot e_1}{D_c \cdot \beta_H} \quad (7.6-26)$$

entonces e_1 y e_2 son aceptables. En caso contrario, se repite la operación con valores de e_1 y/o e_2 mayores.

NOTA El procedimiento anterior no permite encontrar los valores de e_1 y e_2 independientemente. Es posible elegir valores cualesquiera que sean convenientes para las necesidades del diseño, por ejemplo, para obtener un valor favorable para l_1 o l_2 .

A condición de que sigan satisfaciéndose los requisitos de los apartados 7.4.2 y 7.6.4, se permite modificar un diseño de acuerdo con la regla anterior, de una de las maneras siguientes:

- Cuando $e_1 = e_2$, se puede incluir una parte tórica del enlace del mismo espesor. l_1 y l_2 se miden siempre a partir de la unión (es decir, a partir del punto de intersección de las fibras medias del cono y del cilindro).
- El espesor del cilindro puede aumentarse en la proximidad de la unión y reducirse más lejos a condición de que la sección constituida por el metal del cilindro a lo largo de una distancia l_1 a partir de la unión no sea inferior a $l_1 e_1$. Además, el espesor del cono puede aumentarse en la proximidad de la unión y reducirse más lejos, a condición de que la sección constituida por el metal del cono a lo largo de una distancia l_2 a partir de la unión no sea inferior a $l_2 e_2$.

7.6.8.3 Presión máxima admisible

La presión máxima admisible para una geometría dada y para casos de carga de funcionamiento normal debe ser igual a:

$$P_{\text{máx.}} = \frac{2f \cdot z \cdot e_1}{D_c \cdot \beta_H} \quad (7.6-27)$$

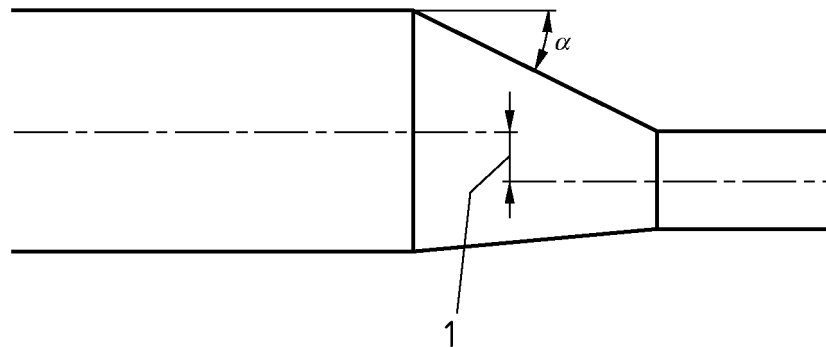
β_H se determina a partir de las ecuaciones (7.6-22) a (7.6-25) tomando e_{1a} y e_{2a} en lugar de e_1 y e_2 .

NOTA 1 El método para determinar e_{1a} y e_{2a} es el descrito en la nota del apartado 7.6.6.3.

NOTA 2 Los espesores útiles pueden ser superiores al espesor requerido sin que esto conduzca a un aumento de l_1 o l_2 .

7.6.9 Conos con ejes desplazados

Este requisito se aplica a los conos con ejes desplazados entre dos cilindros (véase la figura 7.6-5). Los ejes de los cilindros deben ser paralelos y el desplazamiento entre estos ejes no debe ser superior a la diferencia entre los radios. El espesor requerido para la unión a la base grande debe calcularse de acuerdo con lo indicado en el apartado 7.6.6. El espesor requerido para la unión a la base pequeña debe calcularse de acuerdo con el apartado 7.6.8. El mayor de estos valores debe aplicarse a todo el cono. El ángulo (α) debe tomarse igual al ángulo más grande entre el cono y el cilindro.



Leyenda

1 Desplazamiento de ejes

Figura 7.6-5 – Cono con ejes desplazados

7.7 Tuberías que entran en la zona de enlace

7.7.1 Símbolos y abreviaturas específicos

Las abreviaturas y símbolos siguientes se aplican complementariamente a los del apartado 7.5.1:

A es un parámetro definido por la ecuación (7.7-4) o (7.7-8);

A_1 es un parámetro definido por la ecuación (7.7-12) o (7.7-16);

B es un parámetro definido por la ecuación (7.7-5) o (7.7-9);

B_1 es un parámetro definido por la ecuación (7.7-13) o (7.7-17);

β_K es el coeficiente de debilitamiento debido a la presencia de la tubería, determinado a partir de la fórmula (7.7-10);

d_i es el diámetro interior de la tubería;

X es un parámetro definido por la ecuación (7.7-11) o (7.7-15);

V es un parámetro definido por la ecuación (7.7-3) o (7.7-7).

7.7.2 Condiciones de aplicación

En este párrafo se incluyen los requisitos relativos a la compensación por aumento del espesor de la pared de un fondo cóncavo cuando las tuberías no están situadas enteramente en la zona central del fondo, tal como se define en el apartado 9.7.2.4 y, por consiguiente, no están cubiertas por el capítulo 9.

La aplicación de estos requisitos se limita a los fondos de los tipos Kloemper y Korbogen tales que:

$$d_i / D_e \leq 0,6 \quad (7.7-1)$$

y

$$\frac{d_i}{\sqrt{e_a \cdot D_e}} \leq 6,7 \quad (7.7-2)$$

El eje de la tubería debe estar situado en el mismo plano que el eje del recipiente. El eje de la tubería debe estar situado entre la normal a la pared del fondo y la paralela al eje del recipiente. La posición de la tubería debe ser tal que no corte la línea de tangencia entre la parte tórica y el cilindro. Las tuberías paralelas al eje del recipiente cuya pared exterior este alineada con la pared exterior del recipiente se consideran incluidas en estos requisitos.

Los requisitos del apartado 7.7 pueden aplicarse igualmente a fondos elípticos con un factor de forma $K \leq 2$. El espesor de un fondo elíptico de este tipo con una tubería entrando en la zona de enlace debe ser el mismo que para un fondo del tipo Korbbogen del mismo diámetro.

El aumento de espesor requerido por este capítulo se aplica a toda la zona de enlace. No se permiten compensaciones por adición de soldadura. Puede reducirse el espesor de la parte central a condición de que satisfaga los requisitos del apartado 7.5.3.4 y de que el refuerzo debido a la presencia de las tuberías en la parte central satisfaga los requisitos del capítulo 9.

Cuando la distancia entre el borde la tubería en la unión con la zona de enlace y la línea de tangencia entre la zona de enlace y el cilindro sea inferior a $2,5\sqrt{e_a \cdot r}$ (medida a lo largo de la superficie) la validez del método es dudosa. A menos que el diseño esté apoyado por un análisis particular o una vasta experiencia, la presión de diseño debe multiplicarse por 2 en tales casos, o en el caso de una geometría dada, la presión admisible debe dividirse por 2.

7.7.3 Cálculo

Para un fondo del tipo Kloepper:

$$V = \log_{10} \left(1000 \frac{P}{f} \right) \quad (7.7-3)$$

$$A = \text{máx.} (0,5; 0,264 + 0,938V - 0,592V^2 + 0,14V^3) \quad (7.7-4)$$

$$B = \text{mín.} (4,2; 4,9 - 2,165V + 0,151V^2) \quad (7.7-5)$$

$$\beta_k = \text{máx.} \left(A + B \frac{d_i}{D_e}; 1 + 0,3B \frac{d_i}{D_e} \right) \quad (7.7-6)$$

Para un fondo del tipo Korbbogen:

$$V = \log_{10} \left(1000 \frac{P}{f} \right) \quad (7.7-7)$$

$$A = 0,54 + 0,41V - 0,044V^3 \quad (7.7-8)$$

$$B = 7,77 - 4,53V + 0,744V^2 \quad (7.7-9)$$

$$\beta_k = \text{máx.} \left(A + B \frac{d_i}{D_e}; 1 + 0,5B \frac{d_i}{D_e} \right) \quad (7.7-10)$$

Sustituir P por $P\beta_k$ en la ecuación (7.5-2) y en la figura 7.5-1 para obtener el espesor requerido. Esta sustitución debe hacerse antes de calcular β en 7.5.3.5. Las ecuaciones (7.5-1) y (7.5-3) se aplican sin ninguna modificación.

NOTA Los gráficos de las figuras 7.7-1 y 7.7-2 se basan en el procedimiento anterior y dan $\frac{ef}{PR}$ en función de fP/f y de d_i/D_e .

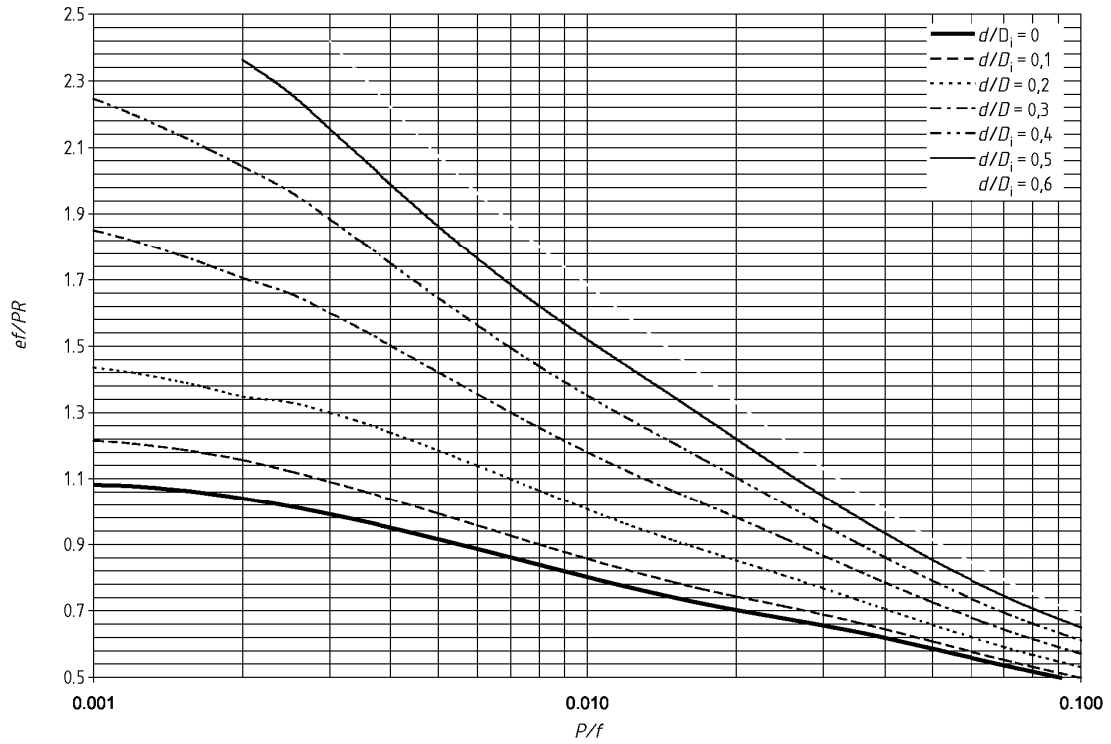


Figura 7.7-1 – Cálculo de los fondos del tipo Klopper

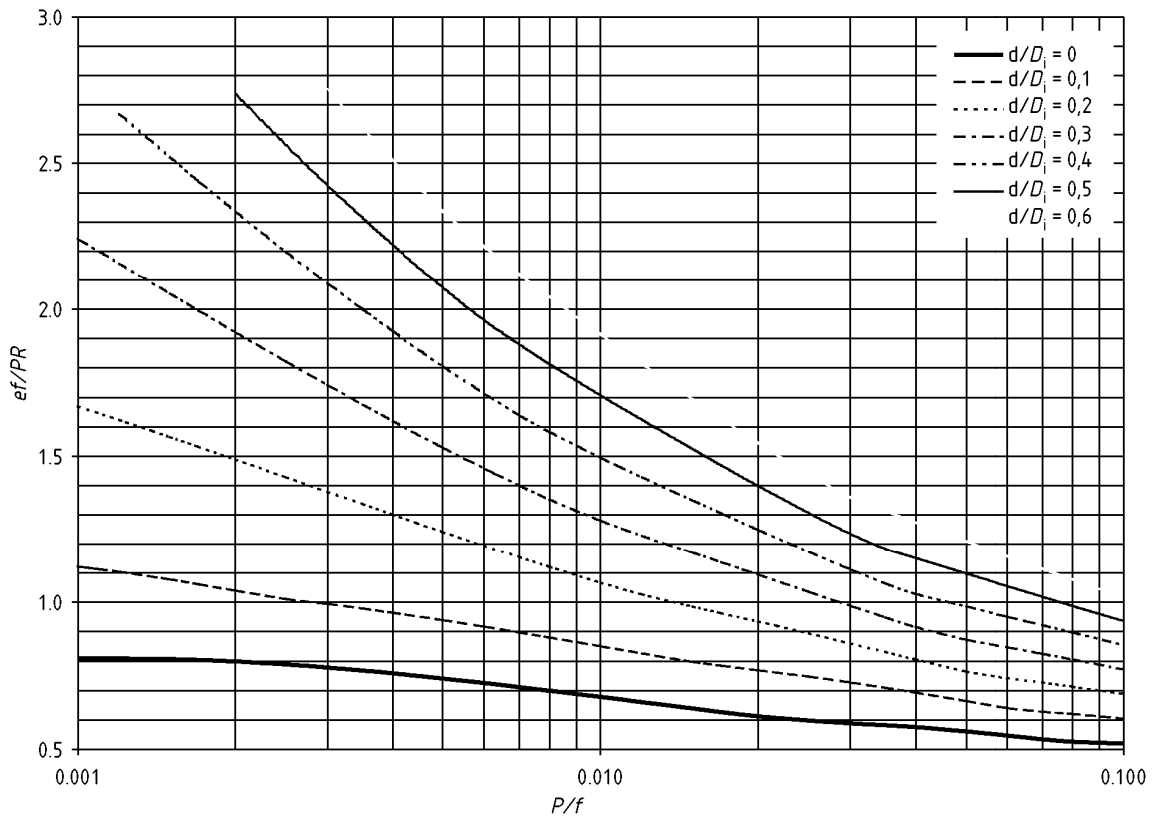


Figura 7.7-2 – Cálculo de los fondos del tipo Korbogen

7.7.4 Presión máxima permitida

Para determinar la presión máxima permitida correspondiente a una geometría dada, se puede adoptar un procedimiento basándose en ensayos sucesivos. El método siguiente constituye una alternativa, que permite obtener una aproximación, siempre conservadora de β_k .

Para un fondo del tipo Kloepper:

$$X = \log_{10} \left(1000 \frac{e_a}{D_e} \right) \quad (7.7-11)$$

$$A_1 = 1,07 \text{ máx. } (0,71 - X; 0,19X + 0,45) \quad (7.7-12)$$

$$B_1 = 1,02 \left\{ \text{mín. } (3 + 5 X); \frac{1}{0,241 + 0,116 (X - 0,26)^3} \right\} \quad (7.7-13)$$

$$\beta_k = \text{máx.} \left(A_1 + B_1 \frac{d_i}{D_e}; 1 + 0,3 B_1 \frac{d_i}{D_e} \right) \quad (7.7-14)$$

Para un fondo del tipo Korbogen:

$$X = \log_{10} \left(1000 \frac{e_a}{D_e} \right) \quad (7.7-15)$$

$$A_1 = \frac{1}{1,136 + 0,0053 \left(\frac{D_e}{d_i} \right)^{0,8}} \quad (7.7-16)$$

$$B_1 = (8,87 - 4,35X + 0,19X^3) \quad (7.7-17)$$

$$\beta_k = \text{máx.} \left\{ \left(1 + 0,1 \frac{d_i}{D_e} \right) \left(A_1 + B_1 \frac{d_i}{D_e} \right); \left(1 + 1,1 \frac{d_i}{D_e} \right) \left(1 + 0,5 B_1 \frac{d_i}{D_e} \right) \right\} \quad (7.7-18)$$

Sustituir β por $\beta \cdot \beta_k$ en la ecuación (7.5-7). Las ecuaciones (7.5-6) y (7.5-8) se aplican sin ninguna modificación.

7.7.5 Tuberías múltiples entrando en la zona tórica de enlace

Los requisitos del capítulo 9 relativos a tuberías múltiples se aplican igualmente a las tuberías calculadas según los presentes requisitos si el ligamento entre dos tuberías vecinas está totalmente situado en la zona central del radio $0,4D_e$ del fondo, como se muestra en el apartado 9.5-4. Si el segmento que une dos tuberías vecinas no está totalmente situado en la parte central, el ligamento no debe ser inferior a la mitad de la suma de los diámetros interiores de las tuberías.

8 ENVOLVENTES SOMETIDAS A UNA PRESIÓN EXTERIOR

8.1 Objeto

Este capítulo especifica los requisitos relativos al cálculo de envolventes sometidas a una presión externa. Estos requisitos se aplican a cilindros y a conos reforzados o no, a esferas y a fondos cóncavos.

Cuando existan otras cargas significativas, debe obtenerse una resistencia mayor mediante el aumento del espesor de la pared o del refuerzo. Las reglas también se aplican en el intervalo de fluencia, pero solamente para las condiciones dadas en el capítulo 19 y bajo el supuesto que la desviación de forma en fluencia no superará las desviaciones establecidas en la Norma EN 13445-4:2009.

8.2 Definiciones específicas

Se aplican las definiciones específicas siguientes como complemento de las del capítulo 3.

8.2.1 límite de elasticidad nominal:

Límite de elasticidad utilizado en este capítulo para el cálculo bajo presión externa.

8.2.2 tensor pesado:

Tensor circunferencial calculado como "pesado" por el diseñador y al cual se aplican los requisitos particulares de este capítulo.

8.2.3 tensor ligero:

Tensor circunferencial calculado como "ligero" por el diseñador y al cual se aplican los requisitos particulares de este capítulo.

8.2.4 hundimiento entre tensores:

Hundimiento de una parte del cilindro comprendida entre dos anillos tensores o entre un anillo y un fondo de recipiente.

8.2.5 hundimiento global:

Hundimiento de una parte que comprende un tensor ligero o pesado.

8.2.6 plano de apoyo efectivo:

Extremidad del recipiente o plano que divide un recipiente en dos partes, cada una de las cuales se trata por separado por lo que se refiere al cálculo bajo presión exterior.

8.2.7 coeficiente de seguridad:

Relación entre la presión de hundimiento supuesta y la presión de cálculo.

8.2.8 inclinación de un tensor:

Rotación lateral de un tensor alrededor de su punto de conexión a la envolvente.

8.3 Símbolos y definiciones específicos

Se aplican las abreviaturas y símbolos específicos siguientes como complemento a los del capítulo 4.

a	longitud de envolvente cubierta por un túnel de recalentamiento/enfriamiento, véanse las figuras 8.5-11 y 8.5-12;
A_e	es el área de la sección recta del tensor y de la longitud participante de la envolvente, véase la ecuación (8.5.3-30);
A_f	es el área de la sección recta del ala de un tensor;
A_m	es el área modificada de un tensor, véase la ecuación (8.5.3-17);
A_s	es el área de la sección recta de un tensor;
A_w	es el área de la sección recta del alma;

B	es un parámetro utilizado en el cálculo relativo al hundimiento entre tensores, véase la ecuación (8.5.3-18);
C	es un parámetro utilizado en el cálculo de la inclinación del tensor, véanse las ecuaciones (8.5.3-50) y (8.5.3-51);
CG_s	indica la posición del centro de gravedad del tensor;
CG_c	indica la posición del centro de gravedad del conjunto del tensor más la longitud participante de la envolvente;
\bar{d}	es la distancia hasta la extremidad de un tensor, véase la ecuación (8.5.3-40);
d	es la distancia radial entre las alas de un tensor, véanse las figuras 8.5-14, 8.5-15, 8.5-16 y 8.5-17;
e_f	es el espesor del ala de un tensor;
e_w	es el espesor del alma de un tensor;
G	es un parámetro utilizado para el cálculo relativo al hundimiento entre tensores, véase la ecuación (8.5.3-22);
h, h', h''	son las flechas exteriores de los fondos cóncavos, véanse las figuras 8.5.1 y 8.5.2;
I_e	es el momento de inercia de la sección compuesta constituida por el tensor y la longitud participante (L_e) respecto a un eje paralelo al eje del cilindro que pasa por el centro de gravedad de la sección compuesta, véase la ecuación (8.5.3-26);
I_{est}	es el momento de inercia estimado del área de un tensor;
I_f	es el momento de inercia del ala respecto a su centro de gravedad;
I_s	es el momento de inercia del área de la sección recta del respecto al eje que pasa por el centro de gravedad y es paralelo al eje del cilindro;
I_w	es el momento de inercia del área del alma respecto a su centro de gravedad;
L	es la longitud de envolvente no sostenida;
L_{cyl}	es la longitud de cilindro entre las líneas de tangencia;
L_{con}	es la longitud axial de un cono, véase la figura 8.5-2;
L_e	es la longitud principal de envolvente que actúa con un tensor ligero, véase la ecuación (8.5.3-34);
L_{eH}	es la longitud participante de la envolvente que actúa con un tensor pesado, dada en el apartado 8.5.3.7;
L_H	es la distancia entre 2 tensores pesados, véase la tabla 8.5-1;
L'_H, L''_H, \dots	son las longitudes individuales entre los distintos tensores pesados, véase la figura 8.5-7;
L_s	es la longitud media de los 2 trozos de envolvente adyacentes al tensor ligero, véase la tabla 8.5-1;
L_{sH}	es la longitud media de los 2 trozos de envolvente adyacentes al tensor pesado, véase la tabla 8.5-1;
L'_s, L''_s, \dots	son las longitudes individuales entre los distintos tensores ligeros, véanse las figuras 8.5-6 y 8.5-8;
N	es un parámetro utilizado para el cálculo relativo al hundimiento entre tensores, véase la ecuación (8.5.3-21) y la tabla 8.5-2;

n	es el número de ondas circunferenciales para un cilindro reforzado;
n_{cyl}	es el número de ondas circunferenciales para una parte no reforzada del cilindro, véase el apartado 8.5.2.2;
P	es la presión exterior de cálculo requerida;
P_C	es la presión de cálculo de un túnel de recalentamiento/enfriamiento, tal como el utilizado según el apartado 8.5.3.5;
P_g	es la presión de inestabilidad elástica teórica de un tensor sobre un cilindro, véase la ecuación (8.5.3-24) o sobre un cono, véase la ecuación (8.6.4-1);
P_H	es la presión de inestabilidad elástica teórica de un tensor pesado, véase la ecuación (8.5.3-42);
P_m	es la presión de inestabilidad elástica teórica que provoca el hundimiento de una envolvente perfectamente cilíndrica, cónica o esférica, véase las ecuaciones (8.5.2-5), (8.6.3-2) y (8.7.1-2);
P_r	es el límite inferior calculado de la presión que provoca el hundimiento, determinado a partir de la figura 8.5-5;
P_y	es la presión a la cual la tensión circunferencial media en una envolvente cilíndrica o cónica, a igual distancia entre los tensores, alcanza el límite de fluencia, véanse las ecuaciones (8.5.2-4), (8.6.3-1) y (8.7.1-1);
P_{ys}	es la presión que engendra la plastificación circunferencial en un tensor sobre un cilindro, véase la ecuación (8.5.3-38), o sobre un cono, véase la ecuación (8.6.4-6);
R	es el radio medio de una envolvente cilíndrica o esférica o de la parte esférica de un fondo torisférico;
R_f	es el radio de la parte del tensor más alejada de la envolvente (véanse las figuras 8.5-14 a 8.5-17);
R_s	es el radio del círculo que pasa por el centro de gravedad de la sección recta del tensor;
$R_{p0,2/T,s}$	es el valor mínimo del límite convencional de elasticidad al 0,2% a la temperatura T para un tensor;
r_i	es el radio del círculo que pasa por el punto del alma del tensor más próximo a la envolvente, alrededor del cual se supone que se produce la rotación durante la inclinación del tensor (véanse las figuras 8.5-14 a 8.5-17);
S	es el factor de seguridad aplicado en este capítulo, véase la ecuación (8.4.4-1);
S_f	coeficiente que depende del método de fabricación del tensor - ecuaciones (8.5.3-32) y (8.5.3-33);
u	parámetro utilizado en el cálculo de L_e , véase la ecuación (8.5.3-36)
w_i	es la longitud total del tensor i en contacto con la envolvente, véase la ecuación (8.5.3-39) y véanse las figuras 8.5-14 a 8.5-17;
w_f	es la magnitud de la distancia desde el borde del ala de un tensor al eje del alma de este mismo tensor (véanse las figuras 8.5-14 a 8.5-17);
w'_i, w''_i	son las longitudes de las partes del tensor i en contacto con la envolvente (véase la figura 8.5-8);
X_e	es un parámetro utilizado en el cálculo relativo al hundimiento global, véase la ecuación (8.5.3-27);
X_{eH}	es un parámetro utilizado en el cálculo relativo al hundimiento global, véase la ecuación (8.5.3-44);
Y_1, Y_2, Y_3	son coeficientes utilizados en el cálculo de L_e , véase el apartado 8.5.3.6.3;
α	es el semiángulo en el vértice de un cono (grados) (véase la figura 8.5-2);

- β se obtiene a partir de la figura 8.5-13 o se calcula a partir de la ecuación (8.5.3-25);
- δ es un parámetro utilizado en el cálculo de los tensores, véanse las ecuaciones (8.5.3-19) y (8.5.3-20);
- ε es la deformación circunferencial elástica media durante el hundimiento, véase el apartado 8.5.2.2;
- ε' es la deformación circunferencial elástica media modificada, durante el hundimiento, para una envolvente cónica;
- λ es un parámetro que depende del emplazamiento del sensor, véanse las ecuaciones (8.5.3-28) y (8.5.3-29);
- σ_e, σ_{es} son los límites de elasticidad nominales de la envolvente y del tensor respectivamente, véase el apartado 8.4;
- σ_H es la tensión máxima en un tensor pesado, véase la ecuación (8.5.3-47);
- σ_I es la tensión de inestabilidad para el cual se produce inclinación de un tensor, véanse las ecuaciones (8.5.3-49) y (8.5.3-54);
- σ_s es la tensión máxima en un tensor ligero, véanse las ecuaciones (8.5.3-37) y (8.6.4-5).

8.4 Generalidades

8.4.1 El espesor de un componente sometido a presión externa no debe ser inferior al requerido por esta norma para una misma presión aplicada internamente, con un coeficiente de soldadura de 1,0.

8.4.2 Para las envolventes de acero no austenítico, el límite de elasticidad nominal debe venir dado por:

$$\sigma_e = R_{p0,2/T} \quad (8.4.2-1)$$

y para los tensores hechos del mismo material:

$$\sigma_{es} = R_{p0,2/T,s} \quad (8.4.2-2)$$

8.4.3 Para las envolventes de acero austenítico, el límite de elasticidad nominal debe venir dado por:

$$\sigma_e = \frac{R_{p0,2/T}}{1,25} \quad (8.4.3-1)$$

y para los tensores hechos del mismo material:

$$\sigma_{es} = \frac{R_{p0,2/T,s}}{1,25} \quad (8.4.3-2)$$

NOTA Si el valor de $R_{p0,2}$ no está disponible, se puede obtener una estimación segura con $R_{p1,0/1,3}$.

8.4.4 El coeficiente de seguridad mínimo que se aplica en todo este capítulo viene dado por:

Para las situaciones de cálculo

$$S = 1,5 \quad (8.4.4-1)$$

Para las situaciones de ensayo

$$S = 1,1 \quad (8.4.4-2)$$

8.5 Envoltentes cilíndricas

8.5.1 Límites relativos a la circularidad

8.5.1.1 Tolerancias relativas a la circularidad

Los requisitos de los apartados 8.5.2 y 8.5.3 se aplican a los cilindros cuya circularidad sea tal que los radios medidos a partir del verdadero centro no difieran en más del 0,5% (es decir, $0,005R$). Esta tolerancia debe trasladarse al diseño del recipiente.

Los métodos de verificación de la forma de recipientes se indican en el anexo D. En el anexo E se describe un procedimiento que permite determinar el verdadero centro a partir de un conjunto de medidas de radios y, por consiguiente, determinar la ovalización de un cilindro.

Se permite aumentar la tolerancia si hay disponible un sobreespesor. Esto se trata en el apartado 8.5.1.2.

8.5.1.2 Tolerancia relativa a la circularidad para los cilindros que tienen un sobreespesor

Cuando la presión admisible P_r/S determinada según el apartado 8.5.2.2 sea superior a la presión de diseño, se puede aumentar la tolerancia necesaria para el cilindro:

$$\text{Tolerancia} = 0,005 \frac{P_r}{P \cdot S} \quad (8.5.1-1)$$

Para los tensores, la ecuación (8.5.3-37) debe satisfacerse con la tolerancia aumentada deseada utilizada en lugar de 0,005.

8.5.1.3 Presión admisible cuando la tolerancia de circularidad es superior al 0,5%

El anexo F da un procedimiento mediante el cual se puede calcular la presión admisible para cilindros para los cuales, después de la fabricación, la tolerancia de circularidad sobrepase el 0,5%.

NOTA En la práctica, en la mayoría de los casos, cuando se respeta la tolerancia de circularidad de los cilindros, la aplicación del anexo F permitirá demostrar que la forma real es aceptable. No obstante, no se debería tomar esto como hipótesis sin aplicar el procedimiento del anexo F.

8.5.2 Cilindros sin tensor

8.5.2.1 Longitud no sostenida

En la figura 8.5-1, L viene dada por:

$$L = L_{\text{cyl}} + 0,4 h' + 0,4 h'' \quad (8.5.2-1)$$

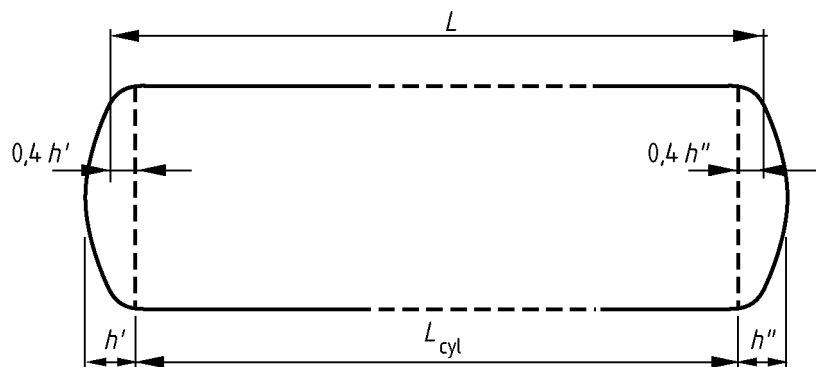


Figura 8.5-1 – Cilindro con fondos

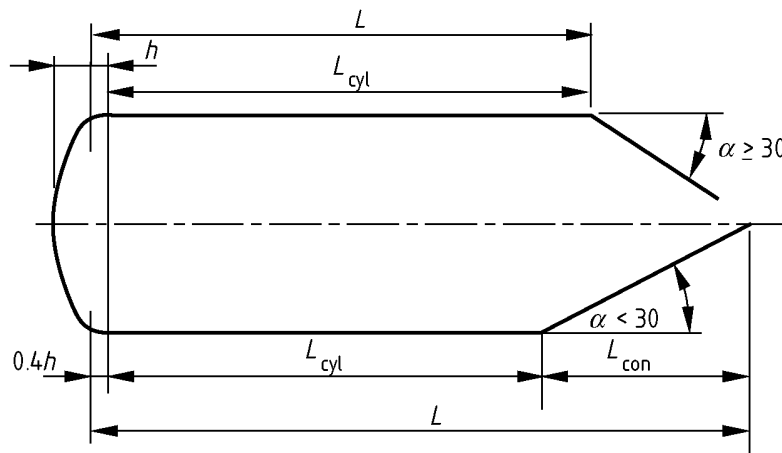
En la figura 8.5-2, L viene dada por:

- cuando $\alpha \geq 30^\circ$:

$$L = L_{\text{cyl}} + 0,4h \quad (8.5.2-2)$$

- cuando $\alpha < 30^\circ$:

$$L = L_{\text{cyl}} + 0,4h + L_{\text{con}} \quad (8.5.2-3)$$



NOTA Para las intersecciones de cono/cilindro, véase el apartado 8.6.5.

Figura 8.5-2 – Cilindro con fondo y cono

8.5.2.2 Espesor del cilindro

El espesor de un cilindro no debe ser inferior al determinado según el procedimiento siguiente:

- a) Se elige un valor para e_a y calcular P_y como sigue:

$$P_y = \frac{\sigma_e \cdot e_a}{R} \quad (8.5.2-4)$$

- b) Se calcula P_m a partir de la ecuación siguiente tomando el mismo valor admisible para e_a :

$$P_m = \frac{E \cdot e_a \cdot \varepsilon}{R} \quad (8.5.2-5)$$

donde

E es el valor del módulo de elasticidad a la temperatura de cálculo;

NOTA 1 La temperatura de cálculo se define en el apartado 3.5 y se explica en el apartado 5.3.11.

NOTA 2 En el capítulo O.4 se dan los valores de E en función de la temperatura.

ε se obtiene a partir de la figura 8.5-3 o se calcula a partir de:

$$\varepsilon = \frac{1}{n_{\text{cyl}}^2 - 1 + \frac{Z^2}{2}} \left\{ \frac{1}{\left(\frac{n_{\text{cyl}}^2}{Z^2} + 1 \right)^2} + \frac{e_a^2}{12 R^2 (1 - \nu^2)} \left(n_{\text{cyl}}^2 - 1 + Z^2 \right)^2 \right\} \quad (8.5.2-6)$$

donde

n_{cyl} es un entero obtenido a partir de la figura 8.5-4 o calculado de manera que sea mínimo el valor de P_m :

$$Z = \frac{\pi \cdot R}{L} \quad (8.5.2-7)$$

donde L se determina de acuerdo con el apartado 8.5.2.1.

NOTA La figura 8.5-3 se traza a partir de la ecuación (8.5.2-6).

c) Se calcula $\frac{P_m}{P_y}$ y se determina $\frac{P_r}{P_y}$ a partir de la curva 1) figura 8.5-5.

Debe cumplirse la relación siguiente:

$$P < P_r/S \quad (8.5.2-8)$$

Si P_r es demasiado pequeño, debe aumentarse el espesor o debe instalarse un tensor y debe repetirse el procedimiento.

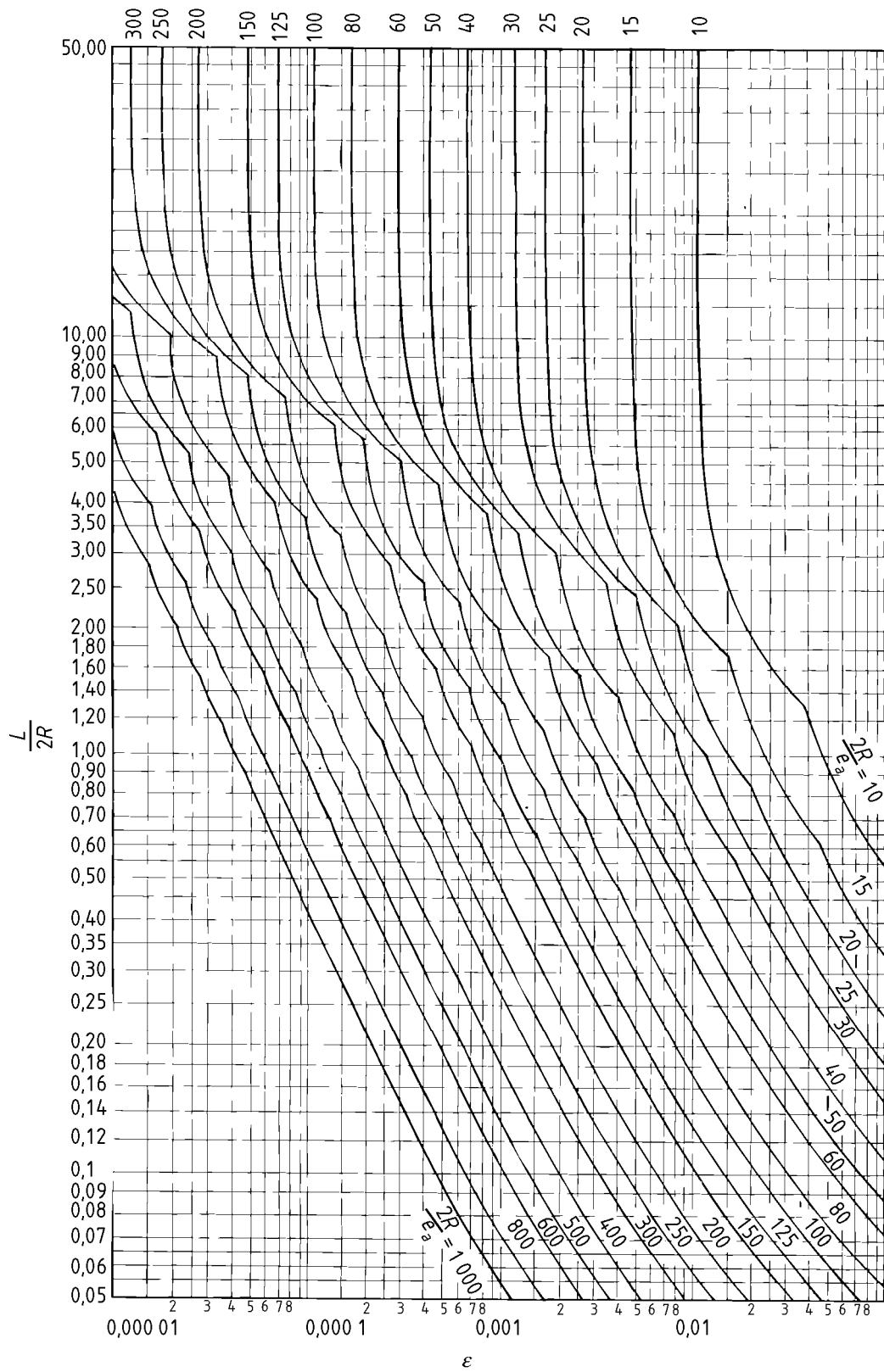


Figura 8.5-3 – Valores de ϵ

Debe utilizarse el valor de n_{cyl} correspondiente a la curva más próxima, pero en caso de duda deben considerarse los dos valores de n_{cyl} .

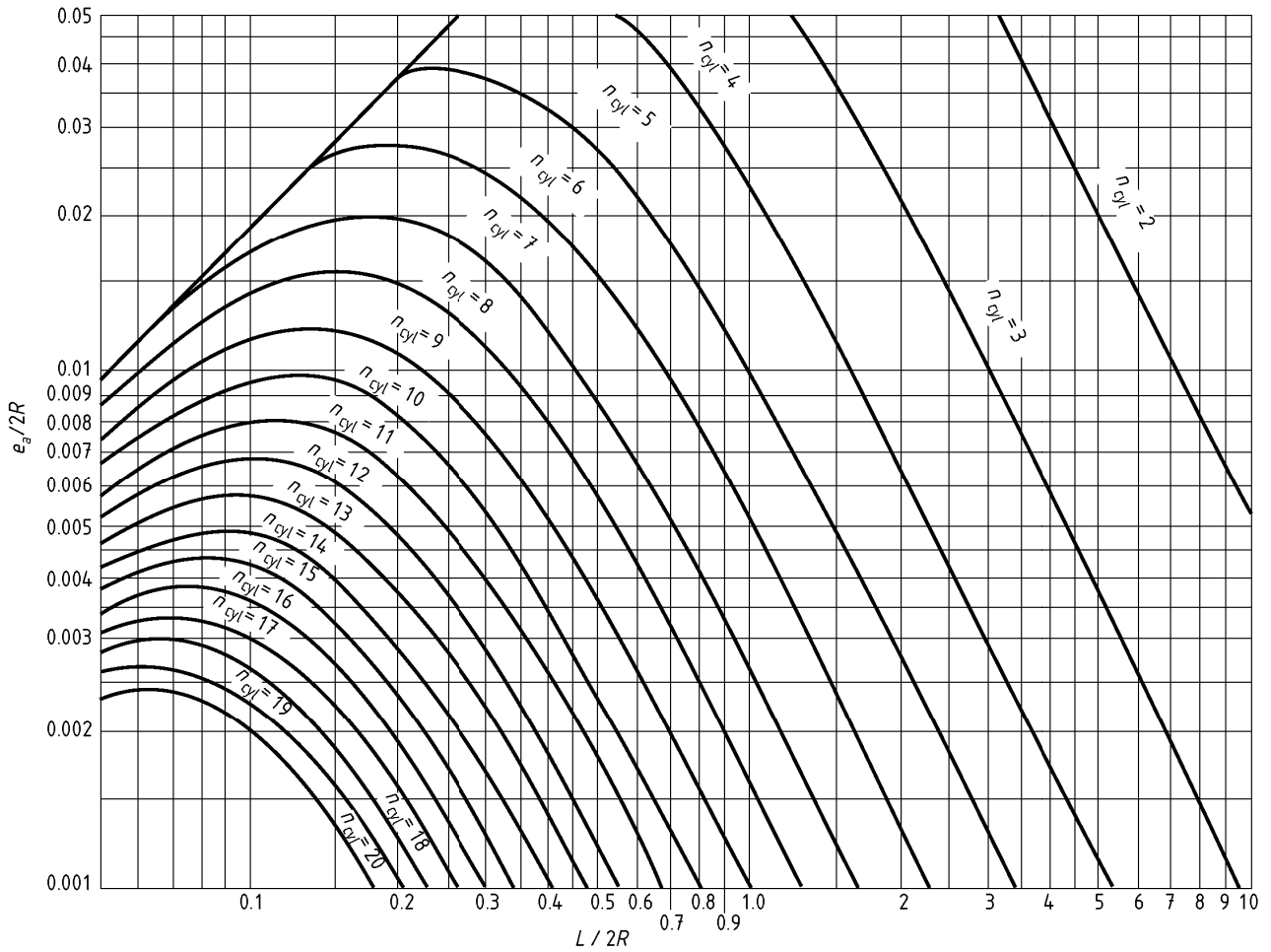
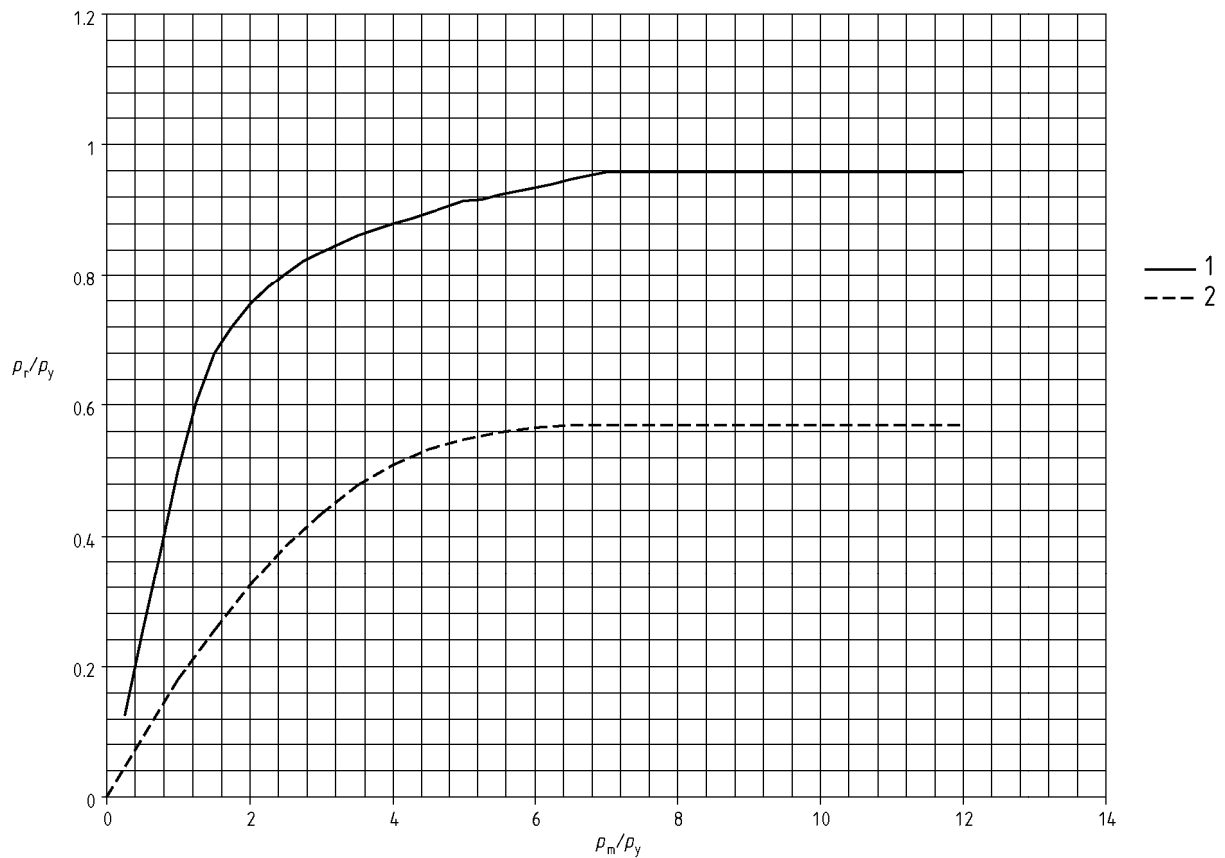


Figura 8.5-4 – Valores de n_{cyl} para los cuales P_m es mínimo



Leyenda

1 Cilindros y conos

P_m/P_y	0	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5
P_r/P_y	0	0,125	0,251	0,375	0,5	0,605	0,68	0,72	0,755	0,78	0,803	0,822	0,836	0,849	0,861
P_m/P_y		3,75	4,0	4,25	4,5	4,75	5,0	5,25	5,5	5,75	6,0	6,25	6,5	6,75	$\geq 7,0$
P_r/P_y		0,87	0,879	0,887	0,896	0,905	0,914	0,917	0,923	0,929	0,935	0,941	0,947	0,953	0,959

2 Esferas y fondos cóncavos

P_m/P_y	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3,0	3,5	4	4,5	5,0	5,5	6	$\geq 6,5$
P_r/P_y	0	0,09	0,18	0,255	0,324	0,386	0,435	0,479	0,51	0,533	0,548	0,565	0,56	0,57

Figura 8.5-5 – Valores de P_r/P_y en función de P_m/P_y

8.5.3 Cilindros con tensores

8.5.3.1 Introducción

El apartado 8.5.3 proporciona un procedimiento para determinar si un cilindro provisto de tensores especificados puede soportar la presión exterior de diseño. Todos los sensores deben calcularse como "pesados" o "ligeros". Se permite no considerar los pequeños anillos circunferenciales como tensores.

NOTA Un tensor "pesado" es habitualmente una brida soldada a tope u otro componente principal, pero esto puede ser un tensor convencional especialmente grande. Un tensor "ligero" es habitualmente un anillo (barra plana), una T, un codo o un perfil de doble T. En la mayor parte de los casos prácticos habrá varios tensores similares uniformemente repartidos a lo largo del cilindro. Resulta más económico considerar todos los tensores como "ligeros" teniendo en cuenta que la presión de hundimiento tiene en cuenta la resistencia de la envolvente para este modo de fallo, pero considerar todos estos tensores como "pesados" conduce a un cálculo más sencillo.

8.5.3.2 Longitud no sostenida

La longitud no sostenida de un cilindro provisto de tensores debe cumplir los requisitos de la tabla 8.5-1. Las dimensiones están representadas en las figuras 8.5-6, 8.5-7 y 8.5-8.

Tabla 8.5-1 – Definición de la longitud de cilindro

Cilindro con tensores ligeros	Cilindro con tensores pesados y ligeros
Para cada trozo entre tensores, separadamente	Para cada trozo entre tensores, separadamente
$L = (L'_s - w''_1) + 0,4h'$ (8.5.3-1)	$L = (L'_s - w''_1) + 0,4h'$ (8.5.3-3)
o	o
$L = L''_s - w'_2 - w''_2$ (8.5.3-2)	$L = L''_s - w'_2 - w''_2$ (8.5.3-4)
	o
	$L = L'''_s - w'_3 - w''_3$ (8.5.3-5)
Para cada tensor ligero, separadamente	Para cada tensor ligero, separadamente
$L_s = (L'_s + 0,4h' + L''_s) / 2$ (8.5.3-6)	$L_s = (L'_s + 0,4h' + L''_s) / 2$ (8.5.3-8)
o	o
$L_s = (L''_s + L'''_s) / 2$ (8.5.3-7)	$L_s = (L''_s + L'''_s) / 2$ (8.5.3-9)
Para la evaluación de β	Para la evaluación de β
$L_H = L_{cyl} + 0,4h' + 0,4h''$ (8.5.3-10)	$L_H = L' + 0,4h'$ (8.5.3-11)
	o
	$L_H = L''_H$ (8.5.3-12)
	Para cada tensor pesado
	$L_{sH} = (L'_H + 0,4h' + L''_H) / 2$ (8.5.3-13)
	o
	$L_{sH} = (L''_H + L'''_H) / 2$ (8.5.3-14)

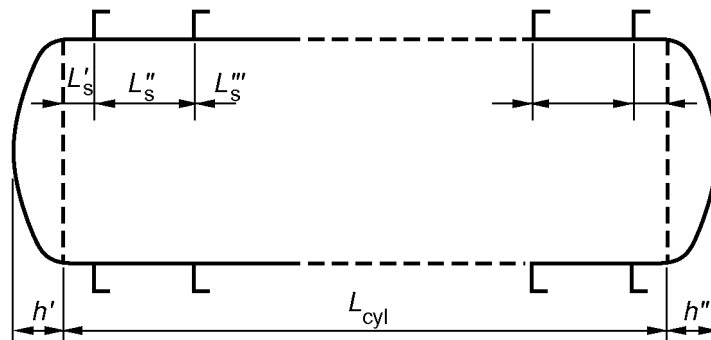


Figura 8.5-6 – Cilindro con tensores ligeros

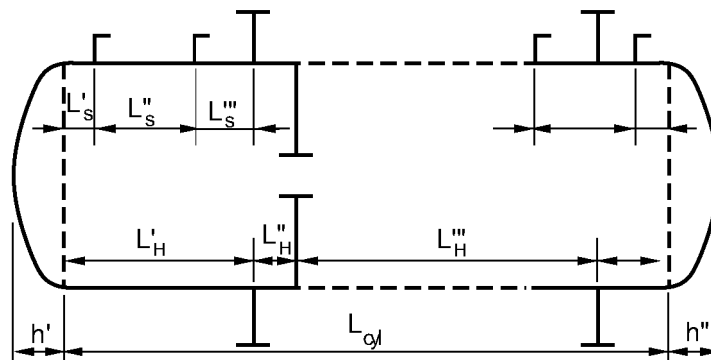


Figura 8.5-7 – Cilindro con tensores pesados y ligeros

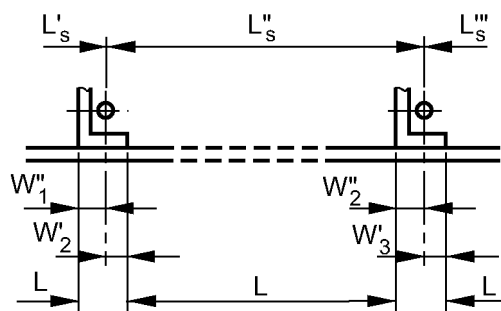


Figura 8.5-8 – Detalles dimensionales

Cuando haya bridas que cumplan una función de tensores pesados, las áreas rayadas deben determinarse como se indica en la figura 8.5-9 a). El punto 'A' debe situarse como se indica en la figura 8.5-9 b) y debe determinarse w .

El valor de A_s de una brida debe calcularse a partir del área rayada disminuida en $e_a (e_w + L_e)$.

Debe utilizarse la combinación de A_s y L_e de las dos bridas para verificar su adecuación a como tensor.

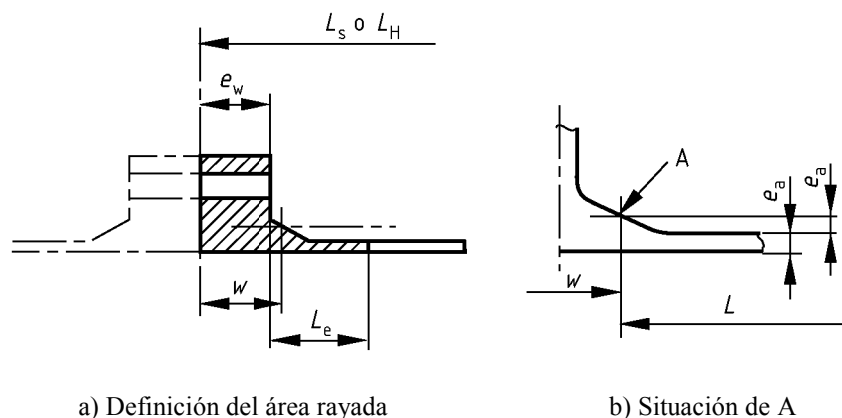


Figura 8.5-9 – Bridas como tensores pesados

8.5.3.3 Diseño de los tensores

Cuando se presentan tensores bajo la forma de anillos construidos con este fin rodeando la envolvente, tales anillos pueden situarse en el interior, en el exterior o parcialmente en el interior o parcialmente en el exterior del recipiente. Los anillos pueden igualmente combinar funciones relacionadas con el procedimiento, como por ejemplo de soporte de placas en las columnas de fraccionamiento, y resistencia a la presión exterior. Deben satisfacer los requisitos del apartado 8.5.3 y deben ser adecuados para la carga debida al funcionamiento.

Si existe un espacio entre el anillo tensor y la envolvente, la longitud de envolvente no sostenida no debe ser superior a:

$$\frac{\text{perímetro del recipiente}}{4 n_{\text{cyl}}}$$

Véase la figura 8.5-10.

Cuando exista un riesgo de corrosión en grietas, no deben utilizarse soldaduras discontinuas para la fijación de tales anillos a la envolvente.

NOTA Una primera aproximación de las dimensiones de un anillo tensor puede obtenerse tomando el 10% del área de la envolvente comprendida entre los tensores.

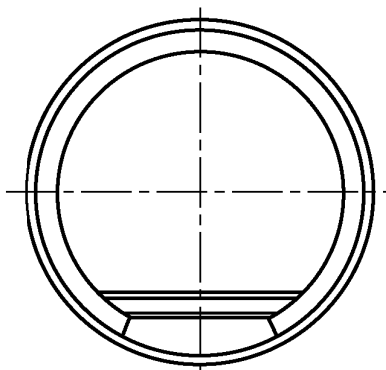


Figura 8.5-10 – Anillo tensor interior con contacto parcial con la envolvente

8.5.3.4 Hundimiento entre tensores

Cada trozo de un cilindro reforzado debe verificarse considerando el hundimiento entre tensores. El procedimiento es similar al del apartado 8.5.2.2 relativo a cilindros no tensados, pero L se determina a partir de la tabla 8.5-1 dependiendo de que el cilindro tenga tensores ligeros o una combinación de tensores ligeros y tensores pesados:

a) Se calcula P_y como sigue:

$$P_y = \frac{\sigma_e \cdot e_a}{R(1 - \gamma \cdot G)} \quad (8.5.3-15)$$

NOTA 1 La aproximación $\gamma = 0$ es segura en la medida en que conduce a una sobreestimación de la presión.

con:

$$\gamma = \frac{A_m \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)}{(A_m + w \cdot e_a)(1 + B)} \quad (8.5.3-16)$$

donde

$$A_m = \left(\frac{R^2}{R_s^2}\right) A_s \quad (8.5.3-17)$$

$$B = \frac{2 e_a \cdot N}{\delta (A_m + w \cdot e_a)} \quad (8.5.3-18)$$

$$\delta = \frac{\left[3(1 - \nu^2)\right]^{0,25}}{\sqrt{R \cdot e_a}} \quad (8.5.3-19)$$

de donde se obtiene, si $\nu = 0,3$

$$\delta = \frac{1,28}{\sqrt{R \times e_a}} \quad (8.5.3-20)$$

$$N = \frac{\cosh(\delta L) - \cos(\delta L)}{\sinh(\delta L) + \sin(\delta L)} \quad (8.5.3-21)$$

y

$$G = \frac{2 \left[\sinh\left(\frac{\delta L}{2}\right) \cos\left(\frac{\delta L}{2}\right) + \cosh\left(\frac{\delta L}{2}\right) \sin\left(\frac{\delta L}{2}\right) \right]}{\sinh(\delta L) + \sin(\delta L)} \quad (8.5.3-22)$$

NOTA 2 Si $L > 3\sqrt{R \cdot e_a}$ entonces se puede utilizar $G = 0$.

NOTA 3 Para evaluar G y N se puede utilizar la tabla 8.5-2.

- b) Se calcula P_m como se indica en el apartado 8.5.2.2 b) y se toma L de la tabla 8.5-1.
- c) Se determina P_r como se ha indicado en el apartado 8.5.2.2 c) y se verifica que se satisface la ecuación (8.5.2-8).

Tabla 8.5-2 – Valores de G y N que se pueden tomar como una primera aproximación

$\delta \cdot L$	G	N	$\delta \cdot L$	G	N
0	1,000	0	3,2	0,411	1,090
0,2	1,000	0,100	3,4	0,335	1,085
0,4	1,000	0,200	3,6	0,264	1,077
0,6	0,999	0,300	3,8	0,200	1,066
0,8	0,996	0,400	4,0	0,144	1,054
1,0	0,990	0,497	4,2	0,095	1,042
1,2	0,979	0,593	4,4	0,054	1,032
1,4	0,961	0,685	4,6	0,019	1,023
1,6	0,935	0,772	4,7	0,004	1,019
1,8	0,899	0,851	(4,73)	0,000	1,018
2,0	0,852	0,921	4,8	0,000	1,015
2,2	0,795	0,979	5,0	0,000	1,009
2,4	0,728	1,025	5,2	0,000	1,005
2,6	0,653	1,058	5,4	0,000	1,001
2,8	0,573	1,078	5,5	0,000	1,000
3,0	0,492	1,088	> 5,5	0,000	1,000

8.5.3.5 Túneles de recalentamiento/enfriamiento

Este apartado da requisitos relativos al espesor de un cilindro al cual se han fijado túneles de recalentamiento o de enfriamiento orientados según la circunferencia. Estos túneles se conocen igualmente como serpentines en semicírculo o serpentines ondulados. Dos formas típicas de construcción están ilustradas en las figuras 8.5-11 y 8.5-12.

El espesor del cilindro necesario para soportar la presión en los túneles viene dado por:

$$e = a \sqrt{\frac{P_c}{3f}} \quad (8.5.3-23)$$

donde a corresponde a lo representado en las figuras 8.5-11 y 8.5-12.

El cilindro también debe satisfacer los requisitos del apartado 7.4.2 (presión interior) y de los apartados 8.5.3.6 ó 8.5.3.7 (presión exterior), y se ignora la presión en los túneles. Desde el punto de vista de la presión exterior, los túneles se pueden considerar como tensores.

NOTA La ecuación (8.5.3-23) no tiene en cuenta la presión P considerando que ésta es vuelta a tomar por la tensión de membrana en el cilindro.

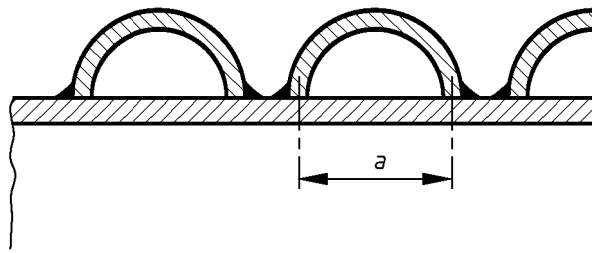


Figura 8.5-11 – Túneles de recalentamiento/enfriamiento (serpentines en semicírculo)

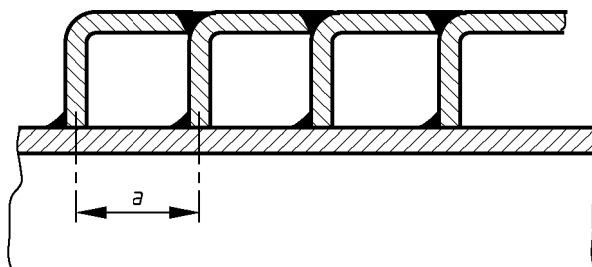


Figura 8.5-12 – Túneles de recalentamiento/enfriamiento (construcción solapada)

8.5.3.6 Cálculo de los tensores ligeros

8.5.3.6.1 Generalidades

Para resistir al hundimiento global, el cálculo de los tensores ligeros debe hacerse de acuerdo con los procedimientos descritos en los apartados 8.5.3.6.2, 8.5.3.6.3 y 8.5.3.6.4.

8.5.3.6.2 Inestabilidad elástica

Calcular P_g para $n = 2$ a $n = 6$ utilizando:

$$P_g = \frac{E \cdot e_a \cdot \beta}{R} + \frac{(n^2 - 1)}{R^3 \cdot L_s} E \cdot I_e \quad (8.5.3-24)$$

donde β se obtiene a partir de la figura 8.5-13, o se calcula a partir de:

$$\beta = \frac{1}{\left[n^2 - 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{\pi R}{L_H} \right)^2 \right] \left[n^2 \left(\frac{L_H}{\pi R} \right) + 1 \right]^2} \quad (8.5.3-25)$$

NOTA La figura 8.5-13 se ha trazado partir de la ecuación (8.5.3-25).

L_s y L_H se obtienen a partir de la tabla 8.5-1.

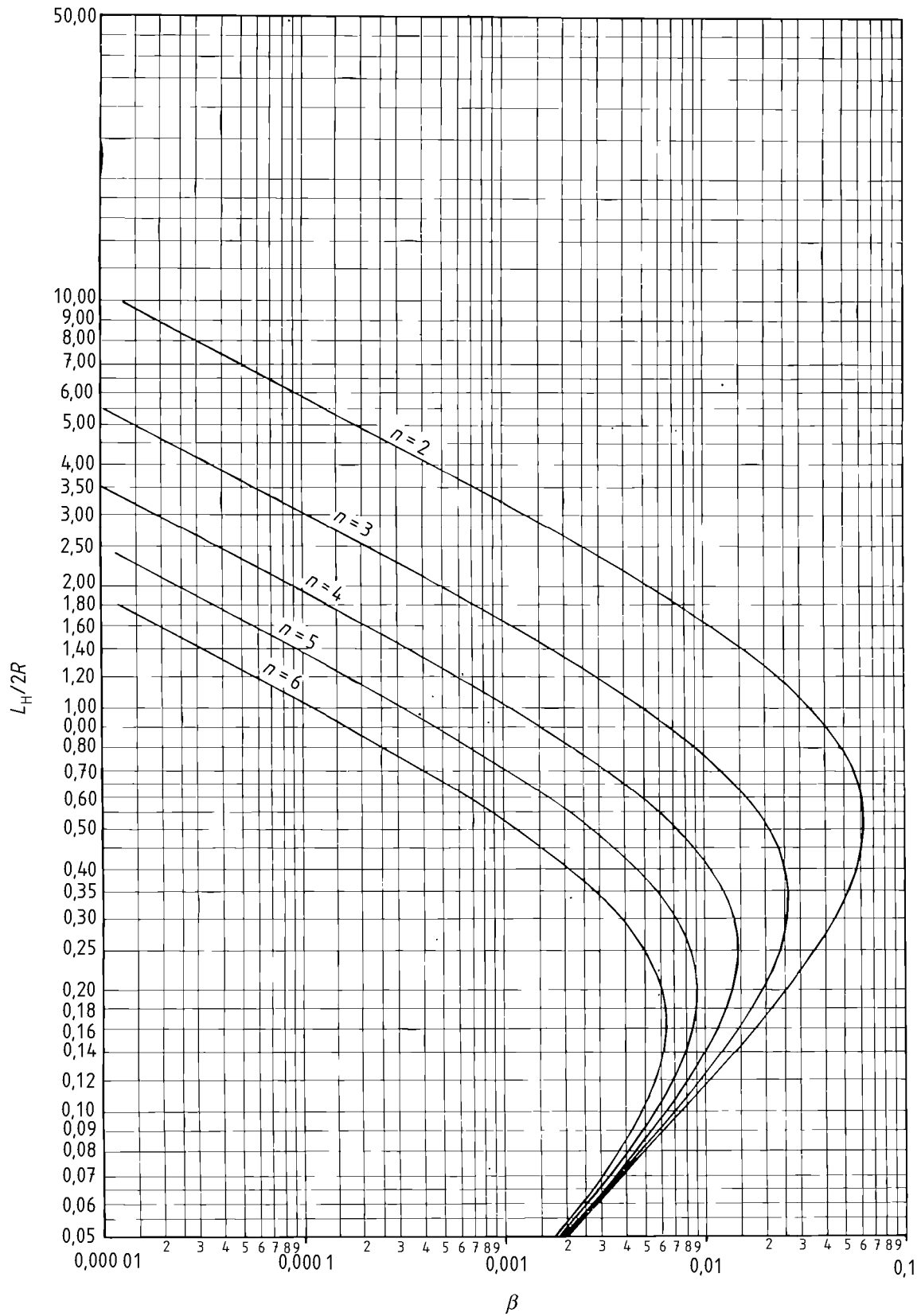


Figura 8.5-13 – Valores de β

$$I_e = \frac{e_a^3 \cdot L_e}{3} + I_s + A_s \left[\frac{e_a}{2} + \lambda (R - R_s) \right]^2 - A_e \cdot X_e^2 \quad (8.5.3-26)$$

con:

$$X_e = \frac{\left\{ \left(\frac{e_a^2}{2} \right) L_e + A_s \left[\frac{e_a}{2} + \lambda (R - R_s) \right] \right\}}{A_e} \quad (8.5.3-27)$$

donde para los tensores interiores:

$$\lambda = +1 \quad (8.5.3-28)$$

y para los tensores exteriores:

$$\lambda = -1 \quad (8.5.3-29)$$

$$A_e = A_s + e_a \cdot L_e \quad (8.5.3-30)$$

L_e se determina a partir de 8.5.3.6.3.

Para $n = 2, 3, 4, 5$ y 6 :

$$P \leq \frac{P_g}{S_f \times S} \quad (8.5.3-31)$$

donde en el caso de tensores reconstituidos o conformados en caliente (es decir, con tensiones residuales débiles):

$$S_f = 1,20 \quad (8.5.3-32)$$

y en el caso de tensores conformados en frío (es decir, con tensiones residuales elevadas):

$$S_f = 1,33 \quad (8.5.3-33)$$

Si no se satisface la ecuación (8.5.3-31) deben preverse tensores suplementarios pesados o ligeros o debe aumentarse el espesor de la pared de la envolvente.

8.5.3.6.3 Determinación de L_e

Debe utilizarse la forma siguiente para obtener L_e cuando $0,001095 \leq e_a/R \leq 0,0346$. Cuando $e_a/R > 0,0346$ L_e se obtiene utilizando la fórmula con el valor real de L_s/R pero con $e_a/R = 0,0346$.

$$L_e / R = \frac{Y_1 \sqrt{e_a / R}}{\sqrt{Y_3 \cdot x + \sqrt{1 + Y_2 \cdot x^2}}} \quad (8.5.3-34)$$

con:

$$x = n^2 \left(\frac{e_a}{R} \right) \quad (8.5.3-35)$$

$$u = \frac{\frac{L_s}{R}}{\sqrt{\frac{e_a}{R}}} \quad (8.5.3-36)$$

Los valores de Y_1 , Y_2 y Y_3 se dan en la tabla 8.5-3.

Tabla 8.5-3 – Parámetros para el cálculo de L_e

Para $u =$	$Y_1 =$	$Y_2 =$	$Y_3 =$
$u \leq 1$	$u/(1/1,098 + 0,03u^3)$	0	$0,6 (1 - 0,27u)u^2$
$1 < u < 2,2$		$u-1$	
$2,2 \leq u \leq 2,9$		1,2	
$2,9 < u < 4,1$	$1,2 + 1,642/u$	1,2	$0,75 + 1,0/u$
$4,1 \leq u < 5$	$1,556 + 0,183/u$		
$5 \leq u$			$0,65 + 1,5/u$

8.5.3.6.4 Tensiones máximas en los tensores

σ_s debe calcularse de la manera siguiente:

$$\sigma_s = S \cdot S_f \left(\frac{P \cdot \sigma_{es}}{P_{ys}} \right) + \frac{E \cdot \bar{d} \cdot 0,005 (n^2 - 1) P \cdot S \cdot S_f}{R (P_g - P \cdot S \cdot S_f)} \quad (8.5.3-37)$$

donde

$$P_{ys} = \frac{\sigma_{es} \cdot e_a \cdot R_f}{R^2 \left(1 - \frac{\nu}{2} \right)} \left[1 + \frac{A_m}{w_i \cdot e_a + \frac{2 N \cdot e_a}{\delta}} \right] \quad (8.5.3-38)$$

con

A_m obtenido a partir de la ecuación (8.5.3-17);

δ obtenido a partir de la ecuación (8.5.3-19);

N obtenido a partir de la ecuación (8.5.3-21) o de la tabla 8.5-2;

y para cada tensor:

$$w_i = w'_i + w''_i \quad (8.5.3-39)$$

y

$$\bar{d} = \text{máx.} \left\{ \left[\lambda (R - R_f) - X_e + \frac{e_a}{2} \right]; X_e \right\} \quad (8.5.3-40)$$

S_f se obtiene a partir de la ecuación (8.5.3-32) o (8.5.3-33);

P_g se obtiene a partir de la ecuación (8.5.3-24).

Para todo el cálculo:

- las longitudes L , L_s deben tomarse de acuerdo con la tabla 8.5-1;
- L_e se determina a partir de 8.5.3.6.3 para cada valor de n .

Para $n = 2, 3, 4, 5$ y 6 :

$$0 \leq \sigma_s \leq \sigma_{es} \quad (8.5.3-41)$$

Deben preverse tensores suplementarios o tensores más pesados o debe aumentarse el espesor si no se satisface la ecuación (8.5.3-41).

NOTA La simplificación $A_m = 0$ se permite siempre pero conduce a una sección de tensor más importante.

8.5.3.7 Cálculo de los tensores pesados

8.5.3.7.1 Evaluación de la presión de hundimiento

Para cada tensor pesado se calcula:

$$P_H = \frac{3}{R^3 \cdot L_{sH}} E \cdot I_{eH} \quad (8.5.3-42)$$

con L_{sH} de acuerdo con la tabla 8.5-1;

$$I_{eH} = \frac{e_a^3 \cdot L_{eH}}{3} + I_s + A_s \left[\frac{e_a}{2} + \lambda (R - R_s) \right]^2 - A_e \cdot X_{eH}^2 \quad (8.5.3-43)$$

donde

L_{eH} se determina a partir de la ecuación (8.5.3-34) con $L_s = L_{sH}$ en la ecuación (8.5.3-36);

$$X_{eH} = \frac{\frac{e_a^2 \cdot L_{eH}}{2} + A_s \left[\frac{e_a}{2} + \lambda (R - R_s) \right]}{A_e} \quad (8.5.3-44)$$

λ se determina a partir de la ecuación (8.5.3-28) o (8.5.3-29);

$$A_e = A_s + e_a \cdot L_{eH} \quad (8.5.3-45)$$

Para cada tensor pesado se requiere que:

$$P \leq \frac{P_H}{S_f \cdot S} \quad (8.5.3-46)$$

donde S_f se determina a partir de las ecuaciones (8.5.3-32) o (8.5.3-33).

8.5.3.7.2 Evaluación de la tensión máxima

Se calcula σ_H de la manera siguiente:

$$\sigma_H = S \cdot S_f \frac{P \cdot \sigma_s}{P_{ys}} + \frac{E \cdot \bar{d} \cdot 0,015 P \cdot S \cdot S_f}{R (P_H - P \cdot S \cdot S_f)} \quad (8.5.3-47)$$

donde P_{ys} viene dado por la ecuación (8.5.3-38).

NOTA Se trata de la misma fórmula que para σ_s en el cálculo de los tensores ligeros, pero con $n = 2$.

σ_H debe satisfacer la relación siguiente:

$$0 < \sigma_H < \sigma_{es} \quad (8.5.3-48)$$

Deben preverse tensores suplementarios o tensores más pesados o debe aumentarse el espesor de la pared de la envolvente si no se satisface la ecuación (8.5.3-48).

8.5.3.8 Inclinación de los tensores

8.5.3.8.1 Para un tensor distinto de una pletina

a) σ_i debe satisfacer lo que sigue:

$$\sigma_i = E \cdot C \left(\frac{P_{ys}}{P} \right) > \sigma_{es} \quad (8.5.3-49)$$

Para los tensores representados en las figuras 8.5-14, 8.5-15 y 8.5-17, C debe calcularse de la forma siguiente:

$$C = \frac{d \cdot e_w^3 + 8 e_f \cdot w_f^3}{r_i \left[6 d^2 \cdot e_w + 12 e_f \cdot w_f (2 d + e_f) \right]} \quad (8.5.3-50)$$

y para el tensor representado en la figura 8.5-16, C es igual a:

$$C = \frac{e_f \cdot w_f^3}{r_i \left[6 d^2 \cdot e_w + 6 e_f \cdot w_f (2 d + e_f) \right]} \cdot \left[\frac{4 d \cdot e_w + 3 w_f \cdot e_f}{d \cdot e_w + 3 w_f \cdot e_f} \right] \quad (8.5.3-51)$$

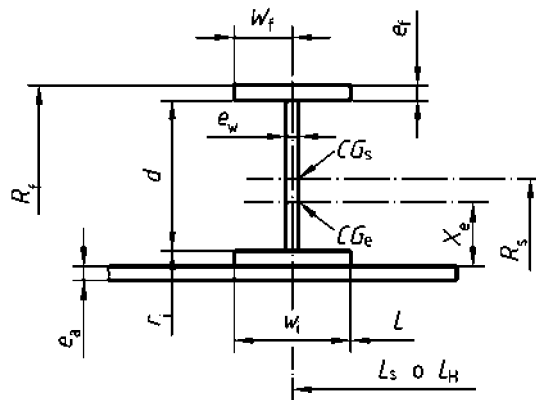


Figura 8.5-14 – Tensor exterior de sección en I

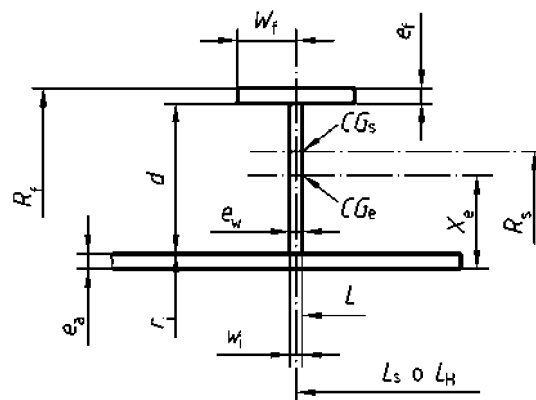


Figura 8.5-15 – Tensor exterior de sección en T

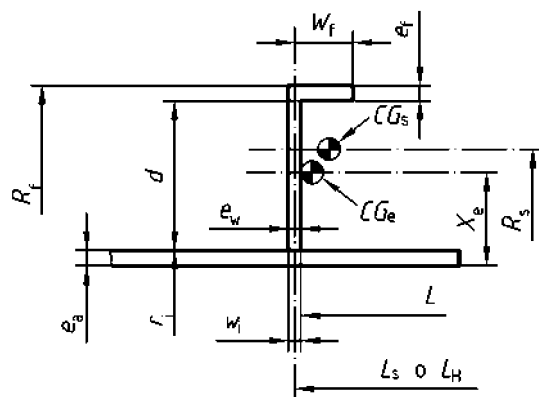


Figura 8.5-16 – Codo exterior

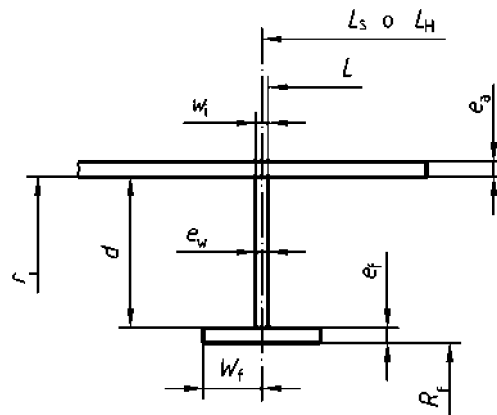


Figura 8.5-17 – Tensor interior de sección en T

a) Si la extremidad del tensor alejada de la pared del recipiente tiene un ala, debe satisfacer lo siguiente:

$$\frac{d}{e_w} \leq \text{máx.} \left(1,1 \sqrt{\frac{E}{\sigma_{es}}}; 0,67 \sqrt{\frac{E \cdot P_{ys}}{\sigma_{es} \cdot P}} \right) \quad (8.5.3-52)$$

o

$$\frac{w_f}{e_f} \leq \text{máx.} \left(0,5 \sqrt{\frac{E}{\sigma_{es}}}; 0,32 \sqrt{\frac{E \cdot P_{ys}}{\sigma_{es} \cdot P}} \right) \quad (8.5.3-53)$$

8.5.3.8.2 Para un tensor constituido por una pletina

$$\frac{\sigma_i}{4} > \frac{P \cdot \sigma_{es}}{P_{ys}} \quad (8.5.3-54)$$

σ_i se debe obtener a partir de la tabla 8.5-4 para los tensores interiores o partir de la tabla 8.5-5 4 para los sensores exteriores, tomando para n_{cyl} el valor determinado partir de la fórmula 8.5-4.

Tabla 8.5-4 – Valores de $(\sigma_i/E) (d/e_w)^2$ para los tensores interiores constituidos por pletinas

d/R n_{cyl}	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
2	0,0119	0,0236	0,0466	0,0691	0,0913	0,114	0,135	0,157	0,180	0,202	0,225
3	0,0239	0,0461	0,0865	0,123	0,156	0,187	0,217	0,247	0,276	0,305	0,334
4	0,0395	0,0734	0,130	0,176	0,216	0,252	0,286	0,319	0,353	0,386	0,421
5	0,0577	0,103	0,171	0,223	0,266	0,304	0,341	0,378	0,416	0,456	0,498
6	0,0778	0,132	0,208	0,262	0,306	0,347	0,387	0,428	0,472	0,517	0,570
7	0,0981	0,160	0,240	0,294	0,340	0,382	0,427	0,474	0,527	0,580	0,643
8	0,119	0,186	0,268	0,322	0,369	0,415	0,465	0,517	0,580	0,647	0,725
9	0,139	0,210	0,290	0,345	0,394	0,445	0,502	0,565	0,638	0,720	0,812
10	0,158	0,231	0,310	0,365	0,417	0,474	0,536	0,614	0,696	0,792	0,903
11	0,176	0,249	0,328	0,383	0,440	0,502	0,575	0,662	0,758	0,874	1,010
12	0,193	0,266	0,343	0,400	0,461	0,531	0,614	0,715	0,831	0,966	1,121
13	0,209	0,280	0,356	0,416	0,483	0,560	0,657	0,768	0,903	1,058	—
14	0,224	0,293	0,368	0,431	0,502	0,594	0,700	0,831	0,981	—	—
15	0,237	0,304	0,379	0,446	0,527	0,628	0,749	0,894	1,068	—	—
16	0,249	0,314	0,389	0,461	0,551	0,662	0,797	0,961	—	—	—
17	0,260	0,324	0,399	0,476	0,575	0,696	0,850	1,034	—	—	—
18	0,270	0,332	0,409	0,493	0,599	0,734	0,903	1,106	—	—	—
19	0,279	0,339	0,418	0,507	0,623	0,773	0,961	—	—	—	—
20	0,287	0,346	0,427	0,522	0,652	0,816	1,019	—	—	—	—

NOTA 1 Como el valor máximo de $(\sigma_i/E) (d/e_w)^2$ está limitado a 1,14, no se debería extrapolar los valores de la expresión más allá de este valor.

NOTA 2 Para los valores intermedios de d/R , se utiliza interpolación logarítmica (decimal).

EJEMPLO:

Para $n_{cyl} = 2$ el valor de $(\sigma_i/E) (d/e_w)^2$ se necesita para $d/R = 0,05$ y entonces:

$$z = \lg(0,0466) + \left[\lg(0,0691) - \lg(0,0466) \right] \left[\frac{0,05 - 0,04}{0,06 - 0,04} \right]$$

$$(\sigma_i/E) (d/e_w)^2 = 10^z = 0,0567$$

Tabla 8.5-5 – Valores de $(\sigma/E) (d/e_w)^2$ para los tensores exteriores constituidos por pletinas

d/R n_{cyl}	0,01	0,011	0,012	0,015	0,02	0,025	0,03	0,04	0,045	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
2	0,012	0,0132	0,0144	0,0180	0,0241	0,0303	0,0366	0,0492	0,0557	0,0622	0,0755	0,103	0,133	0,164	0,198	0,236	0,277	0,324
3	0,0257	0,0284	0,0311	0,0374	0,0537	0,0687	0,0846	0,119	0,138	0,157	0,201	0,310	0,462	0,695	1,10	1,99*		
4	0,0466	0,0517	0,0570	0,0734	0,103	0,137	0,175	0,268	0,326	0,395	0,581	1,44*						
5	0,0768	0,0860	0,0955	0,126	0,187	0,263	0,361	0,679	0,965	1,46*								
6	0,120	0,136	0,153	0,211	0,340	0,537	0,881	1,44*										
7	0,183	0,211	0,242	0,356	0,677	1,48*												
8	0,279	0,331	0,390	0,648	1,92*													
9	0,438	0,541	0,676	1,49*														
10	0,736	0,998	1,42*															
11	1,49*																	

* Estos valores se dan para permitir una interpolación de los valores intermedios.

NOTA 1 Bajo presión exterior, el pandeo no se puede producir para $n > 10$, $d/R > 0,01$.

NOTA 2 El valor máximo de $(\sigma/E) (d/e_w)^2$ está limitado a 1,14.

NOTA 3 Para los valores intermedios de d/R se utiliza interpolación logarítmica.

8.6 Envolverte cónica

8.6.1 Generalidades

Este apartado da los requisitos para el espesor de una envolverte cónica tal que $\alpha \leq 75^\circ$.

Las tolerancias deben ser las mismas que para las envolvertes cilíndricas – véase el apartado 8.5.1.

NOTA El procedimiento es similar al utilizado para las envolvertes cilíndricas.

8.6.2 Notaciones complementarias específicas para los conos

Las abreviaturas y los símbolos específicos siguientes se utilizan como complemento de los del apartado 8.3.

- d' es la distancia a la extremidad exterior de un tensor, véase la ecuación (8.6.4-8);
- e es el espesor mínimo a lo largo de la longitud total del cono;
- I'_e es el momento de inercia del área de la combinación tensor/envolverte, véase la ecuación (8.6.4-2);
- $I'_{e,i}$ es el momento de inercia combinado del tensor i y de la envolverte a una distancia axial X_i de la base pequeña del cono y para valores distintos de e_a para cada trozo entre tensores, véase la ecuación (8.6.4-7);
- L'_e, L''_e son las longitudes participantes de la envolverte adyacente al tensor, véase la figura 8.6-1;
- N_V es el número de trozos entre tensores ligeros a lo largo de la longitud L_H ;
- R_i es el radio medio de la sección más delgada de un cono, medida en el plano del tensor i , véase la figura 8.6-6;
- $R_{m\acute{a}x.}$ es el radio máximo de una envolverte cónica para una verificación relativa al hundimiento entre tensores, véanse las figuras 8.6.2, 8.6-3 y 8.6-6;
- $\overline{R}_{m\acute{a}x.}$ es el radio máximo de la envolverte cónica para una verificación relativa al hundimiento global, véanse las figuras 8.6-4 y 8.6-5;
- R_n es el radio medio de la envolverte cónica para una verificación relativa al hundimiento entre tensores, véanse las figuras 8.6-2, 8.6-3 y 8.6-6;
- \overline{R}_n es el radio medio de la envolverte cónica para una verificación relativa al hundimiento global, véanse las figuras 8.6-4 y 8.6-5;
- X_w es la distancia entre el centro de gravedad del alma y el centro de gravedad del conjunto del tensor más la envolverte, véase la figura 8.6-1;
- X_f es la distancia entre el centro de gravedad del ala y el centro de gravedad del conjunto del tensor más la envolverte, véase la figura 8.6-1;
- X'_s, X''_s son las distancias entre el centro de gravedad del conjunto del tensor más la envolverte y los centros de gravedad de los trozos de envolverte participantes, adyacentes al tensor, véase la figura 8.6-1;
- X_i es el paso, medido a lo largo del eje, del tensor i , véase la figura 8.6-6;
- σ_1 es la tensión circunferencial en la unión sin refuerzo;
- σ_2 es la tensión circunferencial máxima en el cilindro, véase la ecuación (8.6.5-1).

8.6.3 Hundimiento entre tensores

El procedimiento siguiente debe utilizarse para el cálculo de conos de acuerdo con la figura 8.6-2 para prevenirse contra el hundimiento entre tensores:

- a) Estimar un valor para e_a y calcular

$$P_y = \frac{e_a \sigma_e \cos \alpha}{R_{\text{máx.}}} \tag{8.6.3-1}$$

NOTA Esta es la misma ecuación que la ecuación (8.5.3-15) relativa a P_y , donde e_a se ha sustituido por $e_a \cos \alpha$, R se ha sustituido por $R_{\text{máx.}}$ y con $\gamma=0$.

- b) Calcular

$$P_m = \frac{E e_a \varepsilon \cos^3 \alpha}{R_n} \tag{8.6.3-2}$$

ε se debe determinar a partir de la figura 8.5-3 tomando $\frac{L}{2R_n \cos \alpha}$ en lugar de $\frac{L}{2R}$ y $\frac{2R_n \cos \alpha}{e_a}$ en lugar de $\frac{2R}{e_a}$.

R_n y $R_{\text{máx.}}$ se deben definir de acuerdo con las figuras 8.6-2 a 8.6-6.

NOTA La ecuación (8.6.3-2) para P_m es la misma que la ecuación (8.5.2-5) sustituyendo $e_a \cos \alpha$ por e_a ; $R_n \cos^2 \alpha$ por R ; $\varepsilon \cos^4 \alpha$ por ε y $L \cos \alpha$ por L .

- c) Calcular P_m y determinar P_r a partir de la curva 1 de la figura 8.5-5.

La presión de cálculo debe satisfacer el siguiente requisito:

$$P \leq \frac{P_r}{S} \tag{8.6.3-3}$$

Si no se satisface la ecuación (8.6.3-3), se debe aumentar el espesor, o disminuir la distancia entre los tensores.

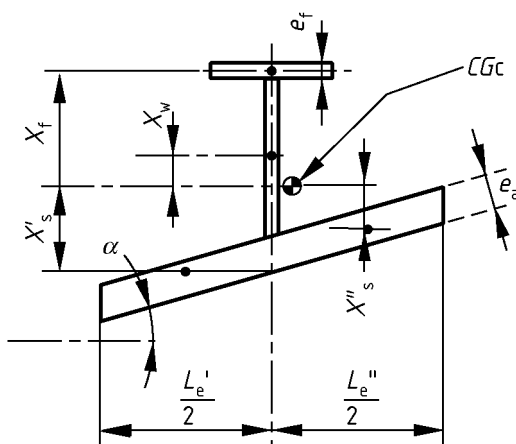


Figura 8.6-1 – Elementos de la estructura

8.6.4 Hundimiento global de una envolvente cónica y separación

8.6.4.1 Espesor de envolvente constante, dimensiones y separación entre tensores constantes

8.6.4.1.1 Generalidades

Los requisitos relativos a las dimensiones de los anillos tensores para resistir la inclinación, especificados para los cilindros en el apartado 8.5.3.8, se aplican sin ninguna modificación.

Los tensores interiores en conos no están cubiertos por estos requisitos.

8.6.4.1.2 Tensores ligeros

El diseño de tensores ligeros en conos de espesor constante, como los representados en la figura 8.6-3, sigue el método para los tensores ligeros en cilindros del apartado 8.5.3.6 con las siguientes modificaciones:

$$P_g = \frac{E \cdot e_a \cdot \beta \cos^3 \alpha}{\bar{R}_n} + \frac{(n^2 - 1) E \cdot l'_e \cos \alpha}{\bar{R}_{\text{máx.}}^3 \cdot L_s} \quad (8.6.4-1)$$

donde β debe determinarse a partir de la figura 8.5-13 o de la ecuación (8.5.3-25) con $\bar{R}_n \cos \alpha$ en lugar de R .

\bar{R}_n y $\bar{R}_{\text{máx.}}$ deben ser como se definen en las figuras 8.6-4 y 8.6-5:

$$l'_e = A_f \cdot X_f^2 + A_w \cdot X_w^2 + \left(\frac{e_a \cdot L'_e}{2} \right) X_s^2 + \left(\frac{e_a \cdot L''_e}{2} \right) X_s^{n^2} + l_f + l_w + \left(\frac{e_a}{12} \right) \sin^2 \alpha \left[\left(\frac{L'_e}{2} \right)^3 + \left(\frac{L''_e}{2} \right)^3 \right] + \left(\frac{e_a^3}{12} \right) \cos^2 \alpha \left(\frac{L'_e}{2} + \frac{L''_e}{2} \right) \quad (8.6.4-2)$$

L'_e y L''_e deben calcularse de acuerdo con el apartado 8.5.3.6.3 con:

$$x = n^2 \left(\frac{e_a}{R_i \cdot \cos \alpha} \right) \quad (8.6.4-3)$$

$$u = \frac{\frac{L_s}{R_i}}{\sqrt{\frac{e_a}{R_i} \cos \alpha}} \quad (8.6.4-4)$$

donde R_i es el radio medio de la envolvente medido en el tensor i .

Para calcular la tensión máxima en los tensores, se utiliza:

$$\sigma_s = S \cdot S_f \left(\frac{P \cdot \sigma_{es}}{P_{ys}} \right) + \left(\frac{E \cdot \bar{d}'}{\bar{R}_{\text{máx.}}} \right) \frac{0,005 (n^2 - 1) P \cdot S \cdot S_f}{(P_g - P \cdot S \cdot S_f)} \quad (8.6.4-5)$$

donde

$$P_{ys} = \frac{\sigma_{es} \cdot e_a \cdot R_f \cos \alpha}{\bar{R}_{\text{máx.}}^2 (1 - \nu/2)} \left[1 + \frac{A_m}{e_a \cdot \cos \alpha \left(\frac{W_i}{\cos \alpha} + 2 \frac{N}{\delta} \right)} \right] \quad (8.6.4-6)$$

$$\delta = 1,28 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{R_i \cdot e_a}} \quad (8.6.4-7)$$

$$\bar{d}' = X_f + \frac{e_f}{2} \quad (8.6.4-8)$$

8.6.4.1.3 Tensores pesados

El diseño de tensores pesados en conos de espesor constante, como los representados en la figura 8.6-3, sigue el método para los tensores pesados en cilindros del apartado 8.5.3.7 con las siguientes modificaciones:

$$P_H = \frac{3E \cdot l'_{eH} \cos \alpha}{\bar{R}_{\text{máx.}}^3 \cdot L_{sH}} \quad (8.6.4-9)$$

$\bar{R}_{\text{máx.}}$ debe ser como se define en las figuras 8.6-4 y 8.6-5.

L_{sH} está de acuerdo con la tabla 8.5-1.

$$l'_{eH} = A_f \cdot X_f^2 + A_w \cdot X_w^2 + \left(\frac{e_a \cdot L'_{eH}}{2} \right) (X'_s)^2 + \left(\frac{e_a \cdot L''_{eH}}{2} \right) (X''_s)^2 + l_f + l_w + \left(\frac{e_a}{12} \right) \text{sen}^2 \alpha \left[\left(\frac{L'_{eH}}{2} \right)^2 + \left(\frac{L''_{eH}}{2} \right)^2 \right] + \left(\frac{e_a^3}{12} \right) \cos^2 \alpha \left(\frac{L'_{eH}}{2} + \frac{L''_{eH}}{2} \right) \quad (8.6.4-10)$$

L'_{eH} y L''_{eH} deben calcularse de acuerdo con el apartado 8.5.3.6.3 con:

$$x = n^2 \left(\frac{e_a}{R_i \cdot \cos \alpha} \right) \quad (8.6.4-11)$$

$$u = \frac{\frac{L_s}{R_i}}{\sqrt{\frac{e_a}{R_i} \cos \alpha}} \quad (8.6.4-12)$$

y L_s se sustituye por L_{sH} .

Para calcular la tensión máxima en los tensores, se utiliza:

$$\sigma_H = S \cdot S_f \left(\frac{P \cdot \sigma_s}{P_{ys}} \right) + \left(\frac{E \cdot \bar{d}'}{R_{\max.}} \right) \frac{0,015 P \cdot S \cdot S_f}{(P_H - P \cdot S \cdot S_f)} \quad (8.6.4-13)$$

donde P_{ys} viene dado por la ecuación (8.6.4-6).

8.6.4.2 Espesor de envoltente variable, dimensiones o separaciones entre tensores variables

El espesor mínimo de la envoltente para toda la longitud comprendida entre los planos formados por elementos de soporte significativos debe determinarse con ayuda de la ecuación 8.6.3.

Los requisitos relativos a las dimensiones del anillo tensor se deben aplicar sin ninguna modificación.

Para el cálculo relativo a los tensores ligeros, de dimensiones o separaciones variables o instalados sobre conos de espesor variable según lo representado en la figura 8.6-6, se permite utilizar el método de verificación de cilindros reforzados con las ecuaciones del apartado 8.6.3, asociado a una de las condiciones siguientes.

- Cuando las dimensiones y la separación entre tensores sean constantes, se toma el espesor mínimo a lo largo de la sección considerada para el cálculo de P_g y P_y .
- Se considera cada tensor separadamente tomando el espesor mínimo apropiado de la envoltente y $R_{\max.}$ para los dos medios trozos a cada lado del tensor y $\beta = 0$.
- Se considera cada tensor por separado tomando el espesor mínimo apropiado y $R_{\max.}$ para los dos medios trozos a cada lado del tensor.

Cuando $n > 2$ se calcula P_e , como en b) y cuando $n = 2$ se utiliza la ecuación siguiente:

$$P_g = \frac{E \cdot \bar{e} \cdot \beta \cos^3 \alpha}{R_n} + \frac{2 E \cdot \cos \alpha (n^2 - 1)}{L_H} \cdot \sum_{i=0}^{i=N_\gamma} \frac{I'_{e,i} \cdot \sin^2 \alpha \left[\frac{\pi X_i}{L_C} \right]}{R_1^3} \quad (8.6.4-14)$$

donde β debe determinarse a partir de la figura 8.5-13 con $\frac{L_H}{2 R_n \cos \alpha}$ en lugar de $\frac{L_H}{2 R}$ o de la ecuación (8.5.3-25) con $\bar{R}_n \cos \alpha$ en lugar de R .

8.6.5 Intersecciones cono-cilindro

8.6.5.1 Planos donde el soporte es significativo

En ausencia de una parte teórica de enlace, la intersección entre un cono y un cilindro (en la base grande y en la pequeña) constituye un plano de soporte si $\alpha \geq 30^\circ$ y si n_{cyl} . (El número de ondas para la presión mínima de pandeo obtenido a partir de la figura 8.5-4, o a partir de la aplicación de la ecuación 8.5.3-24 cuando sólo hay tensores ligeros) no es igual a dos ni para el cono ni para el cilindro.

Cuando no se cumplen las condiciones anteriores (bien sea $\alpha < 30^\circ$ o $n_{cyl} = 2$), la distancia L entre los planos de soporte formados por las intersecciones es la suma de la longitud o longitudes efectivamente no soportadas del cilindro o cilindros más la longitud axial del cono. El espesor del cono y del cilindro pequeño no debe ser inferior al espesor del cilindro requerido según el apartado 8.5.3.4 y si hay tensores ligeros deben instalarse con la separación determinada en el apartado 8.6.3.1 sobre el cono y el cilindro pequeño, así como sobre el cilindro unido a la base grande.

8.6.5.2 Refuerzo de la intersección en la base pequeña

Debe preverse un refuerzo bajo la forma de un espesor aumentado y/o un tensado local, si es necesario mantener la tensión circunferencial local en la base pequeña del cono dentro de límites aceptables, utilizando el procedimiento siguiente.

Calcular la tensión circunferencial máxima en el cilindro:

$$\sigma_2 = \frac{P \cdot R (1 - \gamma \cdot G)}{e} \quad (8.6.5-1)$$

Calcular la tensión circunferencial máxima σ_1 en la unión no reforzada de espesor e_a .

NOTA No existe ninguna fórmula sencilla para el cálculo de σ_1 y se necesita un método de análisis de tensiones.

Si $\sigma_1 \leq \sigma_2$, no es necesario ningún refuerzo. Si se necesita un refuerzo, el espesor del cono o del cilindro, o los dos, se aumenta o bien se añade material suplementario como un tensor anular o una pieza de transición de tal manera que σ_1 , según un nuevo cálculo, sea inferior o igual a σ_2 .

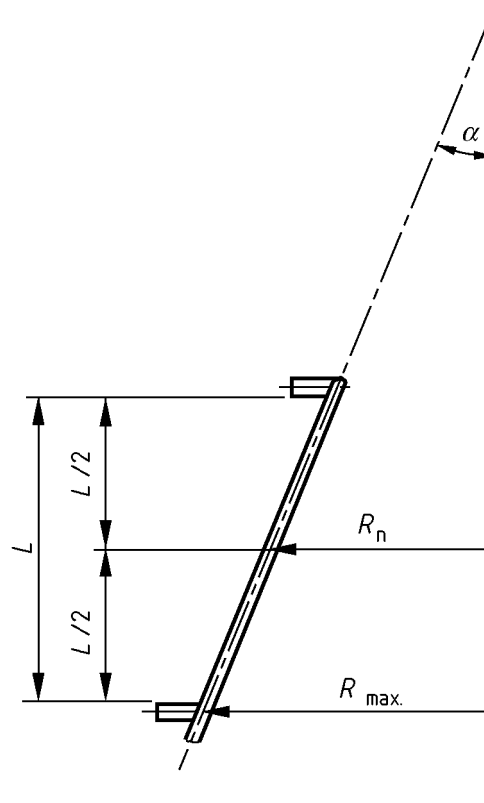


Figura 8.6-2 – Cono no reforzado entre dos anillos tensores

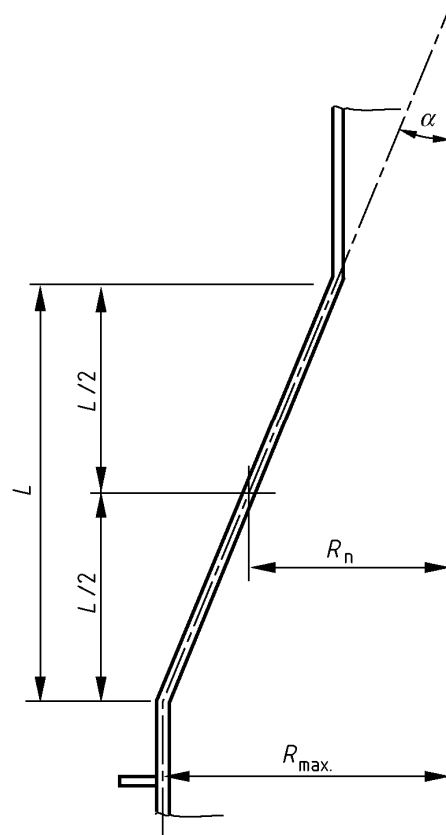


Figura 8.6-3 – Cono no reforzado entre uniones con cilindros

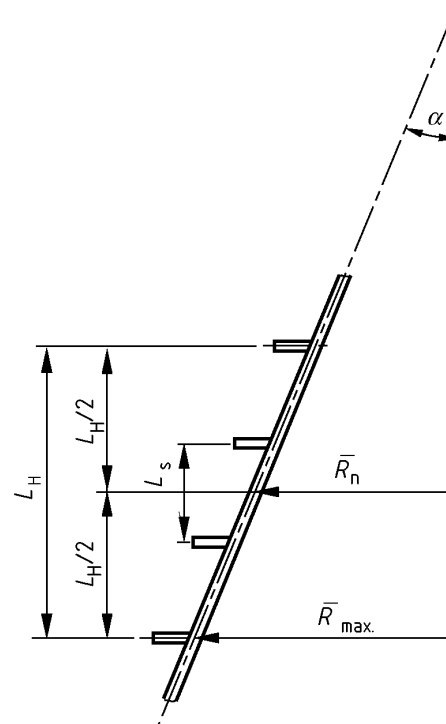


Figura 8.6-4 – Envoltura cónica reforzada con tensores pesados y ligeros

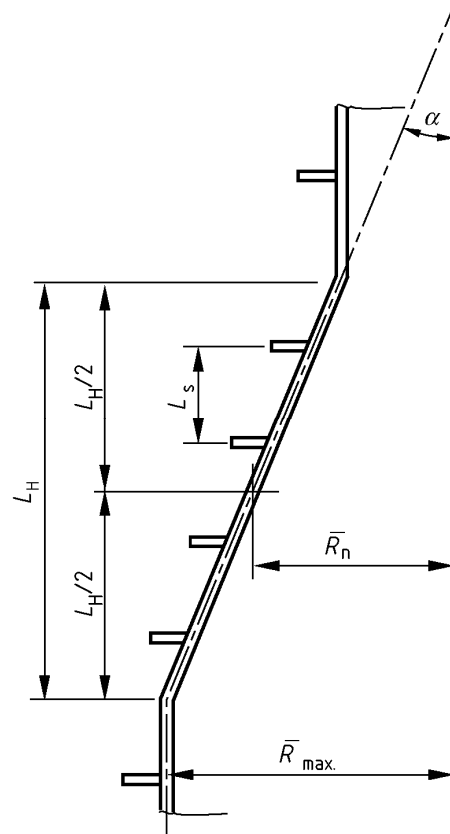


Figura 8.6-5 – El envoltente cónica reforzada sólo con tensores ligeros

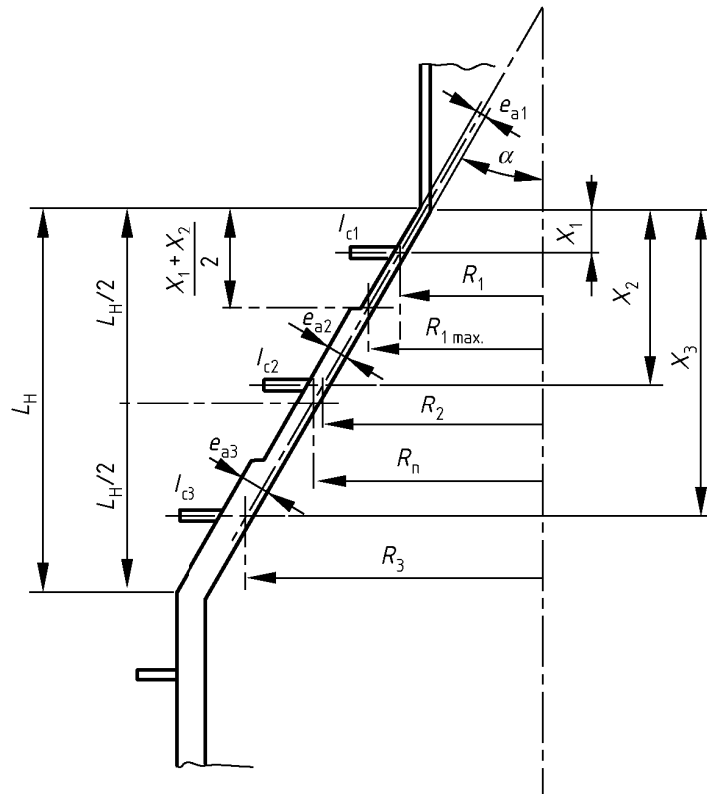


Figura 8.6-6 – Envoltente cónica reforzada de espesor variable y con una separación entre tensores variable (véase la 8.6.4.2)

8.7 Envoltentes esféricas

8.7.1 Procedimiento de cálculo

El espesor de cálculo no debe determinarse por el procedimiento siguiente:

- a) Estimar un valor para e_a y calcular:

$$P_y = \frac{2 \sigma_e \cdot e_a}{R} \quad (8.7.1-1)$$

- b) Calcular P_m de la forma siguiente:

$$P_m = \frac{1,21 E \cdot e_a^2}{R^2} \quad (8.7.1-2)$$

- c) Calcular $\frac{P_m}{P_y}$ y determinar $\frac{P_r}{P_y}$ a partir de la curva 2 de la figura 8.5-5.

$$P \leq \frac{P_r}{S} \quad (8.7.1-3)$$

Si P_r es inferior al valor requerido, se debe aumentar el valor de e_a y se debe repetir el procedimiento.

8.7.2 Desviaciones de forma permitidas

El método descrito en el apartado 8.7.1 sólo se aplica a esferas cuya imperfección según el radio no sea superior al 1% y en las cuales el radio de curvatura medido a lo largo de una longitud de arco de $2,4\sqrt{e_a \cdot R_{\text{máx.}}}$ no sobrepase el valor nominal en más del 30%.

Para determinadas aplicaciones, este criterio de aplicabilidad puede ser demasiado severo teniendo en cuenta las dificultades de fabricación y de medición. En tales casos se permite dividir la presión obtenida por el coeficiente $\left(\frac{R_{\text{máx.}}}{1,3 R}\right)^2$ con $R_{\text{máx.}}$ radio de curvatura local máximo, bien medido o bien estimado de manera conservadora.

En el capítulo D.6 se incluyen métodos que permiten verificar la forma de las esferas. El radio de curvatura local máximo debe llevarse sobre el plano del recipiente.

8.8 Fondos de recipientes

8.8.1 Fondos hemisféricos

Los fondos hemisféricos deben diseñarse como las envolventes esféricas.

8.8.2 Fondos torisféricos

Los fondos torisféricos deben diseñarse como envolventes esféricas de radio medio R igual al radio exterior de la parte esférica.

Durante la ejecución del cálculo de la presión interior para un fondo cóncavo según lo requerido el apartado 7.5.3, el coeficiente N en la fórmula relativa a β , véase la ecuación (7.5-12) debe tomarse igual a 1,0. No deben utilizarse los gráficos de las figuras 7.5-1 y 7.5-2.

8.8.3 Fondos elípticos

Los fondos de forma semielíptica tales como los definidos en el apartado 7.2.5 deben diseñarse como envolvente esféricas de radio medio R igual al radio de curvatura máximo del fondo cóncavo:

$$R = D_e^2 / (4h) \quad (8.8.3-1)$$

Con D_e definido en el apartado 7.5.1 y h definido en el apartado 8.3.

9 ABERTURAS EN ENVOLVENTES

9.1 Objeto

El método de diseño especificado en este capítulo es aplicable a aberturas circulares, elípticas o toroesféricas (oblongas) en fondos cóncavos o envolventes cilíndricas, cónicas o esféricas, sometidas a presión interna o externa.

Este capítulo es aplicable a aberturas, manguitos y placas de refuerzo en fondos cóncavos que estén situadas totalmente dentro de la zona central limitada por un radio igual a $0,4 D_e$ como se muestra en la figura 9.5.4. Para distintas posiciones (es decir, manguitos en las zonas del borde) las reglas pertinentes de diseño se dan en el capítulo 7.

El diseño para cargas no debidas a la presión se contempla en el capítulo 16.

9.2 Definiciones específicas

Se aplican las definiciones siguientes además de las indicadas en el capítulo 3.

9.2.1 comprobación de ligamento:

Evaluación del refuerzo entre dos aberturas adyacentes.

9.2.2 abertura:

Penetración pasante de la envolvente que puede o no estar dotada de una placa de refuerzo, un anillo de refuerzo o un manguito.

9.2.2.1 abertura toro esférica (oblonga):

Una abertura de forma oblonga formada por dos semicírculos conectados por dos líneas rectas paralelas.

9.2.3 comprobación global:

Evaluación del refuerzo de la sección transversal incluidas las paredes a cada lado de cada abertura y las longitudes de la envolvente adyacente.

9.2.4 refuerzo:

Área transversal cargada de metal que se considera que proporciona resistencia a la presión en una abertura.

9.2.5 abertura reforzada:

Abertura en la que el refuerzo incluye una contribución de la envolvente, de un manguito, de una placa de refuerzo o de un anillo de refuerzo.

9.2.6 placa de refuerzo:

Placa soldada mediante cordón de soldadura triangular a la envolvente y que contribuye al refuerzo.

9.2.7 anillo de refuerzo:

Anillo insertado que contribuye al refuerzo.

9.2.8 manguito insertado:

Manguito que pasa a través de la envolvente y está soldado a ella por la parte interior y exterior de la misma (véase la figura 9.4-8).

9.2.9 manguito superpuesto:

Manguito que sólo está soldado a la parte exterior de la envolvente (véase la figura 9.4-7).

9.2.10 envolvente:

Cilindro, esfera, cono o fondo cóncavo.

9.2.11 discontinuidad de la envolvente:

Unión entre cualquiera de los dos cuerpos siguientes: cilindro, cilindro en un eje distinto, cono, fondo cóncavo, fondo esférico, brida o fondo plano.

9.2.12 abertura pequeña:

Abertura aislada que satisface las condiciones de la ecuación (9.5-18).

9.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4.

9.3.1 Subíndices

Se aplican los subíndices siguientes a los símbolos enumerados en el apartado 9.3.2.

- a se refiere al espesor de análisis de un componente;
- b se refiere a un manguito o derivación;
- c se refiere al valor medio de una magnitud;
- e se refiere a una dimensión exterior o externa;
- i se refiere a una dimensión interior o interna;
- L se refiere a una comprobación de ligamento;
- O se refiere a una comprobación global;
- o si se refiere a un valor posible máximo o mínimo, entre distintos valores;
- p se refiere a una placa de refuerzo;
- r se refiere a un anillo de refuerzo;
- s se refiere a la envolvente;
- w se refiere a la sección del cordón de soldadura triangular que puede tenerse en cuenta para el refuerzo;
- φ se refiere a la superficie cargada por presión adicional para una conexión mediante un manguito oblicuo;
- 1 se refiere a la primera de dos aberturas adyacentes;
- 2 se refiere a la segunda de dos aberturas adyacentes.

9.3.2 Símbolos

Símbolo	Descripción	Unidad
a	Distancia tomada a lo largo del espesor medio de la envolvente entre el centro de una abertura y el borde externo de un manguito o un anillo; si no hay presente ningún manguito o anillo, a es la distancia entre el centro del agujero y su diámetro interior.	mm
a_1, a_2	Valores de a en el lado del ligamento de la abertura (figuras 9.6-2 y 9.6-3).	mm
a'_1, a'_2	Valores de a en el lado opuesto al ligamento de la abertura (véase la figura 9.6-5).	mm
Af	Sección transversal sometida a tensión como refuerzo.	mm ²
Af_{Ls}	Af de la envolvente contenida a lo largo de la longitud L_b (véanse las figuras 9.6-1 a 9.6-4).	mm ²
Af_{Os}	Af de la envolvente contenida a lo largo de la longitud L_{b1} (véanse las figuras 9.6-5 a 9.6-6).	mm ²
Af_w	Sección transversal del cordón de soldadura triangular entre el manguito (o placa) y la envolvente (véase 9.5.2.3.3 y las figuras 9.4-4 y 9.5-1).	mm ²
Ap	Superficie cargada por presión.	mm ²
Ap_{Ls}	Ap de la envolvente para la longitud L_b (véanse las figuras 9.6-1 a 9.6-4).	mm ²
Ap_{Os}	Ap de la envolvente para la longitud L_{b1} (véanse las figuras 9.6-5 a 9.6-6).	mm ²
Ap_φ	Superficie cargada con presión adicional para conexión oblicua de un manguito en función del ángulo φ (véanse las figuras 9.5-1 a 9.5-3).	mm ²

Símbolo	Descripción	Unidad
d	El diámetro (o la anchura máxima) de una abertura en la envolvente sin manguito.	mm
d_{eb}	Diámetro exterior de un manguito fijado en una envolvente.	mm
d_{ib}	Diámetro interior de un manguito fijado en una envolvente.	mm
d_{ip}	Diámetro interior de una placa de refuerzo.	mm
d_{er}	Diámetro exterior de una placa de refuerzo.	mm
d_{ir}	Diámetro interior de un anillo de refuerzo.	mm
d_{ix}	Diámetro exterior de un anillo de refuerzo.	mm
D_c	Diámetro medio de una envolvente cilíndrica en la unión con otro componente.	mm
D_e	Diámetro exterior de una envolvente cilíndrica o esférica, la parte cilíndrica de un fondo cóncavo torisférico o elíptico, una envolvente cónica en el centro de una abertura.	mm
D_i	Diámetro interior de una envolvente cilíndrica o esférica, la parte cilíndrica de un fondo cóncavo torisférico o elíptico, una envolvente cónica en el centro de una abertura.	mm
e_1	Espesor mínimo requerido de una envolvente cilíndrica en la unión con otro componente (véanse las figuras 9.7-6 y 9.7-10).	mm
e_2	Espesor mínimo requerido de un envolvente cónica en la unión con una envolvente cilíndrica (véanse las figuras 9.7-6 y 9.7-10).	mm
e_b	Espesor efectivo del manguito (o espesor medio dentro de la longitud exterior l_{bo} o de la longitud interior l_{bio}) para el cálculo del refuerzo.	mm
$e_{a,b}$	Espesor de análisis del manguito (o espesor de análisis medio dentro de la longitud exterior l_b o interior en la envolvente).	mm
$e_{a,m}$	Espesor medio a lo largo de longitud l_o para anillos de refuerzo (véase la ecuación (9.5-48)).	mm
$e_{c,s}$	Espesor supuesto de la pared de la envolvente (véase la ecuación 9.5-2) para comprobar el refuerzo de una abertura. El espesor puede ser supuesto por el diseñador entre el espesor mínimo requerido de la envolvente e y el espesor de análisis de la envolvente $e_{a,s}$. Este peso supuestos se debe utilizar entonces coherentemente en todos los requisitos. NOTA Para $e_{c,s}$ se puede utilizar el espesor de análisis de la envolvente, pero en ocasiones puede ser ventajoso utilizar un valor supuesto más pequeño para obtener distancias menores desde discontinuidades adyacentes de la envolvente.	mm
e_p	Espesor efectivo de la placa de refuerzo para el cálculo del refuerzo.	mm
$e_{a,p}$	Espesor de análisis de la placa de refuerzo.	mm
e_r	Espesor efectivo de anillo de refuerzo para el cálculo del refuerzo.	mm
$e_{a,r}$	Espesor de análisis de anillo de refuerzo.	mm
$e_{a,s}$	Espesor de análisis de la pared de la envolvente o espesor de análisis medio dentro de la longitud l'_s excluyendo el espesor de la placa de refuerzo si existe.	mm
e'_s	Longitud de penetración del manguito en la pared de la envolvente para manguitos insertados con penetración parcial.	mm
f_b	Tensión de diseño nominal del material del manguito.	MPa
f_p	Tensión de diseño nominal del material de la placa de refuerzo.	MPa
f_s	Tensión de diseño nominal del material de la envolvente.	MPa

Símbolo	Descripción	Unidad
h	Altura interior de un fondo cóncavo, excluido el faldón cilíndrico.	mm
k	Factor de reducción para l_{so} (se utiliza para la comprobación global según 9.6.4).	–
l_b	Longitud de manguito que se extiende fuera de la envolvente.	mm
l'_b	Longitud efectiva de manguito fuera de la envolvente para refuerzo.	mm
l_{bi}	Longitud de manguito que se extiende dentro de la envolvente (es decir, manguito saliente).	mm
l'_{bi}	Longitud efectiva de manguito dentro de la envolvente para refuerzo.	mm
l_{bo}	Longitud máxima de manguito fuera de la envolvente para refuerzo.	mm
l_{cyl}	Longitud de una envolvente cilíndrica dada por la ecuación (9.7-3) y utilizada en la evaluación de una unión (véase la figura 9.7-6) entre un cilindro y: <ul style="list-style-type: none"> – el extremo pequeño de una envolvente cónica con el mismo eje; – una envolvente esférica convexa hacia el cilindro; – una envolvente cilíndrica con eje convergente. 	mm
l_{con}	Longitud de envolvente cónica dada por la ecuación (9.7-7) y utilizada en la evaluación de la resistencia de una unión entre el extremo pequeño de un cono y una envolvente cilíndrica (véase la figura 9.7-6).	mm
l_n	Distancia entre el eje de una envolvente soldada a tope y el centro de una abertura situada cerca de la soldadura a tope o que la cruza.	mm
l_o	Longitud máxima de anillo y pared de envolvente en anillos de refuerzo para refuerzo.	mm
l_p	Anchura de placa de refuerzo.	mm
l_{pi}	Anchura de placa de refuerzo entre 2 aberturas adyacentes (véase la figura 9.6-5).	mm
l'_p	Anchura efectiva de placa de refuerzo para refuerzo.	mm
l_r	Anchura de anillo de refuerzo.	mm
l'_r	Anchura efectiva de anillo de refuerzo para refuerzo.	mm
l_s	Longitud de envolvente, desde el borde de una abertura o desde el diámetro exterior de un manguito, hasta una discontinuidad de la envolvente.	mm
l'_s	Longitud efectiva de envolvente para refuerzo de abertura.	mm
l_{so}	Longitud máxima de envolvente que contribuye al refuerzo de la abertura, tomada en la superficie media de la pared de la envolvente.	mm
L_b	Distancia entre centros entre 2 aberturas o manguitos tomada en la superficie media de la envolvente (véase la figura 9.6-2).	mm
L_{b1}	Longitud de sección transversal de envolvente que incluye la totalidad de la sección de 2 aberturas adyacentes tomada en la superficie de la envolvente.	mm
r_{is}	Radio de curvatura interno de la envolvente en el centro de la abertura.	mm
R	Radio interior de un fondo hemisférico o del borde de un fondo torisférico.	mm
w	Distancia entre una abertura y una discontinuidad de la envolvente (véanse las figuras 9.7-1 a 9.7-11).	mm
$w_{mín.}$	Valor mínimo requerido para w .	mm

Símbolo	Descripción	Unidad
w_p	Valor mínimo para w que no tiene influencia en l_s a causa de discontinuidades de la envolvente.	mm
α	Semiángulo en el vértice de una envolvente cónica.	grados
θ	Para un manguito con soldadura longitudinal, es el ángulo entre el plano que contiene el eje del manguito y la línea de la soldadura longitudinal y el plano que contiene el eje del manguito y la generatriz de la envolvente que pasa a través del centro de la abertura.	grados
φ	Ángulo de oblicuidad en la sección longitudinal o transversal, medido entre la normal a la pared en el centro de la abertura y la proyección del eje del manguito sobre la sección transversal considerada.	grados
φ_e	Proyección de φ en el plano en el que se encuentra L_b para comprobación de ligamento de aberturas múltiples.	radianes
Φ	Ángulo entre la línea de centro a centro de 2 aberturas o manguitos y la generatriz de una envolvente cilíndrica o cónica ($0^\circ \leq \Phi \leq 90^\circ$) (véase la figura 9.6-1).	grados
Ω	<ul style="list-style-type: none"> – Para aberturas aisladas, ángulo entre la generatriz de la envolvente y el eje de mayor diámetro. – Para aberturas adyacentes, ángulo entre el plano que contiene los centros de las aberturas y el eje de mayor diámetro. 	grados

9.4 Generalidades

9.4.1 Una envolvente que contenga una abertura se debe reforzar adecuadamente en la zona adyacente a la abertura. Esto se hace para compensar la reducción de la sección que soporta presión. El refuerzo se debe obtener utilizando uno de los métodos siguientes:

- a) aumentando el espesor de la pared de la envolvente por encima del necesario para la envolvente sin perforar (véanse las figuras 9.4-1 y 9.4-2);
- b) utilizando una placa de refuerzo (véanse las figuras 9.4-3 y 9.4-4);
- c) utilizando un anillo de refuerzo (véanse las figuras 9.4-5 y 9.4-6);
- d) aumentando el espesor de la pared del manguito (véanse las figuras 9.4-7 y 9.4-8) por encima del necesario para la tensión de membrana;
- e) utilizando una combinación de lo anterior (véanse las figuras 9.4-9 a 9.4-13).

9.4.2 Las dimensiones de la zona de refuerzo en una abertura se debe suponer y el diseño se debe verificar mediante el método descrito en los apartados siguientes.

El método está basado en asegurarse de que la fuerza reactiva proporcionada por el material es mayor o igual a la carga debida a la presión. Lo primero es la suma del producto de la tensión de membrana media de cada componente por su sección transversal sometida a tensión (véanse las figuras 9.4-1 a 9.4-13). lo último es la suma del producto de la presión por las secciones transversales cargadas por presión. Si el refuerzo es insuficiente, se debe aumentar y a continuación se debe repetir el cálculo.

El refuerzo y la resistencia pueden variar alrededor del eje de una abertura. Se debe demostrar que la tensión es suficiente en todos los planos.

9.4.3 El método de diseño es aplicable cuando la abertura esté situada a una distancia mínima de una discontinuidad de la envolvente. Las reglas para determinar esta distancia mínima se dan en el apartado 9.7.

9.4.4 Aberturas elípticas u oblongas

Las aberturas elípticas u oblongas resultantes de un manguito circular oblicuo a la pared de la envolvente se deben calcular de acuerdo con lo indicado en el apartado 9.5.2.4.5.

Para todas las demás aberturas elípticas u oblongas la relación entre el diámetro mayor y el menor no debe ser superior a 2.

9.4.4.1 Aberturas elípticas u oblongas reforzadas mediante un incremento del espesor de la pared, placa de refuerzo o anillo de refuerzo (véase 9.4.1 a), b) o c))

En envolventes cilíndricas o cónicas el diámetro d de la abertura para cálculos de refuerzo se debe tomar:

- a lo largo de la generatriz de la envolvente para aberturas aisladas;
- en el plano que contenga los centros de las aberturas.

En envolventes esféricas y fondos cóncavos, el diámetro d de la abertura se debe tomar:

- a lo largo de la mayor dimensión del agujero (eje mayor) para aberturas aisladas;
- en el plano que contenga los centros de las aberturas.

9.4.4.2 Aberturas reforzadas por manguitos elípticos oblongos normales a la pared de la envolvente (véase 9.4.1.d)

En envolventes cilíndricas o cónicas el diámetro d de la abertura se debe calcular de la manera siguiente:

$$d = d_{\min.} \cdot \left(\sin^2 \Omega + \frac{d_{\max.}}{d_{\min.}} \cdot \frac{(d_{\min.} + d_{\max.})}{2 \cdot d_{\min.}} \cdot \cos^2 \Omega \right) \quad (9.4-1)$$

donde $d_{\min.}$ y $d_{\max.}$ son los diámetros mayor y menor de la abertura,

y Ω es:

- para aberturas aisladas, el ángulo entre la generatriz de la envolvente que pasa a través del centro de la abertura y el eje del diámetro mayor;
- para aberturas adyacentes, y para cada una de las dos aberturas, el ángulo entre la línea más corta sobre la superficie de la envolvente que pasa a través de los centros de las dos aberturas y la línea sobre la envolvente que resulta de la intersección del plano definido por el eje del manguito y el eje del diámetro mayor de cualquier sección transversal del manguito en consideración.

En envolventes esféricas y fondos cóncavos el diámetro d de la abertura se debe calcular de la manera siguiente:

$$d = d_{\max.} \cdot \left(\frac{d_{\min.} + d_{\max.}}{2 \cdot d_{\min.}} \right) \quad (9.4-2)$$

donde $d_{\min.}$ y $d_{\max.}$ están definidos más arriba.

El diámetro para el cálculo del valor l_{bo} de la ecuación (9.5-75) se define en el apartado 9.5.2.4.4.1.

NOTA Para manguitos con secciones transversales elípticas u oblongas, la presión no sólo produce tensiones de membrana sino también de flexión en dirección circunferencial. Por tanto, la pared de la envolvente unida en un lado y la brida o tubo circular unido en el otro lado tendrán que soportar el manguito si el espesor de su pared se ha determinado utilizando solamente tensiones de membrana. El manguito carga la envolvente y es posible que el diámetro aplicable para el manguito elíptico o oblongo sea mayor que el eje mayor.

9.4.4.3 Para manguitos elípticos u oblongos no normales a la pared de la envolvente no es aplicable el apartado 9.4.4.2 y por tanto debe utilizarse el apartado 9.4.4.1 sin la contribución de la pared del manguito para cálculos del refuerzo.

9.4.5 Limitaciones sobre el diámetro

9.4.5.1 Aberturas reforzadas de envolventes

Las aberturas reforzadas de envolventes sin un manguito deben satisfacer la condición siguiente:

$$\frac{d}{2r_{is}} \leq 0,5 \quad (9.4-3)$$

9.4.5.2 Aberturas con placas de refuerzo

Cuando una abertura esté provista de una placa de refuerzo, con o sin la presencia de un manguito, debe satisfacerse la condición de la ecuación (9.4-3).

Normalmente las placas de refuerzo se sitúan sobre la superficie externa de la envolvente, pero pueden situarse también sobre la superficie interna o sobre ambas superficies.

En el caso de que la temperatura media de la pared para la envolvente sea alta (más de 250 °C) o en presencia de grandes gradientes de temperatura a través de la envolvente, debe evitarse el uso de placas de refuerzo. Si es necesario, el material de la placa de refuerzo debe tener la misma calidad que el material de la envolvente y se deben adoptar medidas y precauciones especiales para evitar concentraciones de tensiones térmicas.

9.4.5.3 Aberturas en fondos cóncavos

Para aberturas en fondos hemisféricos y fondos cóncavos, la relación d/D_e no debe ser superior a 0,6. En consecuencia, si se refuerza la abertura mediante un manguito o un anillo de refuerzo, d_{ib}/D_e y d_{ir}/D_e no deben ser superiores a 0,6.

9.4.5.4 Aberturas con manguitos

Para aberturas en envolventes cilíndricas reforzadas con manguitos, la relación $d_{ib}/(2r_{is})$ no debe ser superior a 1,0 (véanse las figuras 9.4-14 y 9.4-15).

9.4.6 Espesor efectivo para manguitos

9.4.6.1 En aplicaciones con fatiga (es decir: cuando la abertura es un área crítica como se define en el capítulo 17)

La relación $e_b/e_{a,s}$ no debe ser superior al valor tomado del gráfico de la figura 9.4-14, y el valor de e_b no debe nunca exceder el valor de $e_{a,b}$. El espesor del manguito por encima del calculado utilizando la figura 9.4-14 no debe incluirse en el cálculo del refuerzo.

Además, la relación $e_{a,b}/e_{a,s}$ no debe ser superior al valor tomado del gráfico de la figura 9.4-15.

NOTA e_b es el espesor efectivo del manguito a utilizar en la verificación del refuerzo; $e_{a,b}$ es el espesor de análisis de este manguito; la relación $e_b/e_{a,s}$ limita la contribución del manguito a la resistencia de la abertura; la relación $e_{a,b}/e_{a,s}$ limita el espesor de análisis del manguito y, por tanto, su espesor de fabricación, con el fin de limitar las tensiones que pueden ocurrir debido a las grandes diferencias de espesores y para evitar los problemas de fatiga que pueden ocasionarse.

9.4.6.2 En aplicaciones en fluencia (es decir: cuando la temperatura de cálculo se sitúa en el intervalo de fluencia)

El espesor efectivo e_b puede tomarse igual al espesor de análisis $e_{a,b}$ del manguito.

Sin embargo, la relación $e_{a,b}/e_{a,s}$ no debe ser superior al valor tomado del gráfico de la figura 9.4-15.

9.4.6.3 En aplicaciones sin fluencia y sin fatiga (es decir: cuando la temperatura de cálculo se sitúa fuera del intervalo de fluencia y la abertura no es un área crítica de acuerdo con el capítulo 17)

El espesor efectivo e_b puede tomarse igual al espesor de análisis $e_{a,b}$ del manguito, y no se aplican limitaciones a la relación $e_{a,b}/e_{a,s}$.

9.4.7 Conexiones de manguitos a envolvente

Normalmente, los manguitos tienen las forma siguientes: soldados (manguitos insertados, superpuestos, salientes), extruidos o roscados.

Para manguitos soldados, la sección transversal del manguito se puede tener siempre en cuenta para el refuerzo de la abertura, siempre que las dimensiones de la soldadura estén de acuerdo con lo indicado en las tablas A-6 y A-8 del anexo A de esta norma.

Para manguitos extruidos desde la envolvente, la sección transversal del manguito se debe tener en cuenta para el refuerzo siempre que se apliquen los requisitos del apartado 9.5.2.4.4.2.

Para manguitos roscados, la sección transversal del manguito no se debe tener en cuenta para el refuerzo de la abertura.

9.4.8 Distancia entre un manguito y una soldadura a tope de la envolvente

La distancia entre el eje central de una soldadura a tope de la envolvente (longitudinal o circunferencial) y el centro de una abertura debe ser inferior a $d_{ib}/6$ o superior al valor l_n dado por:

$$l_n = \text{mín. } (0,5 d_{eb} + 2e_{a,s}; 0,5 d_{eb} + 40) \quad (9.4-4)$$

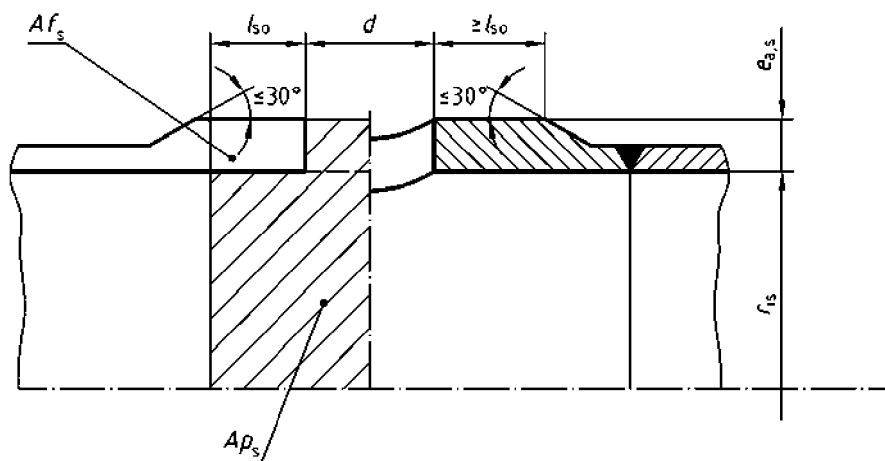


Figura 9.4-1 – Envlovente cilíndrica con abertura aislada y espesor de la pared aumentado

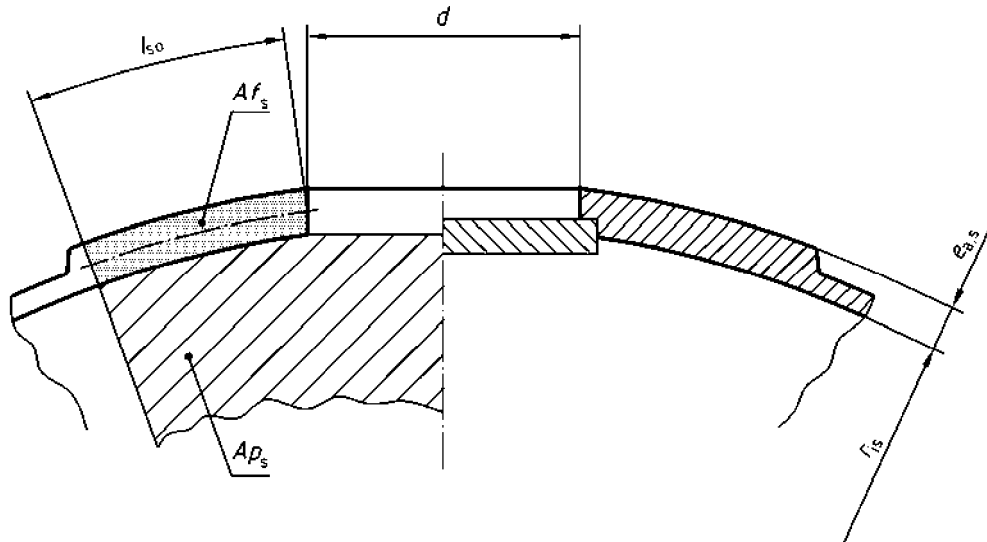


Figura 9.4-2 – Envoltente esférica o fondo cóncavo con abertura aislada y espesor de pared aumentado

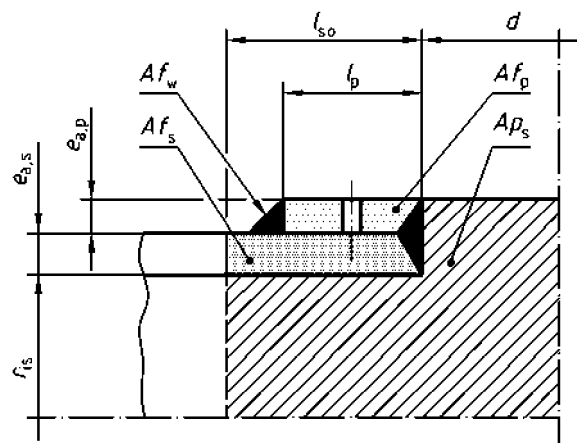


Figura 9.4-3 – Envoltente cilíndrica con abertura aislada y placa de refuerzo

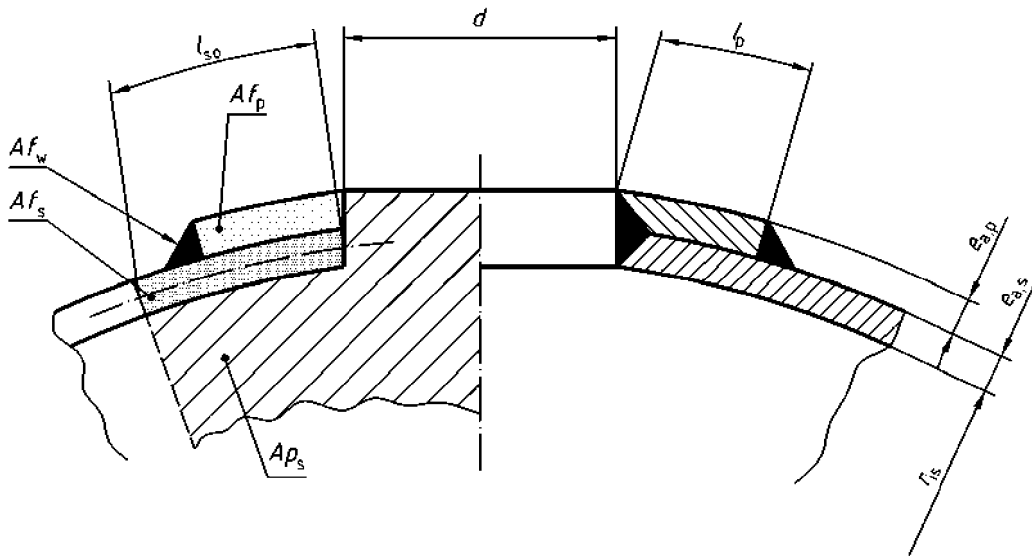


Figura 9.4-4 – Envoltente esférica o fondo o cóncavo con abertura aislada y placa de refuerzo

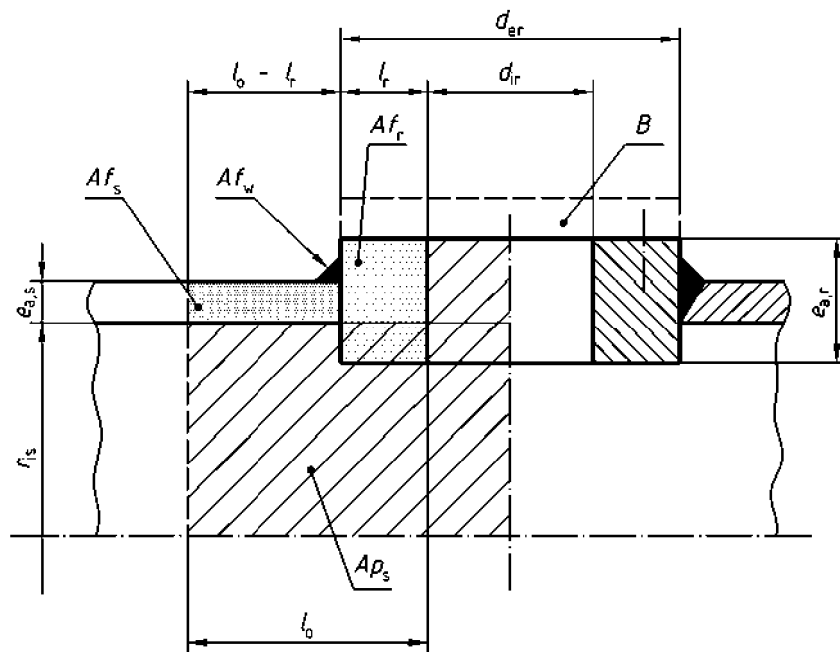


Figura 9.4-5 – Envoltente cilíndrica con abertura aislada y anillo de refuerzo con brida externa ciega B

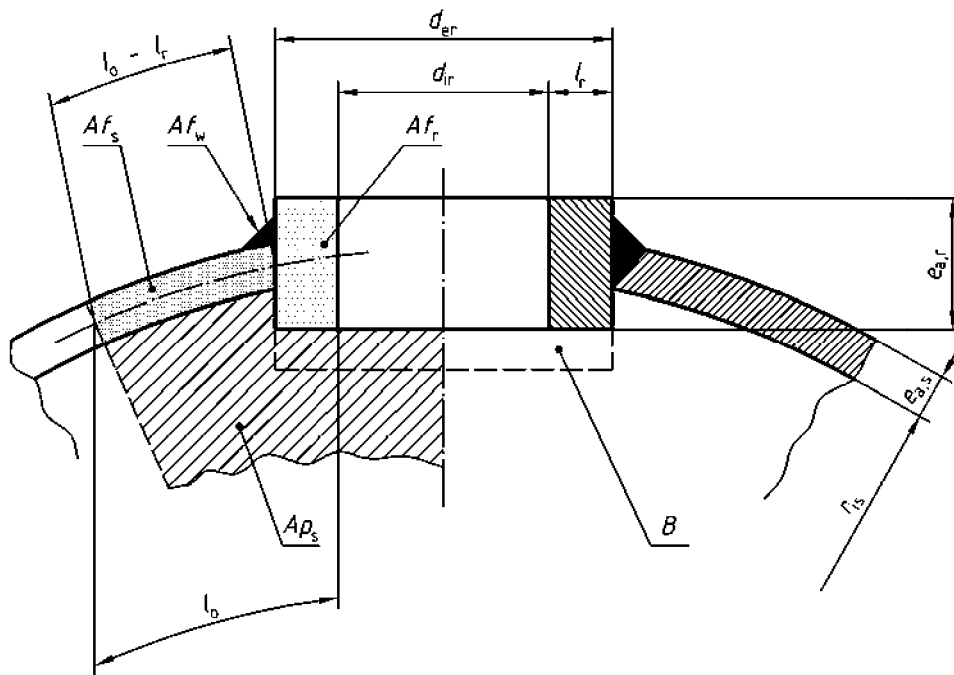


Figura 9.4-6 – Envoltente esférica o fondo cóncavo con abertura aislada y anillo de refuerzo con brida interna ciega B

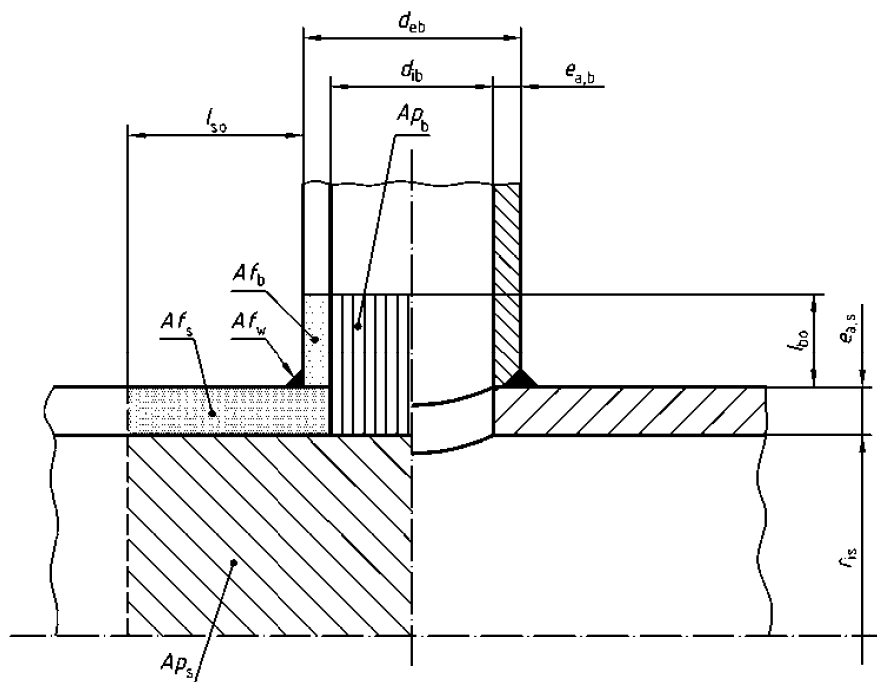


Figura 9.4-7 – Envoltente cilíndrica con abertura aislada y manguito superpuesto

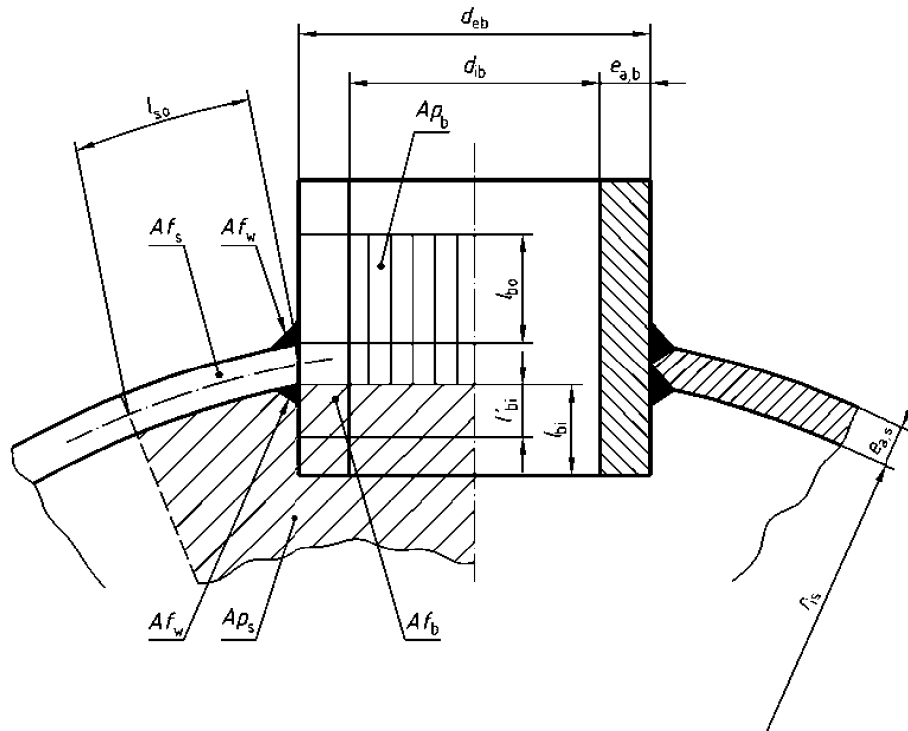


Figura 9.4-8 – Envoltente esférica o fondo cóncavo con la abertura aislada y manguito insertado

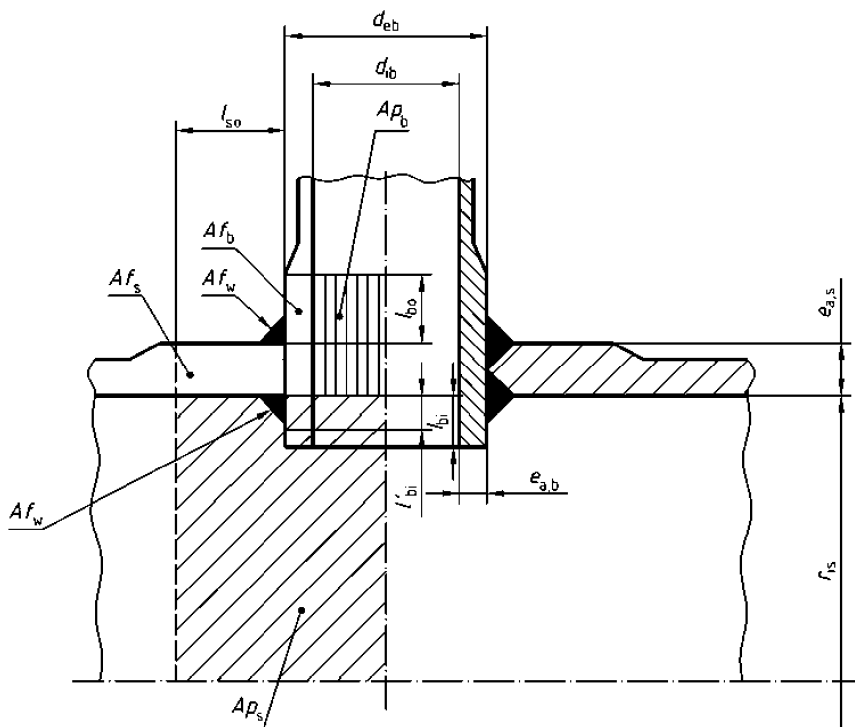
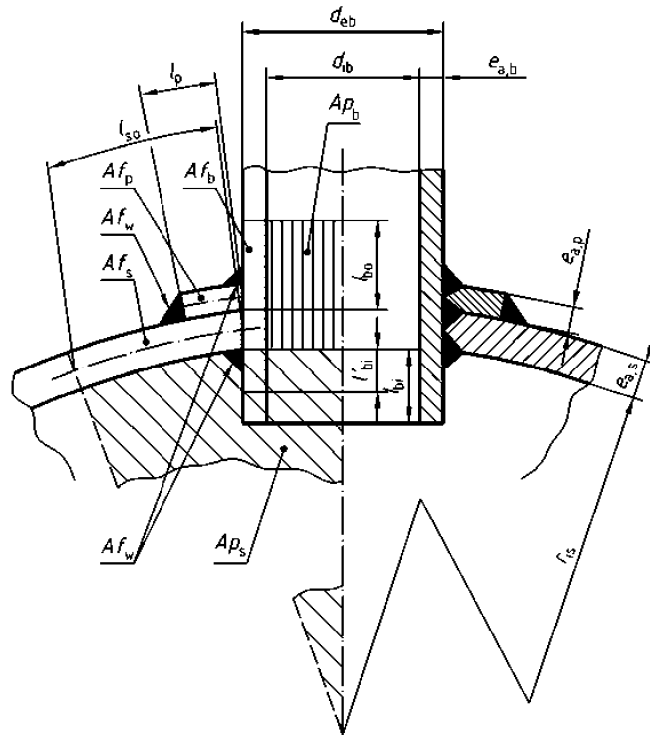


Figura 9.4-9 – Envoltente cilíndrica con abertura aislada, espesor de pared aumentado y manguito insertado



NOTA Las longitudes y áreas representadas para el caso de un manguito con una placa de refuerzo en una envoltura esférica aplican también al caso de un manguito con una placa de refuerzo en una envoltura cilíndrica.

Figura 9.4-10 – Envoltura esférica o fondo cóncavo con abertura aislada y envoltura, manguito y placa de refuerzo

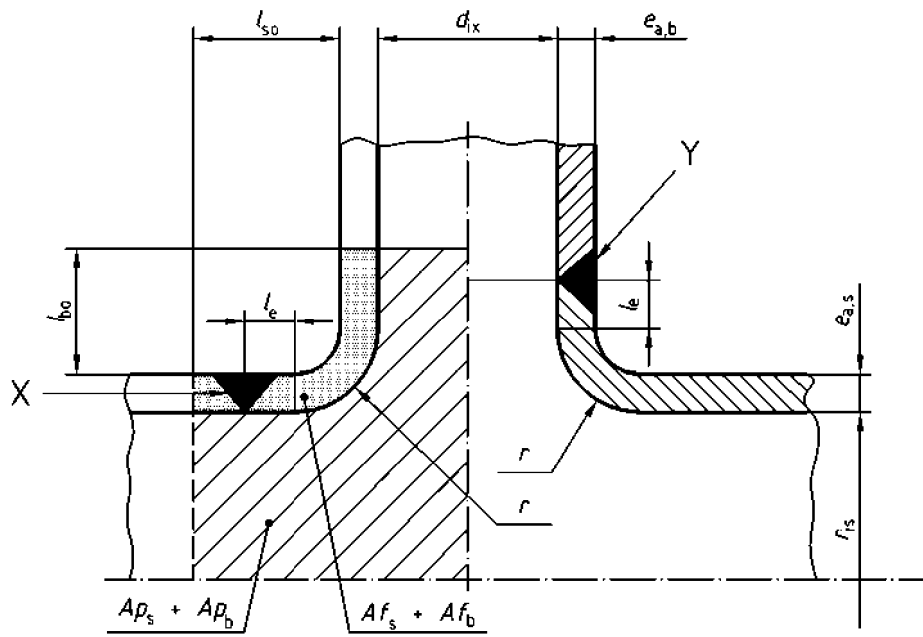


Figura 9.4-11 – Envoltura cilíndrica con abertura aislada y manguito soldado a tope (véase X) o una envoltura extruida (véase Y)

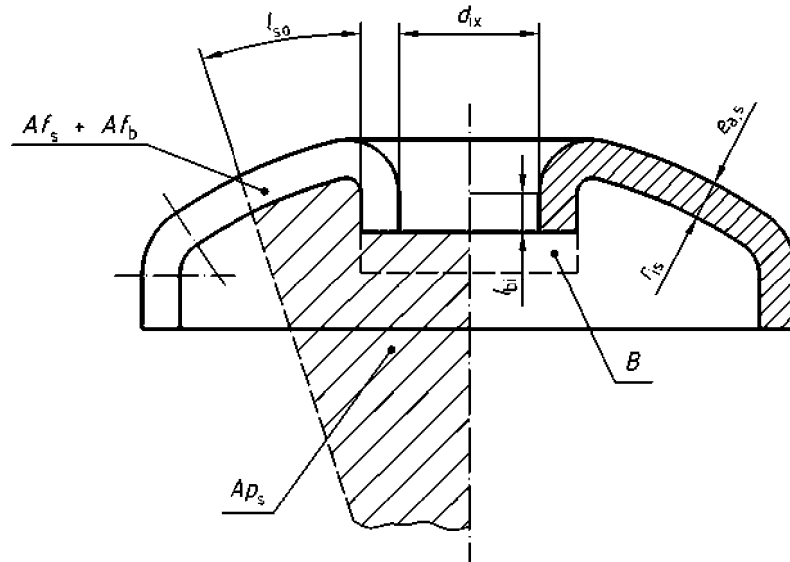
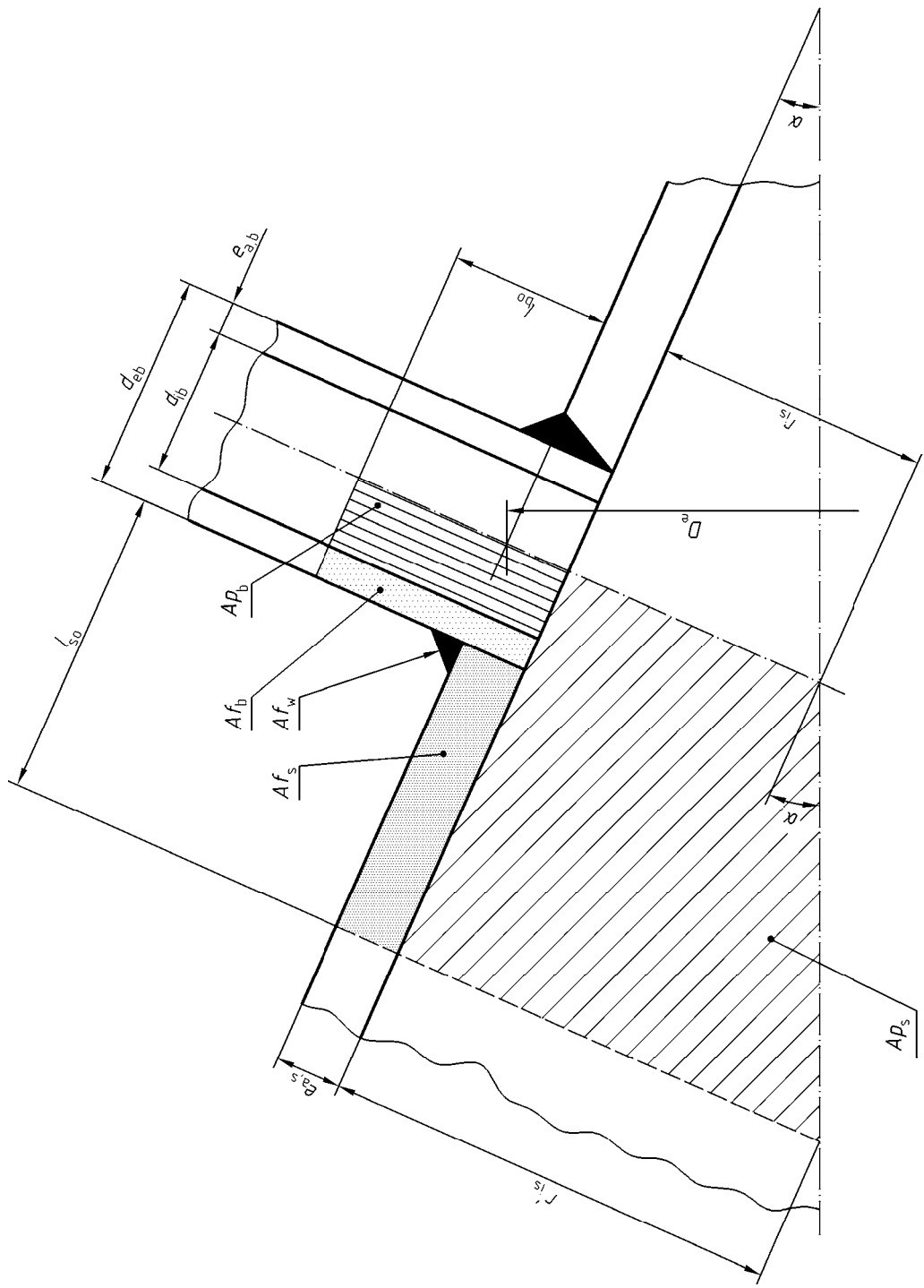


Figura 9.4-12 – Envoltura esférica o fondo cóncavo con la abertura aislada extruida desde la envoltura, con brida interna ciega B



**Figura 9.4-13 – Envolverte cónica con la abertura aislada.
Reforzo combinado obtenido a partir de la envolverte y del manguito**

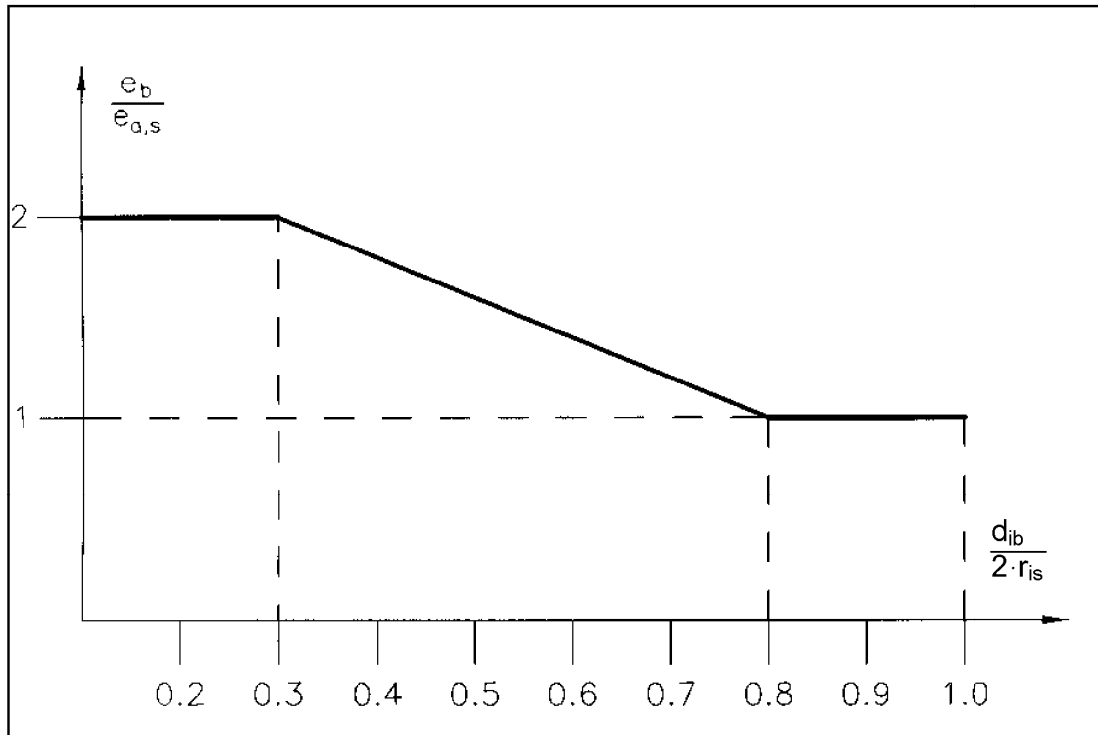


Figura 9.4-14 – Limitación de la relación de espesor efectivo para manguitos, para el cálculo

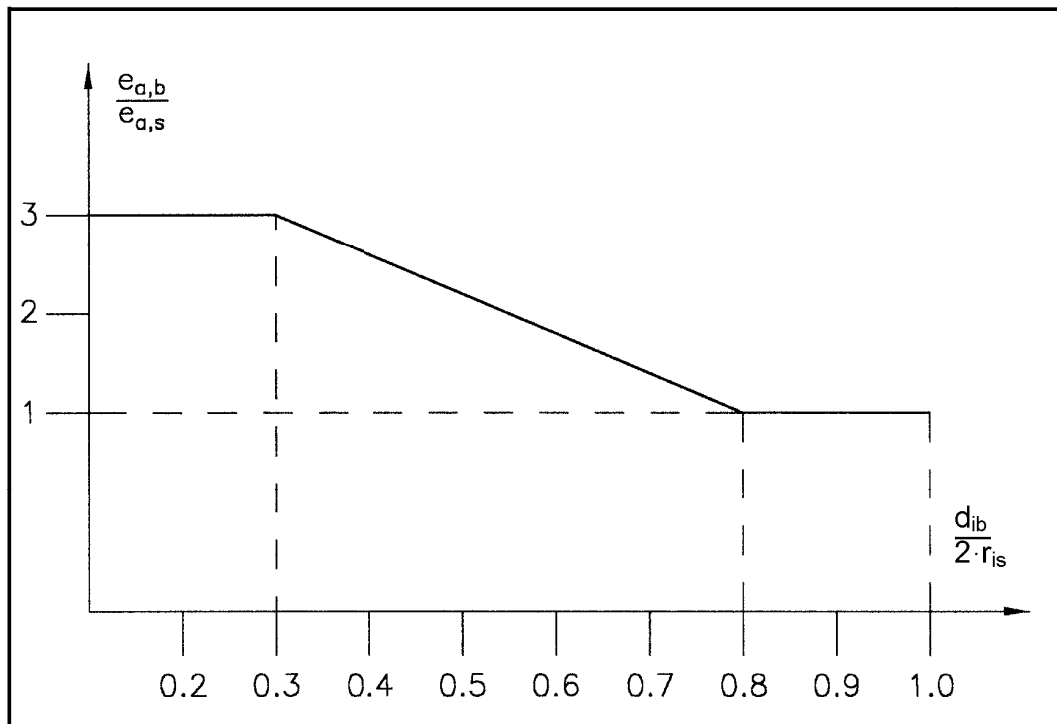


Figura 9.4-15 – Limitación de la relación de espesores reales para manguitos, para la fabricación

9.5 Aberturas aisladas

9.5.1 Limitaciones

Se considera que una abertura está aislada si se cumple la siguiente condición:

$$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{so1} + l_{so2} \quad (9.5-1)$$

donde

a_1 y a_2 se muestran en las figuras 9.6-1 a 4, y l_{so1} y l_{so2} se calculan de acuerdo con

$$l_{so} = \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \quad (9.5-2)$$

donde

$e_{c,s}$ es el espesor supuesto de la envolvente que se tiene que tomar de acuerdo con lo explicado en el apartado 9.3.2; normalmente, se puede tomar el valor del espesor de análisis de la envolvente $e_{a,s}$, pero esto puede ser conservador y en ocasiones puede ser ventajoso utilizar un valor supuesto más pequeño para $e_{c,s}$ para obtener distancias mínimas más pequeñas desde las discontinuidades adyacentes de la envolvente.

r_{is} viene dado por

- para envolventes cilíndricas o esféricas

$$r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s} \quad (9.5-3)$$

- para fondos hemisféricos o torisféricos

$$r_{is} = R \quad (9.5-4)$$

- para fondos elípticos

$$r_{is} = \frac{0,44D_i^2}{2h} + 0,02D_i \quad (9.5-5)$$

- para envolventes cónicas

$$r_{is} = \frac{D_e}{2 \cos \alpha} - e_{a,s} \quad (9.5-6)$$

9.5.2 Reglas para los refuerzos

9.5.2.1 Ecuación general y sus derivadas

9.5.2.1.1 La ecuación general para el refuerzo de una abertura aislada viene dada por

$$(Af_s + Af_w) (f_s - 0,5P) + Af_p (f_{op} - 0,5P) + Af_b (f_{ob} - 0,5P) \geq P(Ap_s + Ap_b + 0,5Ap_\varphi) \quad (9.5-7)$$

donde

$$f_{ob} = \min. (f_s ; f_b) \quad (9.5-8)$$

$$f_{op} = \min. (f_s ; f_p) \quad (9.5-9)$$

Cuando se instala un anillo de refuerzo, Af_r y Ap_r deben sustituirse por Af_b y Ap_b .

9.5.2.1.2 Se aplica la ecuación (9.5-7) para todas las aberturas reforzadas, excepto las aberturas pequeñas y aquellas reforzadas por un anillo, en particular:

a) Cuando f_b o f_p no sean superiores a f_s , el refuerzo debe determinarse a partir de la ecuación (9.5-7) y $P_{\max.}$ debe obtenerse como sigue

$$P_{\max.} = \frac{(Af_s + Af_w) \cdot f_s + Af_b \cdot f_{ob} + Af_p \cdot f_{op}}{(Ap_s + Ap_b + 0,5Ap_\varphi) + 0,5(Af_s + Af_w + Af_b + Af_p)} \quad (9.5-10)$$

b) Cuando f_b y f_p sean ambos superiores a f_s , el refuerzo debe determinarse a partir de

$$(Af_s + Af_w + Af_p + Af_b) \cdot (f_s - 0,5P) \geq P(Ap_s + Ap_b + 0,5Ap_\varphi) \quad (9.5-11)$$

$$P_{\max.} = \frac{(Af_s + Af_w + Af_b + Af_p) \cdot f_s}{(Ap_s + Ap_b + 0,5Ap_\varphi) + 0,5(Af_s + Af_w + Af_b + Af_p)} \quad (9.5-12)$$

9.5.2.1.3 Para una abertura con un anillo de refuerzo:

a) Cuando f_r sea menor a f_s , debe aplicarse lo siguiente

$$(Af_s + Af_w) \cdot (f_s - 0,5P) + Af_r \cdot (f_{or} - 0,5P) \geq P(Ap_s + Ap_r + 0,5Ap_\varphi) \quad (9.5-13)$$

y $P_{\max.}$ viene dado por:

$$P_{\max.} = \frac{(Af_s + Af_w) \cdot f_s + Af_r \cdot f_{or}}{(Ap_s + Ap_r + 0,5Ap_\varphi) + 0,5(Af_s + Af_w + Af_r)} \quad (9.5-14)$$

donde f_{or} viene dado por

$$f_{or} = \min. (f_s ; f_r) \quad (9.5-15)$$

b) Cuando f_r sea superior o igual a f_s , debe aplicarse lo siguiente

$$(Af_s + Af_w + Af_r) \cdot (f_s - 0,5P) \geq P(Ap_s + Ap_r + 0,5Ap_\varphi) \quad (9.5-16)$$

y $P_{\max.}$ viene dado por

$$P_{\max.} = \frac{(Af_s + Af_w + Af_r) \cdot f_s}{(Ap_s + Ap_r + 0,5Ap_\varphi) + 0,5(Af_s + Af_w + Af_r)} \quad (9.5-17)$$

NOTA Para la aplicación de las ecuaciones (9.5-10), (9.5-12), (9.5-14) y (9.5-17) los diferentes casos de carga de ensayo, véase el apartado 3.16, nota 1.

9.5.2.2 Abertura pequeña

Una abertura pequeña es aquella que satisface la siguiente condición

$$d \leq 0,15 \sqrt{(2r_{1s} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \quad (9.5-18)$$

No es necesario comprobar el refuerzo cuando una abertura pequeña se encuentre más allá de la distancia w_p definida en el apartado 9.7.3. Cuando se encuentre dentro de esta distancia, el refuerzo debe estar de acuerdo con la ecuación (9.5-7) o (9.5-11) según sea apropiado. Sin embargo, la distancia w entre la abertura pequeña y la discontinuidad de la envolvente debe respetar el valor mínimo w_{\min} , como se requiere en el apartado 9.7.1.

9.5.2.3 Requisitos generales para refuerzos

9.5.2.3.1 Placas de refuerzo

Para los casos en las que una placa de refuerzo contribuye al refuerzo (véanse las figuras 9.4-3, 9.4-4, 9.4-10):

- las placas de refuerzo deben instalarse en contacto íntimo con la envolvente;
- la anchura de la placa de refuerzo l'_p a considerar como contribución al refuerzo viene dado por

$$l'_p = \min. (l_{so}; l_p) \quad (9.5-19)$$

- el valor de e_p utilizado para el cálculo de Af_p no debe exceder lo siguiente

$$e_p = \min. (e_{a,p}; e_{c,s}) \quad (9.5-20)$$

además el espesor de análisis de la placa de refuerzo debe cumplir la siguiente condición

$$e_{a,p} \leq 1,5 e_{a,s} \quad (9.5-21)$$

- $e_{a,p}$ y l'_p son las dimensiones de la placa de refuerzo utilizadas en las ecuaciones para las aberturas que pueden ser reforzadas también mediante placas de refuerzo; si no está presente la placa de refuerzo, entonces los valores de $e_{a,p}$ y l'_p deben igualarse a cero. Si la placa de refuerzo está contribuyendo al refuerzo, entonces, para todos los casos:

$$Af_p = l'_p \cdot e_p \quad (9.5-22)$$

9.5.2.3.2 Factor de unión de la soldadura

9.5.2.3.2.1 Intersección de aberturas con una soldadura determinante de la envolvente

Si una abertura interseca con una soldadura determinante de la envolvente (véase la definición en el apartado 5.6), debe reemplazarse el valor f_s en las ecuaciones (9.5-7, 11, 13 y 16) para el material de la envolvente por $f_s \cdot z$, donde z es el factor de unión de la soldadura de la envolvente.

9.5.2.3.2.2 Manguito con una soldadura longitudinal

Si un manguito tiene una soldadura longitudinal con un factor de unión de la soldadura z , entonces el valor de f_b para el material del manguito debe reemplazarse por $f_b \cdot z$, excepto para las aberturas en las envolventes cilíndricas o cónicas si el ángulo θ , según se define en el apartado 9.3.2, es mayor de 45°.

9.5.2.3.3 Áreas de soldadura en ángulo para compensación

Para todos los casos:

- Af_w es el área de todas las soldaduras que conectan entre sí los distintos componentes (envolvente a manguito, envolvente a anillo de refuerzo o placa de refuerzo) que se sitúa dentro de la longitud l'_s sobre la envolvente (véase 9.5.2.4.2) y las longitudes l'_b y l'_{bi} sobre el manguito (véase 9.5.2.4.4.1). Las áreas de soldadura ya incluidas en otras áreas, por ejemplo, Af_s , Af_r , Af_p o Af_b , deben omitirse de Af_w (véanse las figuras 9.4-6 y 9.4-10).

9.5.2.4 Áreas de secciones transversales cargadas con presión A_p y áreas de secciones transversales sometidas a tensiones A_t

9.5.2.4.1 Generalidades

Con referencia a las ecuaciones generales y sus derivadas del apartado 9.5.2.1, deben calcularse las áreas de las secciones transversales cargadas con presión y sometidas a tensiones a partir de distintas fórmulas dependiendo de los diferentes casos de envolventes y de los diferentes casos de manguitos.

El área de la sección transversal Af_p en presencia de placas de refuerzo debe calcularse de acuerdo con el apartado 9.5.2.3.1.

El área de la sección transversal Af_w para las áreas de soldadura en ángulo que participan en el refuerzo debe evaluarse de acuerdo con el apartado 9.5.2.3.4.

Véase el apartado 9.5.2.4.5 para el área de la sección transversal cargada con presión adicional Ap_ϕ debido a la oblicuidad de un manguito.

9.5.2.4.2 Envolventes con aberturas sin manguito o anillo de refuerzo, con o sin placas de refuerzo

9.5.2.4.2.1 En envolvente cilíndrica, sección longitudinal

Con referencia a las figuras 9.4-1 y 9.4-3, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$a = \frac{d}{2} \quad (9.5-23)$$

$$r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s} \quad (9.5-24)$$

$$l_{so} = \sqrt{((D_e - 2e_{a,s}) + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \quad (9.5-25)$$

$$l'_s = \min. (l_{so}; l_s) \quad (9.5-26)$$

$$Ap_s = r_{is}(l'_s + a) + a \cdot (e_{a,s} + e_{a,p}) \quad (9.5-27)$$

$$Af_s = l'_s \cdot e_{c,s} \quad (9.5-28)$$

Si el cierre de la abertura se localiza dentro de la envolvente (como en la figura 9.4-2), entonces:

$$Ap_s = r_{is}(l'_s + a) \quad (9.5-29)$$

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.2.2 En envolvente cónica, sección longitudinal

Con referencia a la figura 9.4-13, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$a = \frac{d}{2} \quad (9.5-30)$$

$$r_{is} = \frac{D_e}{2 \cos \alpha} - e_{a,s} \quad (9.5-31)$$

$$l_{so} = \sqrt{\left(\left(\frac{D_e}{\cos \alpha} - 2e_{a,s} \right) + e_{c,s} \right) \cdot e_{c,s}} \quad (9.5-32)$$

$$l'_s = \min. (l_{so}; l_s) \quad (9.5-33)$$

$$Af_s = l'_s \cdot e_{c,s} \quad (9.5-34)$$

$$AP_s = 0,5 \cdot (l'_s + a) \cdot (2r_{is} + (l'_s + a) \operatorname{tg} \alpha) + a \cdot (e_{a,s} + e_{a,p}) \quad (9.5-35)$$

Si el cierre de la abertura se localiza dentro del anillo, entonces:

$$AP_s = 0,5 \cdot (l'_s + a) \cdot (2r_{is} + (l'_s + a) \operatorname{tg} \alpha) \quad (9.5-36)$$

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.2.3 En envolvente esférica, fondo cóncavo, envolvente cilíndrica y cónica, sección transversal

Con referencia a las figuras 9.4-2 y 9.4-4, en las siguientes fórmulas las ecuaciones de r_{is} deben ser aquellas de las ecuaciones (9.5-3) a (9.5-6) del apartado 9.5-1.

$$l_{so} = \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \quad (9.5-37)$$

$$l'_s = \min. (l_{so}; l_s) \quad (9.5-38)$$

$$r_{ms} = (r_{is} + 0,5 \cdot e_{a,s}) \quad (9.5-39)$$

$$\delta = \frac{d}{2 \cdot r_{ms}} \quad (9.5-40)$$

$$a = r_{ms} \cdot \operatorname{arcsen} \delta \quad (9.5-41)$$

$$AP_s = 0,5 \cdot r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a}{0,5 \cdot e_{a,s} + r_{is}} + a \cdot (e_{a,s} + e_{a,p}) \quad (9.5-42)$$

$$Af_s = l'_s \cdot e_{c,s} \quad (9.5-43)$$

Si el cierre de la abertura se localiza dentro de la envolvente, entonces:

$$Ap_s = 0,5 \cdot r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a}{0,5 \cdot e_{a,s} + r_{is}} \quad (9.5-44)$$

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.3 Envoltentes con aberturas sin manguito, reforzadas con anillos de refuerzo

Esto se aplica sólo cuando se utilizan anillos de tipo soldadura insertada de acuerdo con las figuras 9.4-5 y 9.4-6, y el espesor efectivo del anillo de refuerzo para el cálculo de refuerzo e_r debe ser:

$$e_r = \text{mín.} (e_{a,r}; \text{máx.} (3e_{c,s}; 3l_r)) \quad (9.5-45)$$

NOTA Las notas de diseño descritas aquí, no tienen en cuenta la cuestión de estanquidad. Pueden ser necesarios cálculos complementarios. Véase el anexo G para una abertura con brida en una esfera (véase la figura G.3-7 b)

Considerando el anillo más la envolvente como una pared de la envolvente de espesor variable empezando a partir del agujero del anillo de refuerzo (véanse las figuras 9.4-5 y 9.4-6), la longitud máxima l_o del anillo más la envolvente a partir del agujero que contribuye al refuerzo de la abertura viene dado por:

$$l_o = \sqrt{(2r_{is} + e_{a,m}) \cdot e_{a,m}} \quad (9.5-46)$$

$$l_o = l_r + (l_o - l_r) \quad (9.5-47)$$

donde $e_{a,m}$ es el espesor medio (obtenido considerando e_r y $e_{c,s}$, y mediante cálculo iterativo) a lo largo de la longitud l_o :

$$e_{a,m} = e_{c,s} + (e_r - e_{c,s}) \cdot \frac{l_r}{l_o} \quad (9.5-48)$$

con

$$\frac{l_r}{l_o} \leq 1 \quad (9.5-49)$$

Si la anchura del anillo de refuerzo l_r es superior a l_o , entonces debe ponerse $l_r = l_o$ para el cálculo del refuerzo.

En consecuencia, la longitud efectiva l'_s de la envolvente para el cálculo de Ap_s y Af_s es:

$$l'_s = \text{mín.} (l_s; (l_o - l_r)) \quad (9.5-50)$$

9.5.2.4.3.1 Anillo de refuerzo en envolvente cilíndrica, sección longitudinal

Con referencia a la figura 9.4-5, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$a = \frac{d_{ir}}{2} \quad (9.5-51)$$

$$r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s} \quad (9.5-52)$$

$$l_o = \sqrt{((D_e - 2e_{a,s}) + e_{a,m}) \cdot e_{a,m}} \quad (9.5-53)$$

$$Af_s = l'_s \cdot e_{c,s} \quad (9.5-54)$$

$$Af_r = l_r \cdot e_r \quad (9.5-55)$$

$$Ap_s = \left(\frac{D_e}{2} - e_{a,s} \right) \cdot (l'_s + l_r + a) + e_{a,r} \cdot a \quad (9.5-56)$$

Si el cierre de la abertura se localiza dentro del anillo, entonces:

$$Ap_s = \left(\frac{D_e}{2} - e_{a,s} \right) \cdot (l'_s + l_r + a) \quad (9.5-57)$$

9.5.2.4.3.2 Anillo de refuerzo en envolvente cónica, sección longitudinal

Con referencia a las figuras 9.4-5 y 9.4-13, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$a = \frac{d_{ir}}{2} \quad (9.5-58)$$

$$r_{is} = \frac{D_e}{2 \cos \alpha} - e_{a,s} \quad (9.5-59)$$

$$l_o = \sqrt{\left(\left(\frac{D_e}{\cos \alpha} - 2e_{a,s} \right) + e_{a,m} \right) \cdot e_{a,m}} \quad (9.5-60)$$

$$Af_s = l'_s \cdot e_{c,s} \quad (9.5-61)$$

$$Af_r = l_r \cdot e_r \quad (9.5-62)$$

$$Ap_s = 0,5 \cdot (l'_s + l_r + a) \cdot (2r_{is} + (l'_s + l_r + a) \operatorname{tg} \alpha) + e_{a,r} \cdot a \quad (9.5-63)$$

Si el cierre de la abertura se localiza dentro del anillo, entonces:

$$Ap_s = 0,5 \cdot (l'_s + l_r + a) \cdot (2r_{is} + (l'_s + l_r + a) \operatorname{tg} \alpha) \quad (9.5-64)$$

9.5.2.4.3.3 Anillo de refuerzo en envolvente esférica, fondo cóncavo, envolvente cilíndrica y cónica, sección transversal

Con referencia a la figura 9.4-6, en las siguientes formulas las ecuaciones de r_{is} deben ser aquellas de las ecuaciones (9.5-3) a (9.5-6) del apartado 9.5-1.

$$r_{ms} = (r_{is} + 0,5 \cdot e_{a,s}) \quad (9.5-65)$$

$$\delta_r = \frac{d_{er}}{2 \cdot r_{ms}} \quad (9.5-66)$$

$$d_{er} = d_{ir} + 2l_r \quad (9.5-67)$$

$$a_r = r_{ms} \cdot \arcsen \delta_r \quad (9.5-68)$$

$$l_o = \sqrt{(2r_{is} + e_{a,m}) \cdot e_{a,m}} \quad (9.5-69)$$

$$\delta = \frac{d_{ir}}{2 \cdot r_{ms}} \quad (9.5-70)$$

$$a = r_{ms} \cdot \arcsen \delta \quad (9.5-71)$$

$$Ap_s = 0,5 \cdot r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a_r}{0,5 \cdot e_{a,s} + r_{is}} + e_{a,r} \cdot a \quad (9.5-72)$$

$$Af_s = l'_s \cdot e_{c,s} \quad (9.5-73)$$

$$Af_r = l_r \cdot e_r \quad (9.5-74)$$

Si el cierre de la abertura se localiza dentro del anillo, entonces:

$$Ap_s = 0,5 \cdot r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a_r}{0,5 \cdot e_{a,s} + r_{is}} \quad (9.5-75)$$

9.5.2.4.4 Manguitos normales a la envolvente, con o sin placas de refuerzo

9.5.2.4.4.1 Generalidades

Este apartado se refiere a las figuras 9.4-7 a 9.4-13.

Para un manguito superpuesto (véase la figura 9.4-7) o para un manguito insertado (véase la figura 9.4-8), la longitud del manguito que contribuye al refuerzo no debe ser mayor que l_{bo} calculada como sigue:

$$l_{bo} = \sqrt{(d_{eb} - e_b) \cdot e_b} \quad (9.5-76)$$

Para el cálculo del valor de l_{bo} , debe tomarse el valor del diámetro d_{eb} de los manguitos con secciones transversales elípticas u oblongas a lo largo de la dimensión más pequeña del agujero.

Para los manguitos salientes (véanse las figuras 9.4-8 a 9.4-10):

$$l'_{bi} = \text{mín.} (l_{bi}; 0,5 l_{bo}) \quad (9.5-77)$$

Para los manguitos insertados:

$$Af_b = e_b \cdot (l'_b + l'_{bi} + e'_s) \quad (9.5-78)$$

$$Af_s = l'_s \cdot e_{c,s} \quad (9.5-79)$$

Para los manguitos superpuestos:

$$Af_b = e_b \cdot l'_b \quad (9.5-80)$$

$$Af_s = (l'_s + e_b) \cdot e_{c,s} \quad (9.5-81)$$

donde

$$l'_b = \text{mín.} (l_{bo}; l_b) \quad (9.5-82)$$

$$l'_s = \text{mín.} (l_{so}; l_s) \quad (9.5-83)$$

e'_s es la longitud de penetración (total o parcial) del manguito insertado en la pared de la envolvente, pero no mayor que $e_{a,s}$.

Para los manguitos insertados y superpuestos:

$$Ap_b = 0,5d_{ib} (l'_b + e_{a,s}) \quad (9.5-84)$$

Si también contribuye al refuerzo una placa de refuerzo, entonces:

$$Ap_p = 0 \quad (9.5-85)$$

$$Af_p = e_p \cdot l'_p \quad (9.5-86)$$

con

$$l'_p = \text{mín.} (l_{so}; l_p) \quad (9.5-87)$$

$$e_p = \text{mín.} (e_{ap}; e_{c,s}) \quad (9.5-88)$$

Además, el espesor de análisis de la placa de refuerzo debe cumplir la siguiente condición:

$$e_{a,p} \leq 1,5 e_{a,s} \quad (9.5-89)$$

9.5.2.4.4.2 Manguitos extruídos

Véanse las figuras 9.4-11, forma Y, y 9.4-12 para los manguitos extraídos a partir de la envolvente. Si no se conoce el espesor mínimo o real de la parte extruída, tanto Af_s como Af_b deben multiplicarse por 0,9 para compensar la reducción en el espesor durante la fabricación.

Para los manguitos soldados a tope como los de la figura 9.4-11, forma X, y para los manguitos extruídos como en la figura 9.4-11, forma Y, y la figura 9.4-12, las áreas transversales cargadas con presión Ap y las áreas transversales sometidas a tensiones Af de los manguitos deben calcularse mediante un método adecuado.

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.4.3 Manguito en envolvente cilíndrica, sección longitudinal

Con referencia a las figuras 9.4-7 y 9.4-9, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$a = \frac{d_{eb}}{2} \quad (9.5-90)$$

$$r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s} \quad (9.5-91)$$

$$l_{so} = \sqrt{\left((D_e - 2e_{a,s}) + e_{c,s} \right) \cdot e_{c,s}} \quad (9.5-92)$$

$$l'_s = \min. (l_{so}; l_s) \quad (9.5-93)$$

$$Ap_s = r_{is} \cdot (l'_s + a) \quad (9.5-94)$$

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.4.4 Manguito en envolvente cónica, sección longitudinal

Con referencia a la figura 9.4-13, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$a = \frac{d_{eb}}{2} \quad (9.5-95)$$

$$r_{is} = \frac{D_e}{2 \cos \alpha} - e_{a,s} \quad (9.5-96)$$

$$l_{so} = \sqrt{\left(\left(\frac{D_e}{\cos \alpha} - 2e_{a,s} \right) + e_{c,s} \right) \cdot e_{c,s}} \quad (9.5-97)$$

$$l'_s = \min. (l_{so}; l_s) \quad (9.5-98)$$

$$Ap_s = 0,5 \cdot (l'_s + a) \cdot (2r_{is} + (l'_s + a) \operatorname{tg} \alpha) \quad (9.5-99)$$

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.4.5 Manguito en envolvente esférica, fondo cóncavo, envolvente cilíndrica y cónica, sección transversal

Con referencia a las figuras 9.4-8 y 9.4-10, en las siguientes formulas las ecuaciones de r_{is} deben ser aquellas de las ecuaciones (9.5-3) a (9.5-6) del apartado 9.5-1.

$$l_{s0} = \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \quad (9.5-100)$$

$$l'_s = \min. (l_{s0}; l_s) \quad (9.5-101)$$

$$r_{ms} = (r_{is} + 0,5 \cdot e_{a,s}) \quad (9.5-102)$$

$$\delta = \frac{d_{eb}}{2 \cdot r_{ms}} \quad (9.5-103)$$

$$a = r_{ms} \cdot \arcsen \delta \quad (9.5-104)$$

$$Ap_s = 0,5 \cdot r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a}{0,5 \cdot e_{a,s} + r_{is}} \quad (9.5-105)$$

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.5 Mangitos oblicuos a la envolvente, con o sin placas de refuerzo

9.5.2.4.5.1 Generalidades

Este apartado se refiere a las figuras 9.5-1, 9.5-2 y 9.5-3.

Para los mangitos oblicuos en todos los casos:

- Ap_φ es el área adicional debido a la oblicuidad del manguito; su valor es igual a cero cuando el manguito es normal ($\varphi = 0$) a la envolvente (véanse las figuras 9.5-1 y 9.5-3).

9.5.2.4.5.2 Generalidades para las envolventes cilíndricas y cónicas

Cuando un manguito es oblicuo en la sección transversal (véase la figura 9.5-2), y φ no supera el siguiente valor,

$$\varphi \leq \arcsen (1-\delta) \quad (9.5-106)$$

donde

$$\delta = \frac{d_{eb}}{2 (r_{is} + 0,5 e_{a,s})} \quad (9.5-107)$$

debe comprobarse el refuerzo tanto en la sección longitudinal como en la transversal. Para la comprobación sobre la sección longitudinal, φ debe tomarse igual a cero.

Debe comprobarse el refuerzo sólo sobre la sección longitudinal cuando el eje del manguito sea oblicuo en la sección longitudinal (véase la figura 9.5-1) y φ no supere 60°.

El refuerzo debe calcularse siempre sobre el lado donde haya un ángulo agudo entre la pared del manguito y la pared de la envolvente.

Debe calcularse el valor de la distancia a como se indica a continuación:

i) para las envolventes cilíndricas y cónicas en la sección longitudinal

$$a = 0,5 \cdot \frac{d_{eb}}{\cos \varphi} \quad (9.5-108)$$

ii) para las envolventes cilíndricas y cónicas en la sección transversal

$$a = 0,5 r_{ms} \cdot [\arcsen(\delta + \sen \varphi) + \arcsen(\delta - \sen \varphi)] \quad (9.5-109)$$

con

$$r_{ms} = (r_{is} + 0,5 \cdot e_{a,s}) \quad (9.5-110)$$

$$\delta = \frac{d_{eb}}{2 \cdot r_{ms}} \quad (9.5-111)$$

El área adicional debida a la oblicuidad del manguito debe determinarse como se indica a continuación:

$$Ap_{\varphi} = \frac{d_{ib}^2}{2} \cdot \operatorname{tg} \varphi \quad (9.5-112)$$

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.5.3 Manguito oblicuo en envolvente cilíndrica, sección longitudinal

Con referencia a la figura 9.5-1, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$Ap_s = r_{is} \cdot (l'_s + a) \quad (9.5-113)$$

con a y Ap_{φ} calculados de acuerdo con el apartado 9.5.2.4.5.2.

Deben calcularse los valores de r_{is} , l_{so} , l'_s con las mismas ecuaciones y las mismas condiciones del apartado 9.5.2.4.4.3.

Deben calcularse los valores de l_{bo} , l'_{bi} , e'_s , Af'_b , Af'_s , Ap_b , Ap_p , Af'_p y e_p con las mismas ecuaciones y las mismas condiciones del apartado 9.5.2.4.4.1.

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.5.4 Manguito oblicuo en envolvente cónica, sección longitudinal

Con referencia a las figuras 9.5-1 y 9.4-13, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$Ap_s = 0,5 \cdot (l'_s + a) \cdot (2r'_{is} + (l'_s + a) \operatorname{tg} \alpha) \quad (9.5-114)$$

con a y Ap_{φ} calculados de acuerdo con el apartado 9.5.2.4.5.2.

NOTA Esto se aplica incluso si la dirección real del eje del manguito supusiera un valor reducido de Ap_s sobre el lado del manguito en el que se calcula el refuerzo. La ecuación de Ap_s debería utilizarse en ambos casos: cuando el eje del manguito está inclinado a lo largo de la generatriz del cono en una dirección o en la otra dirección.

Deben calcularse los valores de r_{is} , l_{so} , l'_s con las mismas ecuaciones y las mismas condiciones del apartado 9.5.2.4.4.4.

Deben calcularse los valores de l_{bo} , l'_{bi} , e'_s , Af_b , Af_s , Ap_b , Ap_p , Af_p y e_p con las mismas ecuaciones y las mismas condiciones del apartado 9.5.2.4.4.1.

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.5.5 Manguito oblicuo en envolvente cilíndrica y cónica, sección transversal

Con referencia a la figura 9.5-2, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$Ap_s = 0,5 \cdot r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a}{0,5 \cdot e_{a,s} + r_{is}} \quad (9.5-115)$$

con a y Ap_ϕ calculados de acuerdo con el apartado 9.5.2.4.5.2.

Deben calcularse los valores de r_{is} , l_{so} , l'_s con las mismas ecuaciones y las mismas condiciones del apartado 9.5.2.4.4.5.

Deben calcularse los valores de l_{bo} , l'_{bi} , e'_s , Af_b , Af_s , Ap_b , Ap_p , Af_p y e_p con las mismas ecuaciones y las mismas condiciones del apartado 9.5.2.4.4.1.

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

9.5.2.4.5.6 Generalidades para manguitos oblicuos en envolventes esféricas y fondos cóncavos

Lo siguiente se aplica a los manguitos en envolventes esféricas y las partes esféricas de los fondos cóncavos, y también a los fondos elípticos (véase la figura 9.5-3), que tienen un eje que es oblicuo a la dirección radial de la esfera o a la dirección radial local del fondo elíptico, y que forma un ángulo con dicha dirección limitado por:

$$\varphi < \arcsen(1 - \delta) \quad (9.5-116)$$

con

$$\delta = \frac{d_{eb}}{2 \cdot r_{ms}} \quad (9.5-117)$$

$$r_{ms} = (r_{is} + 0,5 \cdot e_{a,s}) \quad (9.5-118)$$

Con referencia a la figura 9.5-3, en las siguientes formulas las ecuaciones de r_{is} deben ser aquellas de las ecuaciones (9.5-3) a (9.5-6) del apartado 9.5-1.

El refuerzo debe calcularse sobre el plano definido por el eje del manguito y el radio de la esfera que pasa a través del centro del manguito. Debe realizarse el cálculo considerando solamente las áreas localizadas sobre el lado del manguito donde haya un ángulo agudo entre la pared del manguito y la superficie de la esfera, con la excepción de que l'_s debe calcularse sobre ambos lados del manguito, y debe tomarse el valor más pequeño.

El valor de a para las envolventes esféricas y los fondos cóncavos viene dado por:

$$a = 0,5 r_{ms} \cdot [\arcsen(\delta + \sen \varphi) + \arcsen(\delta - \sen \varphi)] \quad (9.5-119)$$

con

$$r_{ms} = (r_{is} + 0,5 \cdot e_{a,s}) \quad (9.5-120)$$

$$\delta = \frac{d_{eb}}{2 \cdot r_{ms}} \quad (9.5-121)$$

El área adicional debida a la oblicuidad del manguito debe determinarse mediante lo siguiente:

$$Ap_{\varphi} = \frac{d_{ib}^2}{2} \cdot \text{tg } \varphi \quad (9.5-122)$$

Con referencia a la figura 9.5-3, deben calcularse los valores útiles para la compensación de la abertura como sigue:

$$Ap_s = 0,5 \cdot r_{is}^2 \cdot \frac{l'_s + a}{0,5 \cdot e_{a,s} + r_{is}} \quad (9.5-123)$$

con a y Ap_{φ} calculados de acuerdo con el apartado 9.5.2.4.5.6.

Deben calcularse los valores de r_{is} , l_{so} , l'_s con las mismas ecuaciones y las mismas condiciones del apartado 9.5.2.4.4.5.

Deben calcularse los valores de l_{bo} , l'_{bi} , e'_s , Af_b , Af_s , Ap_b , Ap_p , Af_p y e_p con las mismas ecuaciones y las mismas condiciones del apartado 9.5.2.4.4.1.

Para un refuerzo adecuado debe satisfacerse la ecuación (9.5-7) o (9.5-11), según sea apropiado.

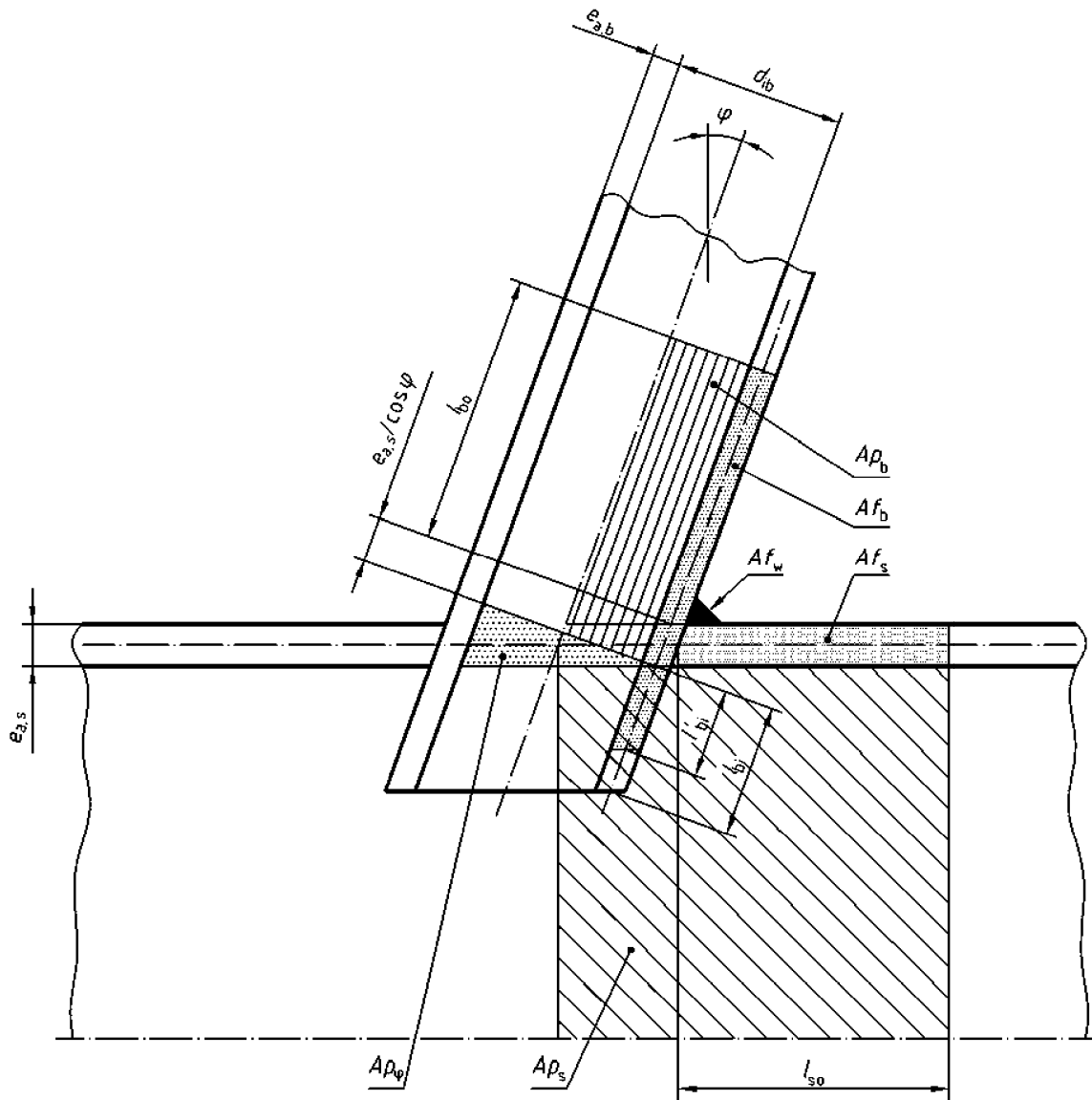


Figura 9.5-1 – Envolverte cilíndrica con manguito oblicuo en la sección longitudinal

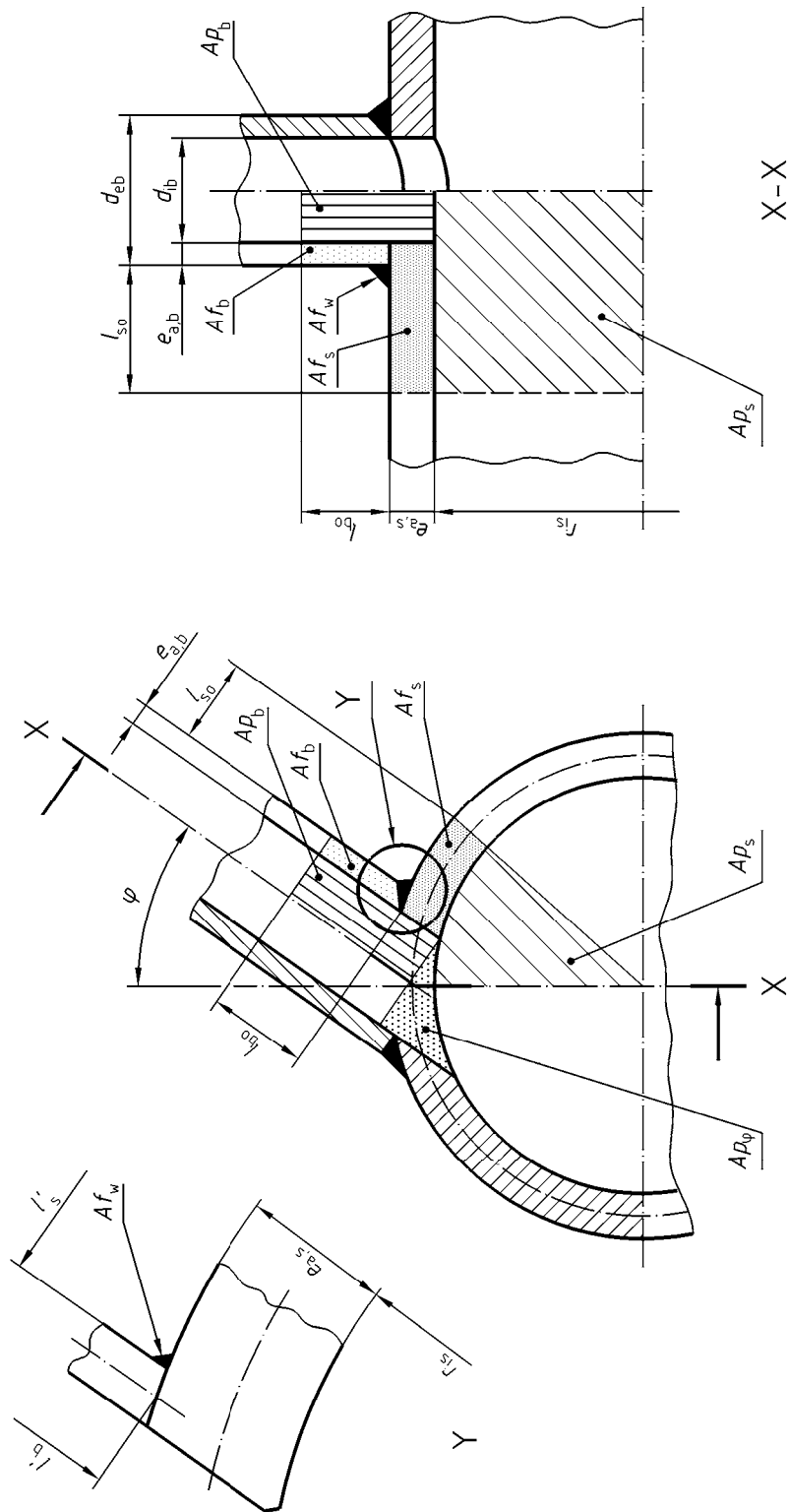


Figura 9.5-2 – A envoltura cilíndrica con manguito oblicuo en la sección transversal

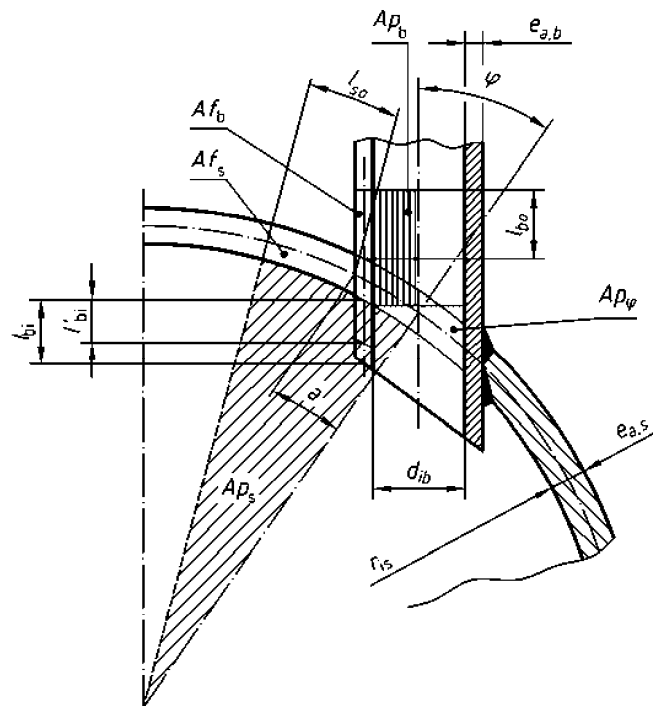


Figura 9.5-3 – Envolverte esférica con un manguito no radial

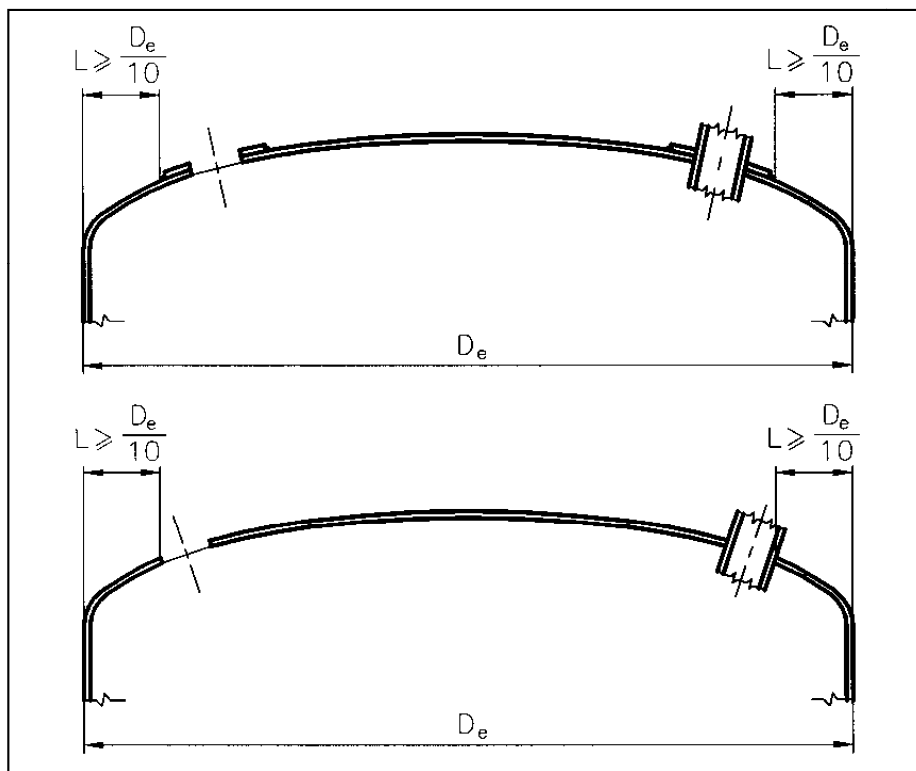


Figura 9.5-4 – Posición de aberturas, manguitos y placas de refuerzo en fondos cóncavos

9.6 Aberturas múltiples

9.6.1 Aberturas adyacentes

Este apartado proporciona una comprobación de ligamento (en 9.6.3) y una comprobación global (en 9.6.4). Estas comprobaciones se utilizan de la manera siguiente.

Si la distancia entre centros L_b de dos aberturas adyacentes (véanse las figuras 9.6-1 y 9.6-3) no satisface la ecuación (9.5-1), debe realizarse una comprobación de ligamento de acuerdo con el apartado 9.6.3, a menos que se cumplan las condiciones indicadas en el apartado 9.6.2. Si la comprobación de ligamento no resulta satisfactoria, debe realizarse una comprobación global.

Ningún ligamento entre manguitos debe ser inferior a

$$\text{máx.} \left(3e_{a,s}; 0,2 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \right) \quad (9.6-1)$$

donde

r_{is} la media de los radios de la envolvente en los centros de dos de manguitos adyacentes (por ejemplo, una envolvente cónica).

Deben cumplirse en todos los casos los requisitos del apartado 9.5 para aberturas aisladas.

9.6.2 Condiciones bajo las cuales no se requiere una comprobación de ligamento

Si se cumplen todas las condiciones siguientes, no es necesaria una comprobación de ligamento:

a) la suma de los diámetro de los manguitos (anchuras máximas) cumple lo siguiente

$$(d_1 + d_2 + \dots + d_n) \leq 0,2 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \quad (9.6-2)$$

b) los manguitos están totalmente situados dentro de un círculo de un diámetro dado por

$$d_c = 2 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \quad (9.6-3)$$

c) los manguitos están aislados de otra abertura o discontinuidad cualquiera fuera de ese círculo.

9.6.3 Comprobación de ligamento de aberturas adyacentes

9.6.3.1 Generalidades

La comprobación de ligamento se satisface si se cumple la ecuación siguiente (véanse las figuras 9.6-1 a 9.6-4)

$$\begin{aligned} (Af_{Ls} + Af_w) \cdot (f_s - 0,5P) + Af_{b1} (f_{ob1} - 0,5P) + Af_{p1} (f_{op1} - 0,5P) + Af_{b2} (f_{ob2} - 0,5P) + \\ + Af_{p2} (f_{op2} - 0,5P) \geq P (Ap_{Ls} + Ap_{b1} + 0,5 Ap_{p1} + Ap_{b2} + 0,5 Ap_{p2}) \end{aligned} \quad (9.6-4)$$

Cuando haya instalado un anillo de refuerzo, Af_r y Ap_r se deben sustituir por Af_b y Ap_b .

En esta ecuación, las áreas Af_{Ls} y Ap_{Ls} de la envolvente se especifican en los apartados 9.6.3.2.2 y 9.6.3.2.3.

Para grupos de aberturas, la comprobación de ligamento se debe realizar para cada par de aberturas adyacentes.

9.6.3.2 Aberturas en envolventes cilíndricas y cónicas

9.6.3.2.1 Para dos aberturas adyacentes en envolventes cilíndricas y cónicas (véanse las figuras 9.6-1 a 9.6-2), la ecuación (9.6-4) debe cumplirse en el plano normal a la envolvente y que contenga los centros de las aberturas. Ap_{LS} y Af_{LS} vienen dados en los apartados 9.6.3.2.2 y 9.6.3.2.3 respectivamente.

9.6.3.2.2 Para envolventes cilíndricas, Ap_{LS} viene dado por

$$Ap_{LS} = \frac{0,5 r_{is}^2 \cdot L_b \cdot (1 + \cos \Phi)}{r_{is} + 0,5 e_{a,s} \cdot \sin \Phi} \quad (9.6-5)$$

donde

r_{is} viene dado por la ecuación (9.5-3).

Para envolventes cónicas, Ap_{LS} viene dado por

$$Ap_{LS} = \frac{0,25 (r_{is1} + r_{is2})^2 \cdot L_b \cdot (1 + \cos \Phi)}{r_{is1} + r_{is2} + e_{a,s} \cdot \sin \Phi} \quad (9.6-6)$$

donde

r_{is} viene dado por la ecuación (9.5-6).

En todos los casos, Φ estará de acuerdo con lo que se indica en la figura 9.6-1 y L_b con lo que se indica en las figuras 9.6-1 a 9.6-6.

9.6.3.2.3 Af_{LS} viene dado por

$$Af_{LS} = (L_b - a_1 - a_2) \cdot e_{c,s} \quad (9.6-7)$$

donde las distancias a_1 y a_2 a lo largo de L_b vienen dadas por lo siguiente (véanse las figuras 9.6-1 y 9.6-2)

a) en casos con $\Phi = 0^\circ$ (es decir, cuando los manguitos se encuentran en el eje del recipiente)

$$a = \frac{0,5 d_{eb}}{\cos \varphi_e} \quad (9.6-8)$$

b) en casos con $\Phi \neq 0^\circ$ donde

– el manguito oblicuo está inclinado hacia la abertura adyacente

$$a = r_{os} \cdot [\arcsen(\delta + \sin \varphi_e) - \varphi_e] \quad (9.6-9)$$

– el manguito oblicuo está inclinado en sentido contrario a la abertura adyacente

$$a = r_{os} \cdot [\varphi_e + \arcsen(\delta - \sin \varphi_e)] \quad (9.6-10)$$

donde

$$r_{os} = \frac{r_{is}}{\sin^2 \Phi} + 0,5 e_{a,s} \quad (9.6-11)$$

$$\delta = \frac{d_{eb}}{2r_{os}} \quad (9.6-12)$$

y arcsen está expresado en radianes.

Para manguitos oblicuos adyacentes que se encuentren en la misma generatriz, los ejes de los manguitos se deben proyectar sobre el plano que contenga los centros de cada abertura y el eje de la envolvente.

Los valores de $Ap_{\phi 1}$ y $Ap_{\phi 2}$ deben calcularse de acuerdo con el apartado 9.5.2.4.5.2.

9.6.3.3 Aberturas en envolventes esféricas y fondos cóncavos

En el caso de 2 aberturas normales adyacentes (véase la figura 9.6-3), la ecuación (9.6-4) debe cumplirse en el plano normal a la envolvente y que contengan los centros de las 2 aberturas.

Con este objeto, se deben calcular las distancias a_1 y a_2 y las áreas Ap_{Ls} y Af_{Ls} de acuerdo con ecuaciones del apartado 9.6.3 para envolventes cilíndricas y con un ángulo igual a 90° .

Para manguitos oblicuos adyacentes (véase la figura 9.6-4), los ejes de los manguitos se deben proyectar sobre el plano que contenga las normales a la envolvente en el centro de cada abertura. Los valores de $Ap_{\phi 1}$ y $Ap_{\phi 2}$ deben calcularse de acuerdo con el apartado 9.5.2.4.5.6.

9.6.3.4 Aberturas adyacentes en un patrón de agujeros regular

Las aberturas adyacentes se considera que están dispuestas en un patrón de agujeros regular cuando no menos de 3 manguitos se encuentren en la misma línea (circunferencial o longitudinal formando un ángulo Φ con la generatriz para envolventes cilíndricas o cónicas y en cualquier dirección para envolventes esféricas y fondos cóncavos). No debe haber ninguna otra abertura situada cerca de estas aberturas adyacentes a una distancia inferior a $2l_{so}$.

Cuando se taladren agujeros formando un patrón regular, pueden utilizarse los métodos de diseño dados en la norma relativa a calderas con tubos de agua (véase la Norma EN 12952).

9.6.3.4.1 Si aberturas adyacentes dispuestas en un patrón de agujeros regular tienen el mismo valor del diámetro interior d_{ib} y la misma distancia L_b entre ellas, con manguitos normales a la envolvente de las mismas dimensiones y con un valor f_b no inferior al f_s de la envolvente, pueden aplicarse las condiciones siguientes para la evaluación del refuerzo.

Teniendo en cuenta la longitud $n \times L_b$ ocupada por los agujeros, la ecuación general (9.6-4) queda simplificada de la manera siguiente:

$$n \cdot Af_{Ls} \cdot (f_s - 0,5P) + n \cdot 2Af_b (f_s - 0,5P) \geq P \cdot n \cdot (Ap_{Ls} + 2Ap_b) \quad (9.6-13)$$

donde

$$Af_{Ls} = e_{c,s} (L_b - d_{ib}) \quad (9.6-14)$$

$$Af_b = l_{bo} e_{a,b} \quad (9.6-15)$$

$$Ap_b = 0,5d_{ib} l_{bo} \quad (9.6-16)$$

Ap_{Ls} se define en el apartado 9.6.3 a para distintos tipos de envolventes y distintos valores de Φ

para envolvente cónica
$$r_i = \frac{r_{i1} + r_{in}}{2} \quad (9.6-17)$$

Por tanto, se aplican las condiciones siguientes para el refuerzo de agujeros adyacentes taladrados formando un patrón de agujeros regular:

$$e_{c,s} \cdot (L_b - d_{ib}) + 2 \cdot e_{a,b} \cdot l_{bo} \geq \frac{P}{(f_s - 0,5P)} \cdot (Ap_{Ls} + d_{ib} \cdot l_{bo}) \quad (9.6-18)$$

9.6.4 Comprobación global de aberturas adyacentes

Si no resulta satisfactoria la comprobación de ligamento, debe hacerse una comprobación global extendiendo el cálculo a una sección transversal mayor que incluye las dos paredes de cada manguito y las secciones adyacentes de la envolvente (véanse las figuras 9.6-5 y 9.6-6). Deben cumplirse las condiciones siguientes:

a) $L_b + a'_1 + a'_2 \leq 2 (l_{so1} + l_{so2})$ (9.6-19)

donde a'_1 y a'_2 se toman en la dirección opuesta al ligamento;

b) la ecuación (9.6-4) debe cumplirse con el término del lado derecho multiplicado por 0,85;

c) no hay ninguna otra abertura adyacente a las 2 aberturas consideradas;

d) ninguna de las 2 aberturas está cerca de una discontinuidad (véase 9.7.2).

Se debe realizar otro cálculo del refuerzo considerando toda la sección de la envolvente dentro de la longitud L_{b1} ,

donde

$$L_{b1} = L_b + a'_1 + a'_2 + k \cdot l_{so1} + k \cdot l_{so2} \quad (9.6-20)$$

L_b es según lo definido en el apartado 9.5.1 y el valor de k viene dado por:

$$k = 2 - \frac{L_b + a'_1 + a'_2}{l_{so1} + l_{so2}} \quad (9.6-21)$$

Si k resulta ser mayor que 1 se debe tomar igual a 1.

Debe cumplirse la condición siguiente (véanse las figuras 9.6-5 y 9.6-6)

$$(Af_{Os} + Af_w) \cdot (f_s - 0,5P) + 2Af_{b1} (f_{ob1} - 0,5P) + 2Af_{b2} (f_{ob2} - 0,5P) + Af_{p01} (f_{op1} - 0,5P) + \\ + Af_{p02} (f_{op2} - 0,5P) + Af_{pi} (f_{opi} - 0,5P) \geq P (Ap_{Os} + 2Ap_{b1} + Ap_{\phi1} + 2Ap_{b2} + Ap_{\phi2}) \quad (9.6-22)$$

donde

Ap_{Os} y las distancias a_1 y a_2 , a'_1 y a'_2 se calculan como Ap_{Ls} de acuerdo con el apartado 9.6.3 con L_{b1} en lugar de L_b y con r_{is} según lo definido en las ecuaciones 9.5-3 a 9.5-6;

$$Af_{Os} = (L_{b1} - a_1 - a_2 - a'_1 - a'_2) \cdot e_{c,s} \quad (9.6-23)$$

Af_w es el total de las áreas soldadas dentro de L_{b1} ;

– para cada manguito, Af_b , Ap_b y Ap_{ϕ} se calculan de acuerdo con los apartados 9.5.2.4.4 y 9.5.2.4.5;

– para la placa de refuerzo fuera de L_b

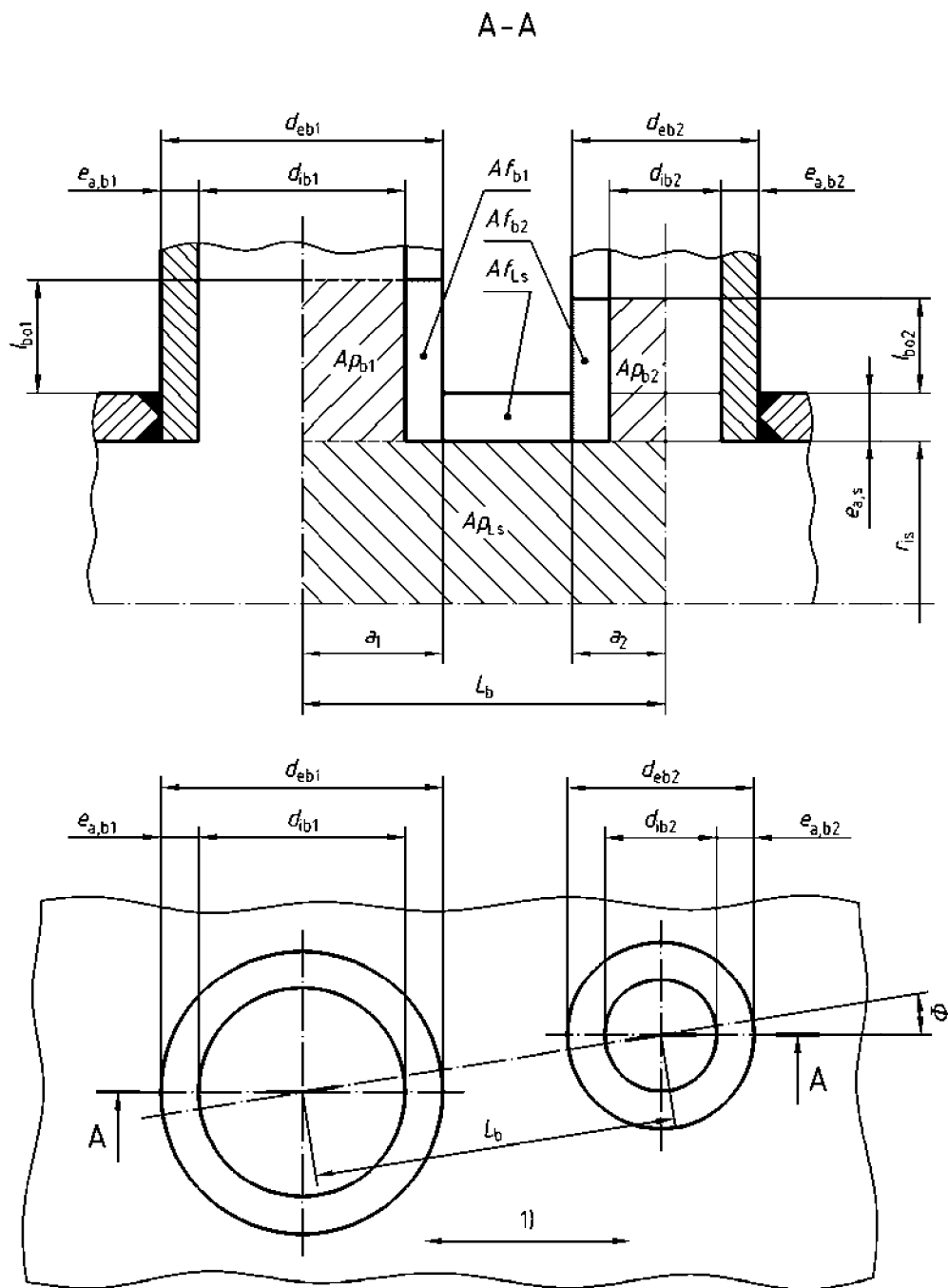
$$Af_{po} = e_p \cdot l_p \quad (9.6-24)$$

$$l_p = \text{mín.} (l_p; k \cdot l_{so}) \quad (9.6-25)$$

– para la placa de refuerzo entre los manguitos y dentro de L_b

$$Af_{pi} = e_p \cdot L_{bp} \quad (9.6-26)$$

$$L_{bp} = \text{mín.} (l_p; (L_b - a_1 - a_2)) \quad (9.6-27)$$

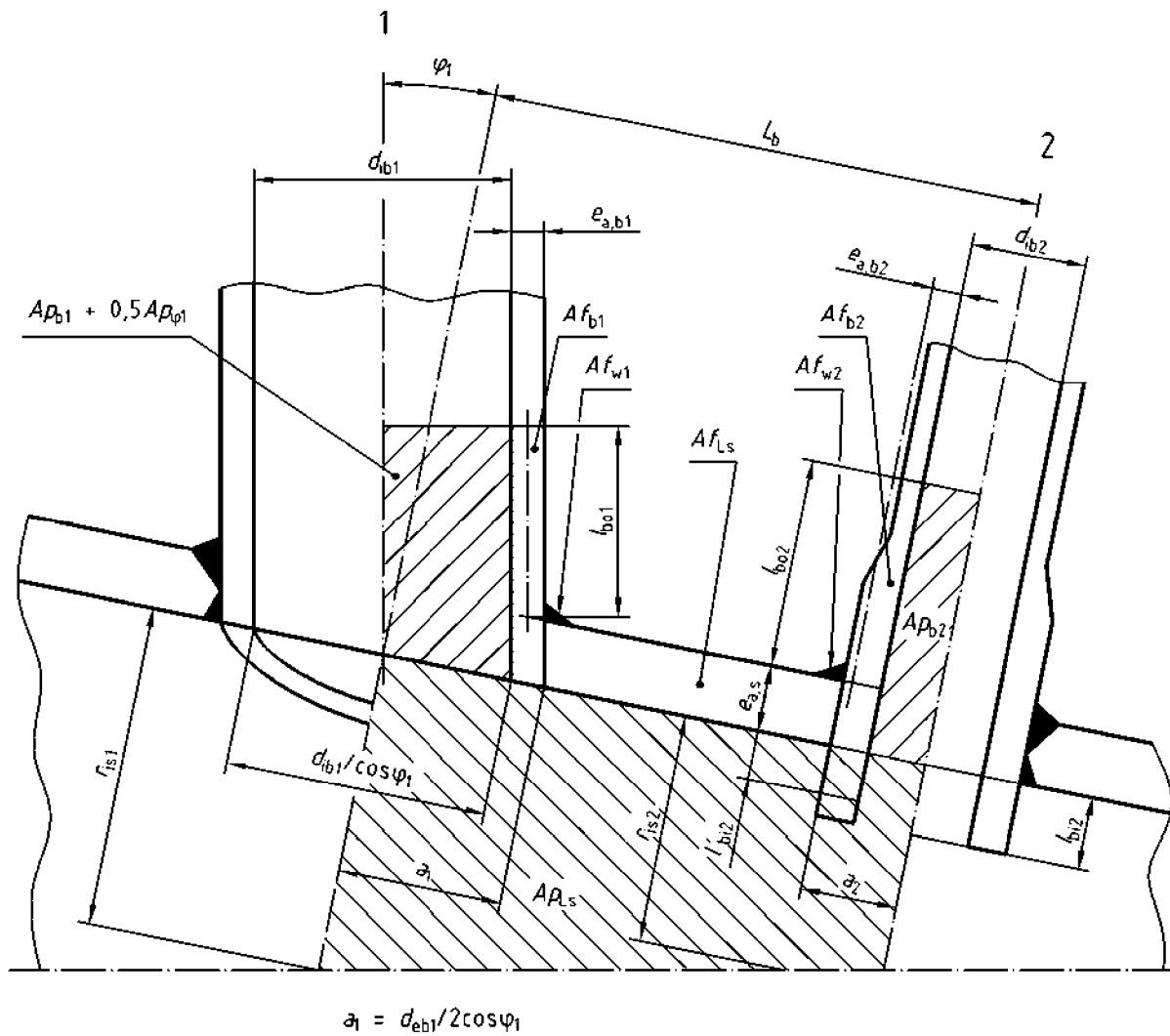


Leyenda

1) dirección de la generatriz

NOTA La sección transversal mostrada en esta figura ilustra el caso en el que $\phi = 0$.

Figura 9.6-1 – Comprobación de ligamento de manguitos adyacentes normales a una envolvente cilíndrica



NOTA La sección transversal mostrada en esta figura ilustra el caso en el que $\Phi = 0$.

Figura 9.6-2 – Comprobación de ligamento de manguitos adyacentes oblicuos en una envolvente cónica

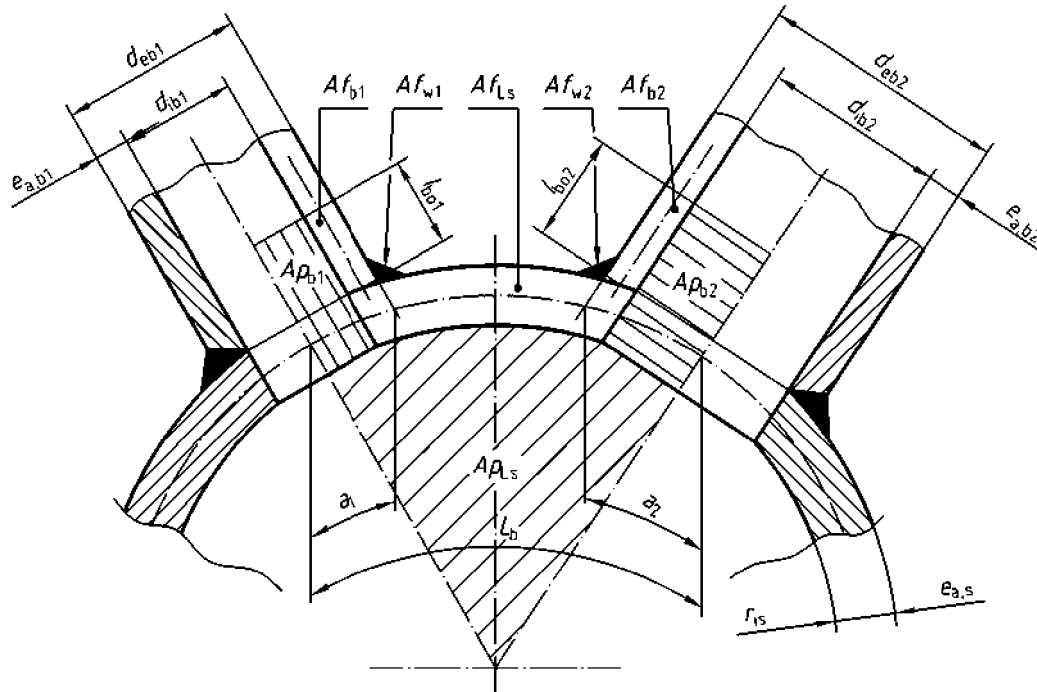


Figura 9.6-3 – Comprobación de ligamento de manguitos adyacentes normales a una envolvente esférica

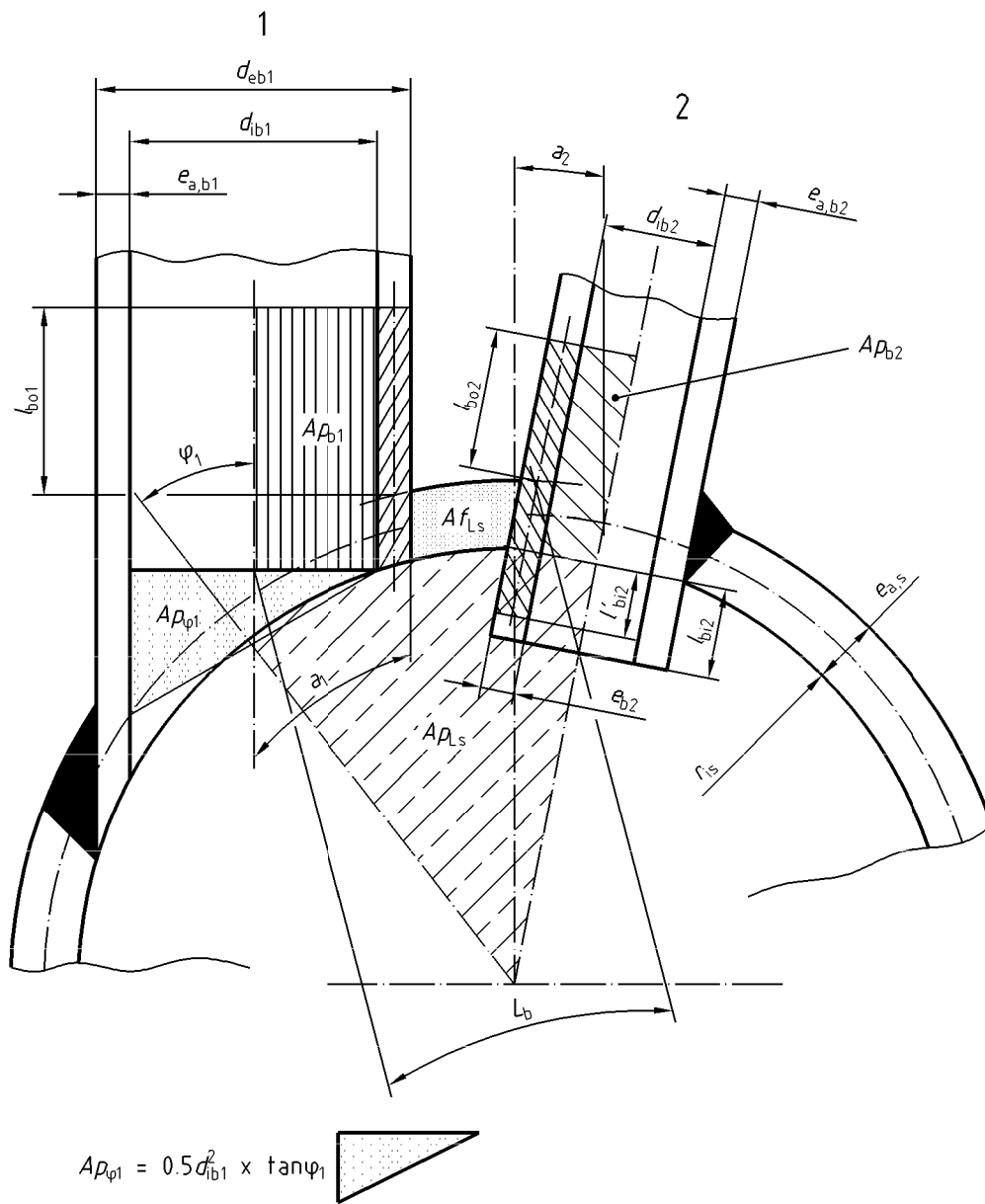


Figura 9.6-4 – Comprobación de ligamentos de manguitos adyacentes oblicuos en una envoltura esférica

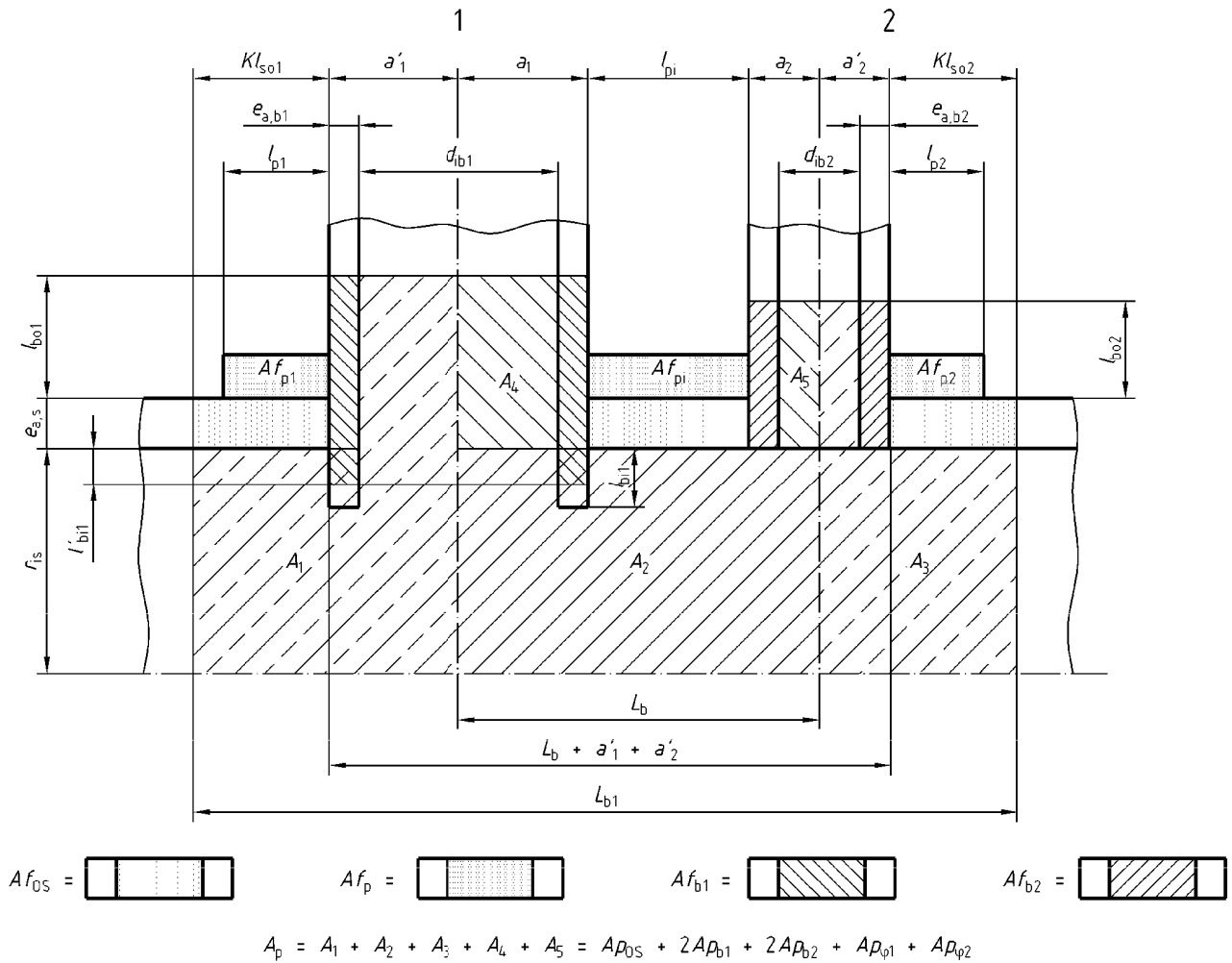


Figura 9.6-5 – Comprobación global de manguitos adyacentes en una envoltura cilíndrica

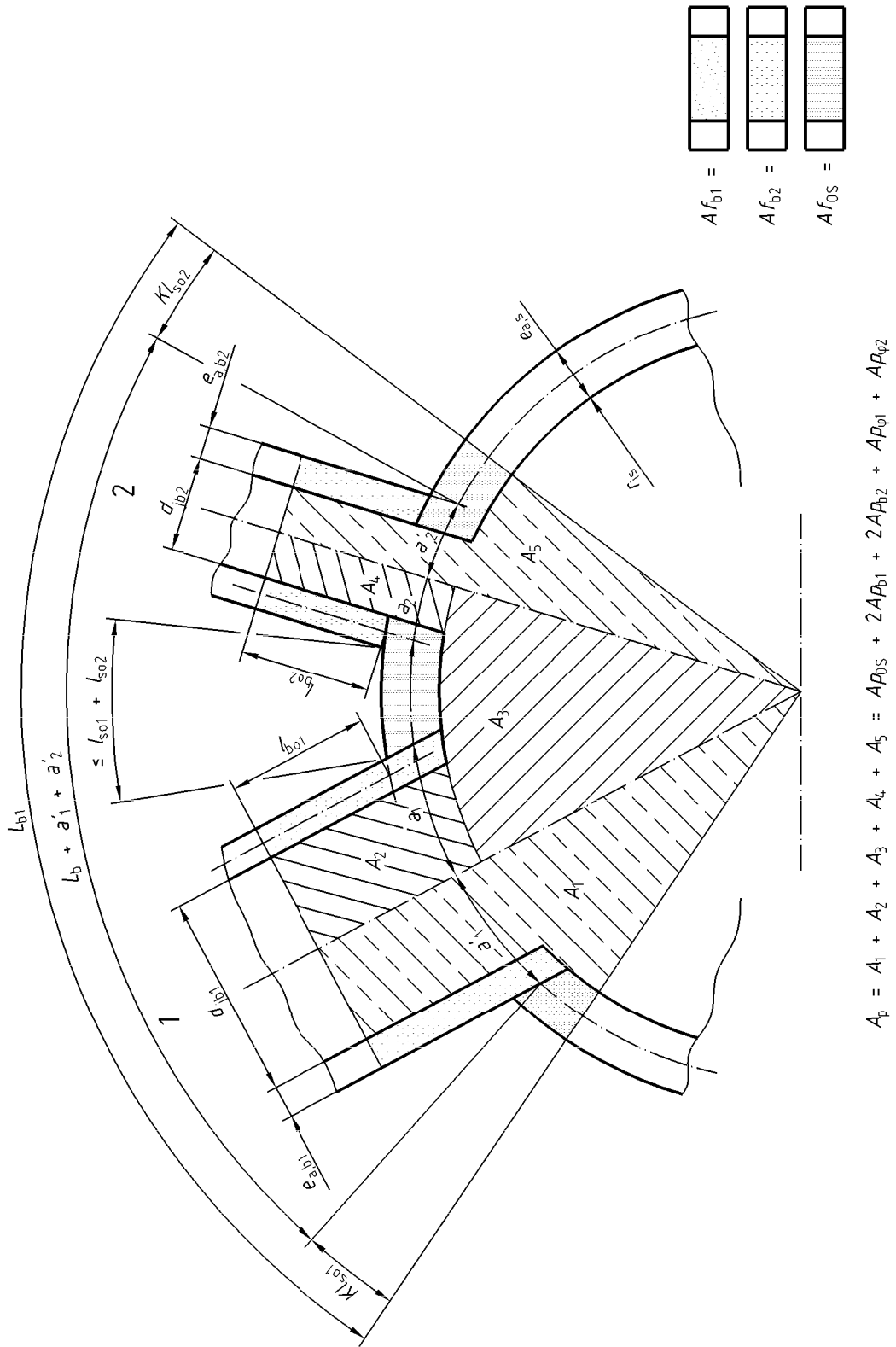


Figura 9.6-6 – Comprobación global de manguitos adyacentes en una envolvente esférica o fondo cóncavo

9.7 Aberturas próximas a una discontinuidad de la envolvente

9.7.1 Se aplican los límites para la distancia admisible w (véanse las figuras 9.7-1 a 9.7-11) entre una abertura y una discontinuidad de la envolvente:

- las aberturas no debe estar a una distancia w (véanse las figuras 9.7-1 a 9.7-11) inferior a un valor mínimo $w_{\min.}$ desde una discontinuidad, según lo indicado en el apartado 9.7.2.1;
- si una abertura se encuentra dentro de una distancia w_p de una discontinuidad, la longitud disponible de la envolvente l_s para refuerzo de la abertura, se debe reducir de acuerdo con lo indicado en el apartado 9.7.3.

9.7.2 Valores relativos a $w_{\min.}$

9.7.2.1 Aberturas en envolventes cilíndricas

- En una envolvente cilíndrica conectada a un fondo cóncavo o hemisférico, el diámetro grande de una envolvente cónica, un fondo plano, una placa de tubos o cualquier tipo de brida, la distancia w , tal como se muestra en las figuras 9.7-1 a 3 y 9.7-5, debe cumplir la condición siguiente

$$w \geq w_{\min.} = \max. \left(0, 2 \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}}; 3e_{a,s} \right) \quad (9.7-1)$$

- En una envolvente cilíndrica conectada al diámetro pequeño de una envolvente cónica, una envolvente esférica convexa hacia el cilindro u otra envolvente cilíndrica con un eje distinto, la distancia w , tal como se muestra en las figuras 9.7-6 a 8, debe cumplir la condición siguiente

$$w \geq w_{\min.} = l_{cyl} \quad (9.7-2)$$

donde

$$l_{cyl} = \sqrt{D_c \cdot e_1} \quad (9.7-3)$$

- En una envolvente cilíndrica conectada a una junta de dilatación, la distancia w , tal como se muestra en la figura 9.7-4, debe cumplir la condición

$$w \geq w_{\min.} = 0,5 \cdot l_{cyl} \quad (9.7-4)$$

9.7.2.2 Aberturas en envolventes cónicas

- En una envolvente cónica conectada por su diámetro grande con una envolvente cilíndrica con el mismo eje, la distancia w , tal como se muestra en la figura 9.7-9, debe cumplir la condición siguiente

$$w \geq w_{\min.} = \max. \left(0, 2 \sqrt{\frac{D_c \cdot e_{c,s}}{\cos \alpha}}; 3e_{a,s} \right) \quad (9.7-5)$$

donde D_c es el diámetro medio de la envolvente cilíndrica, $e_{a,s}$ es el espesor de la envolvente cónica y α es el semiángulo del vértice.

- En una envolvente cónica conectada por su diámetro pequeño a una envolvente cilíndrica con el mismo eje, la distancia w , tal como se muestra en la figura 9.7-10, debe cumplir la condición siguiente

$$w \geq w_{\min.} = l_{con} \quad (9.7-6)$$

donde

$$l_{\text{con}} = \sqrt{\frac{D_c \cdot e_2}{\cos \alpha}} \quad (9.7-7)$$

9.7.2.3 Aberturas en fondos de cúpula y atornillados

Para aberturas en fondos de cúpula y atornillados, la distancia w desde el borde de la abertura desde la brida, medida como se muestra en la figura 9.7-11, debe cumplir la condición siguiente

$$w \geq w_{\text{mín.}} = \text{máx.} \left(0, 2 \sqrt{(2r_{\text{is}} + e_{\text{c,s}}) \cdot e_{\text{c,s}}} ; 3e_{\text{a,s}} \right) \quad (9.7-8)$$

9.7.2.4 Aberturas en fondos elípticos y torisféricos

Para fondos cóncavos, el valor w es la distancia a lo largo del meridiano entre el borde de la abertura (diámetro exterior del manguito o placa) y el punto en el fondo cóncavo determinado por la distancia $D_c/10$ mostrada en la figura 9.5-4 (es decir, la distancia $w_{\text{mín.}} = 0$).

9.7.2.5 Aberturas en fondos hemisféricos

Para fondos hemisféricos conectados a una envolvente cilíndrica, una brida o una placa de tubos, la distancia w debe cumplir la condición siguiente

$$w \geq w_{\text{mín.}} = \text{máx.} \left(0, 2 \sqrt{(2r_{\text{is}} + e_{\text{c,s}}) \cdot e_{\text{c,s}}} ; 3e_{\text{a,s}} \right) \quad (9.7-9)$$

9.7.3 Reglas relativas a w_p

Cuando la distancia w de una abertura desde una discontinuidad, como se muestra en las figuras 9.7-1 a 11, es menor que el valor w_p definido en los puntos a), b), c) siguientes, la longitud de la envolvente l_s disponible para refuerzo a tener en cuenta en la ecuación (9.5-26) y otras similares se reduce a los siguientes valores:

- a) para las discontinuidades indicadas en los apartados 9.7.2.1 (a), 9.7.2.2 (a), 9.7.2.3 y 9.7.2.4

$$w \leq w_p = l_{\text{so}} \quad (9.7-10)$$

$$l_s = w \quad (9.7-11)$$

- b) para las discontinuidades indicadas en los apartados 9.7.2.1 (b) y (c)

$$w \leq w_p = l_{\text{so}} + w_{\text{mín.}} \quad (9.7-12)$$

$$l_s = w - w_{\text{mín.}} \quad (9.7-13)$$

- c) para las discontinuidades indicadas en el apartado 9.7.2.2.(b)

$$w \leq w_p = l_{\text{so}} + l_{\text{con}} \quad (9.7-14)$$

$$l_s = w - l_{\text{con}} \quad (9.7-15)$$

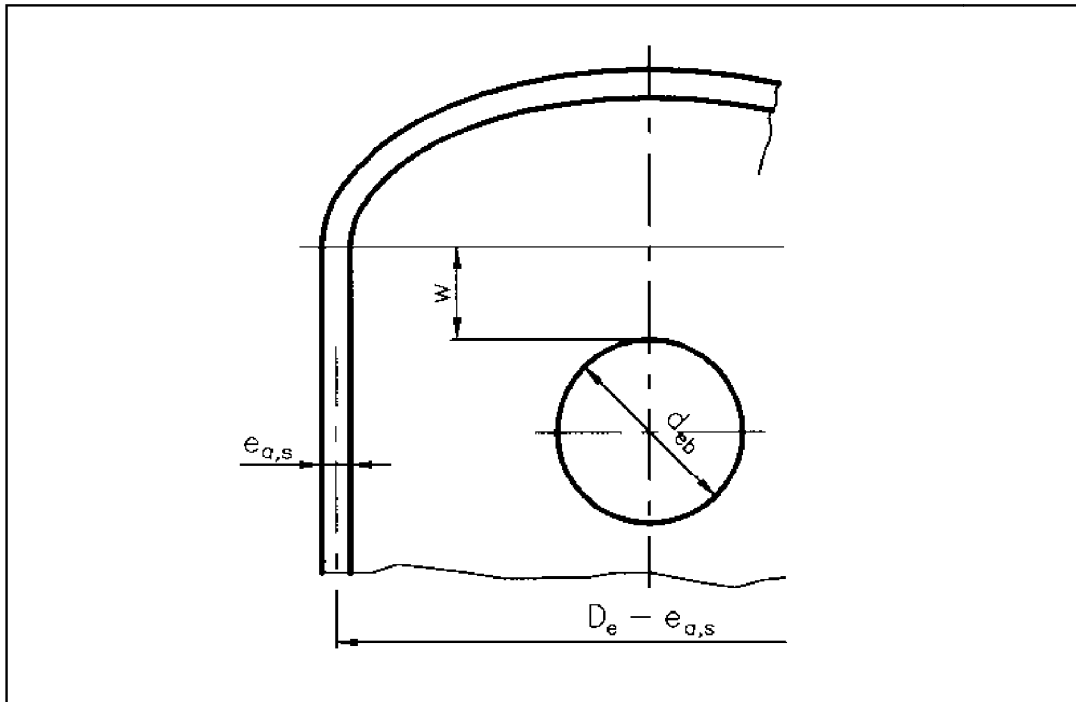


Figura 9.7-1 – Abertura en una envolvente cilíndrica próxima a la unión con un fondo de cúpula

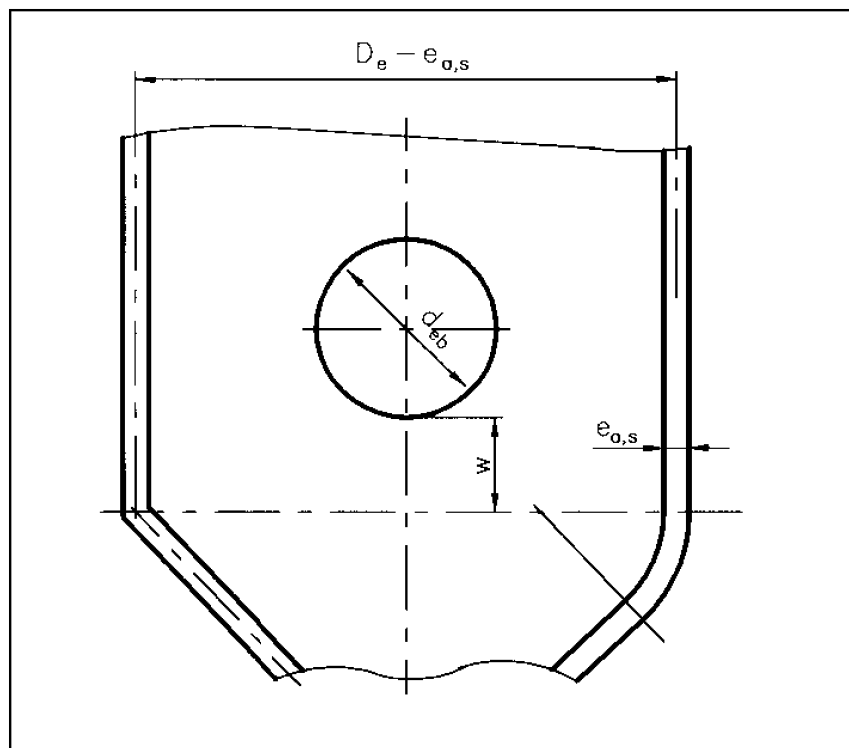


Figura 9.7-2 – Abertura en una envolvente cilíndrica, próxima a la unión con el diámetro más grande de un reductor cónico

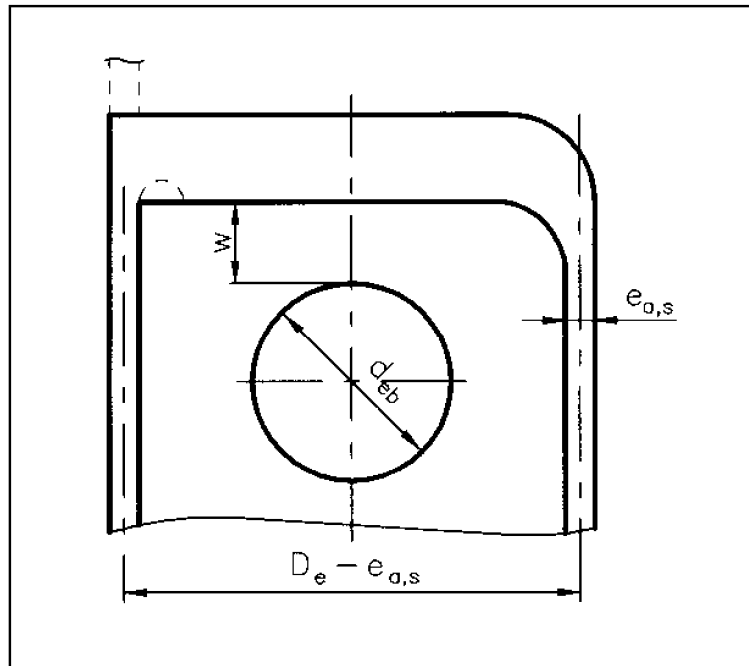


Figura 9.7-3 – Abertura en una envolvente cilíndrica como próxima a la unión con un fondo plano o placa de tubos

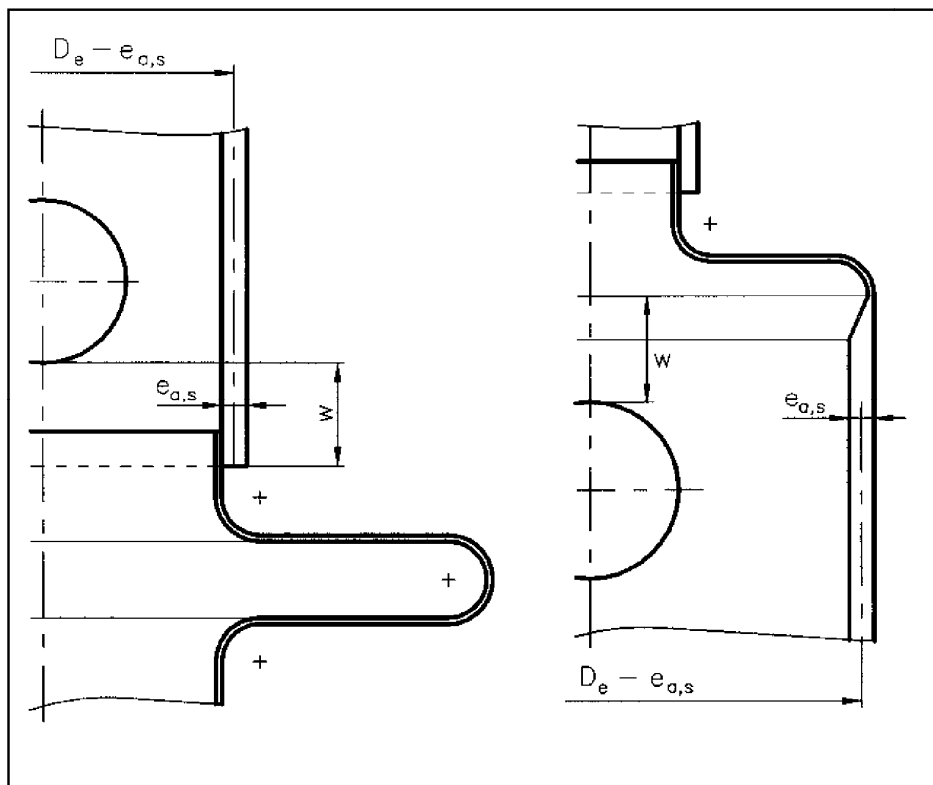


Figura 9.7-4 – Abertura en una envolvente cilíndrica, próxima a la unión con un fuelle de dilatación

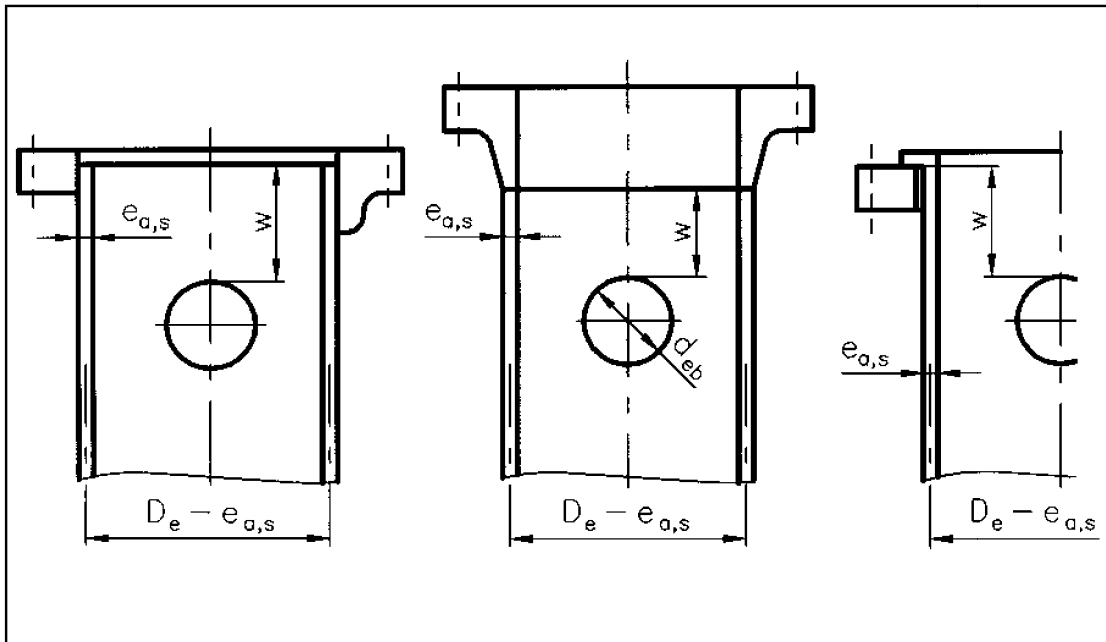


Figura 9.7-5 – Abertura en una envolvente cilíndrica, próxima a la unión con una brida

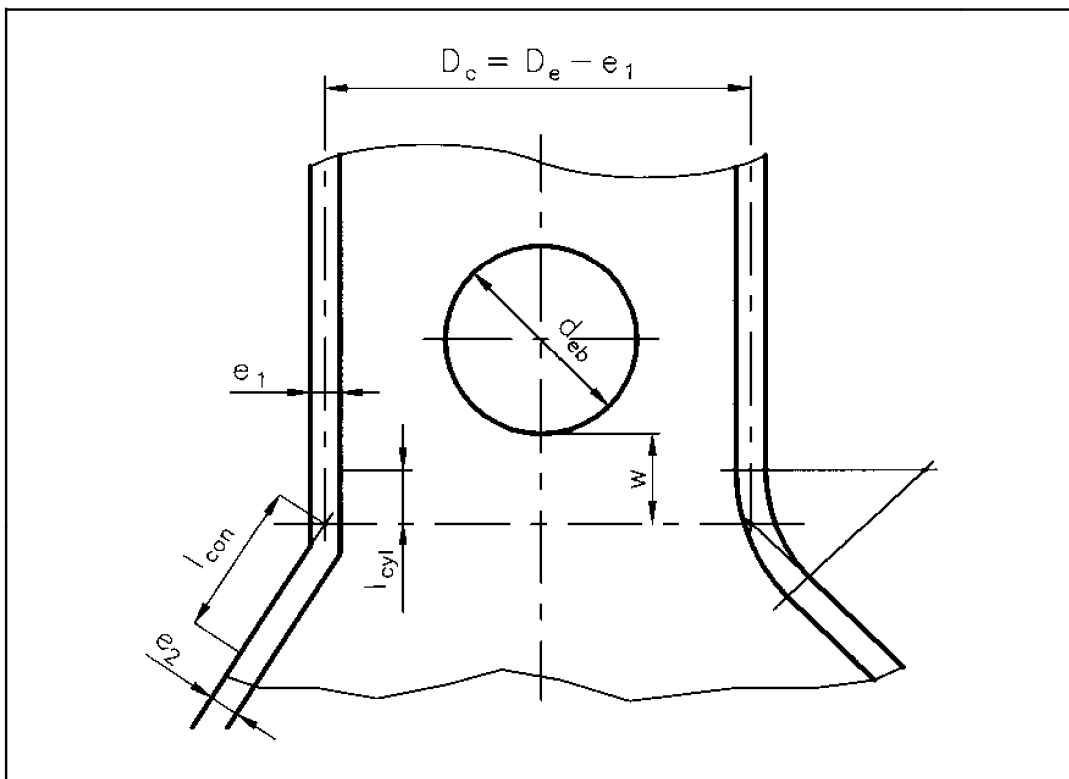


Figura 9.7-6 – Abertura en una envolvente cilíndrica, próxima a la unión con el diámetro más pequeño de un reductor cónico

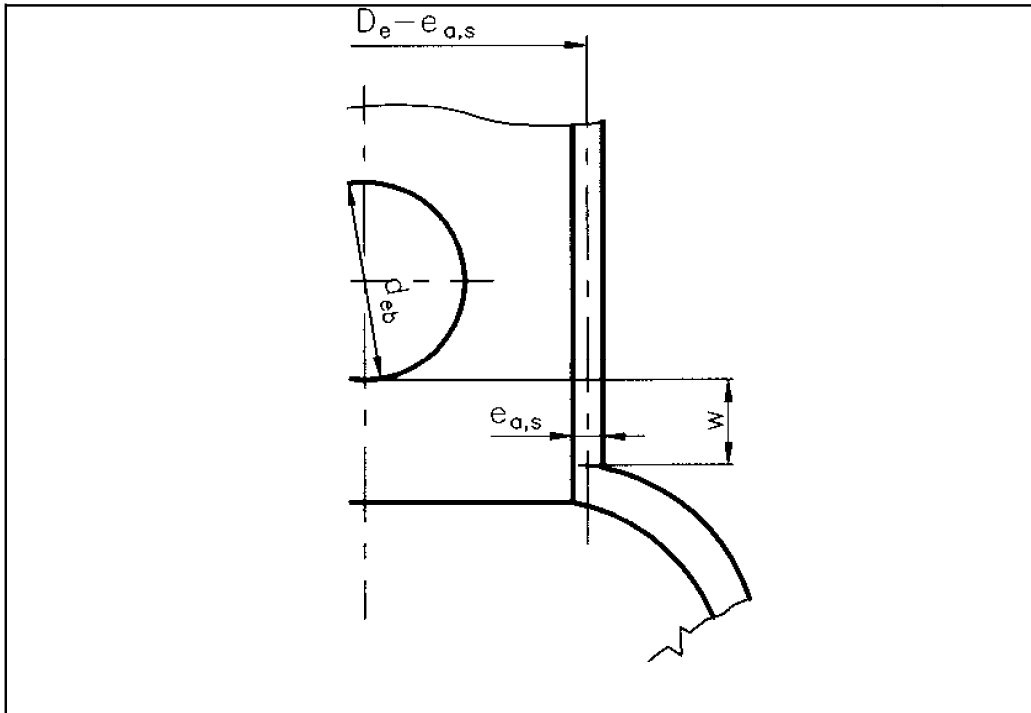


Figura 9.7-7 – Abertura en una envolvente cilíndrica, próxima a la unión con una envolvente esférica

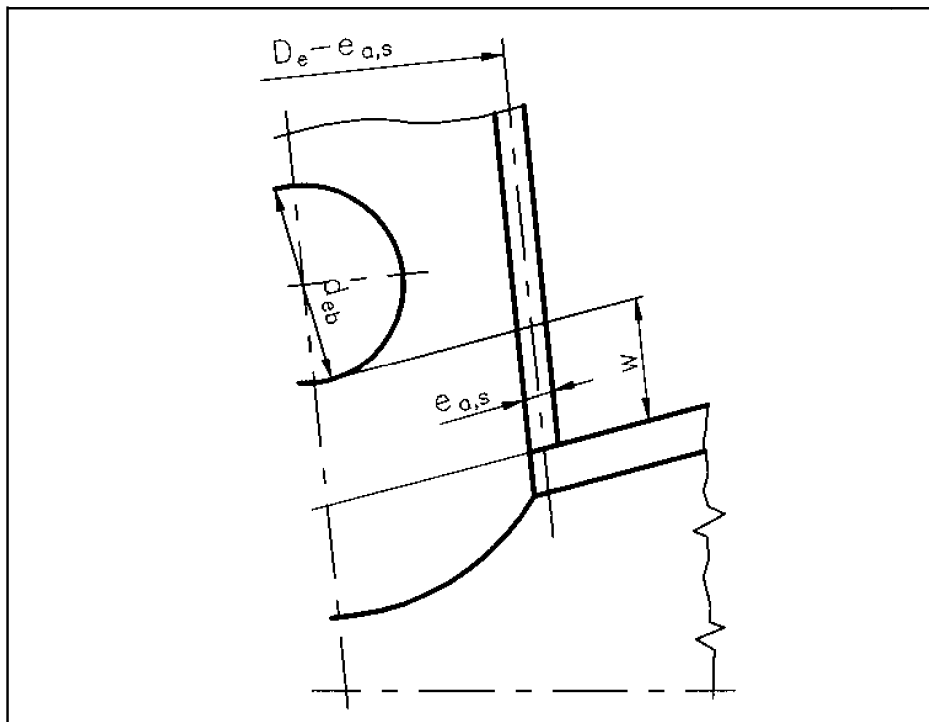


Figura 9.7-8 – Abertura en una envolvente cilíndrica próxima a la unión con otra envolvente cilíndrica con un eje distinto

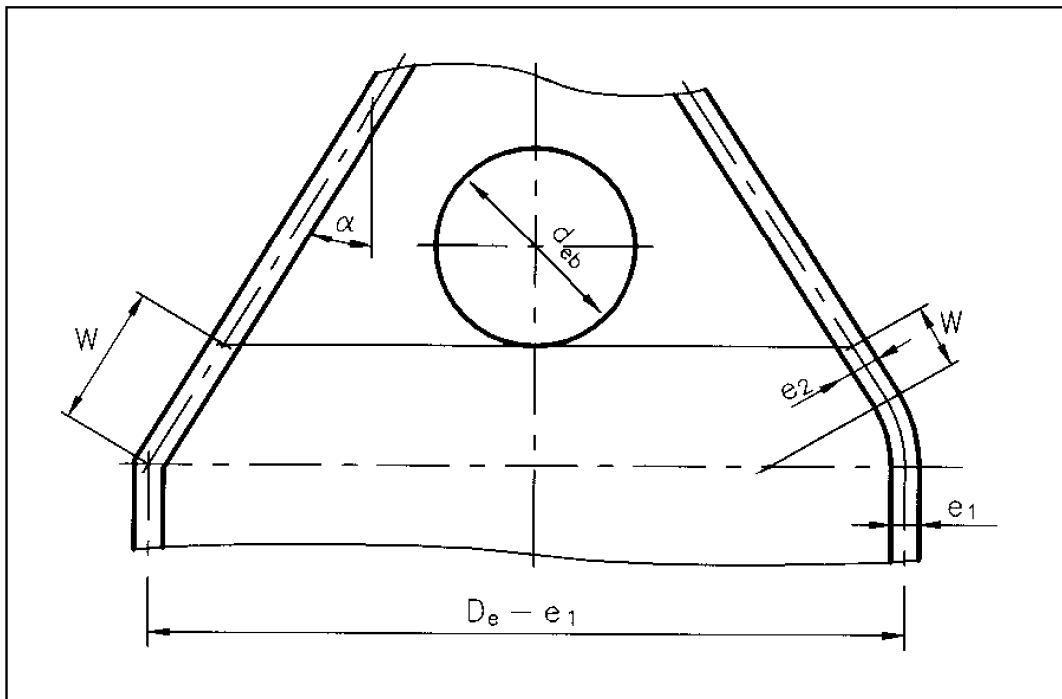


Figura 9.7-9 – Abertura en una envolvente cónica, próxima a la unión con una envolvente cilíndrica por su extremo grande

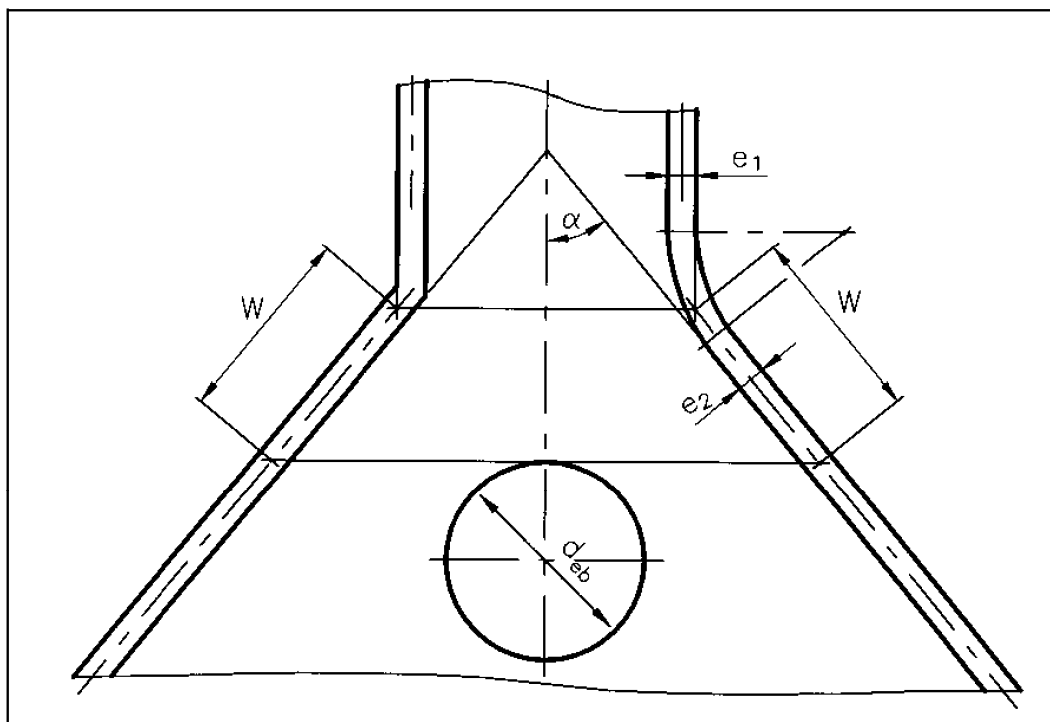


Figura 9.7-10 – Abertura en una envolvente cónica, próxima a la unión con una envolvente cilíndrica por su extremo pequeño

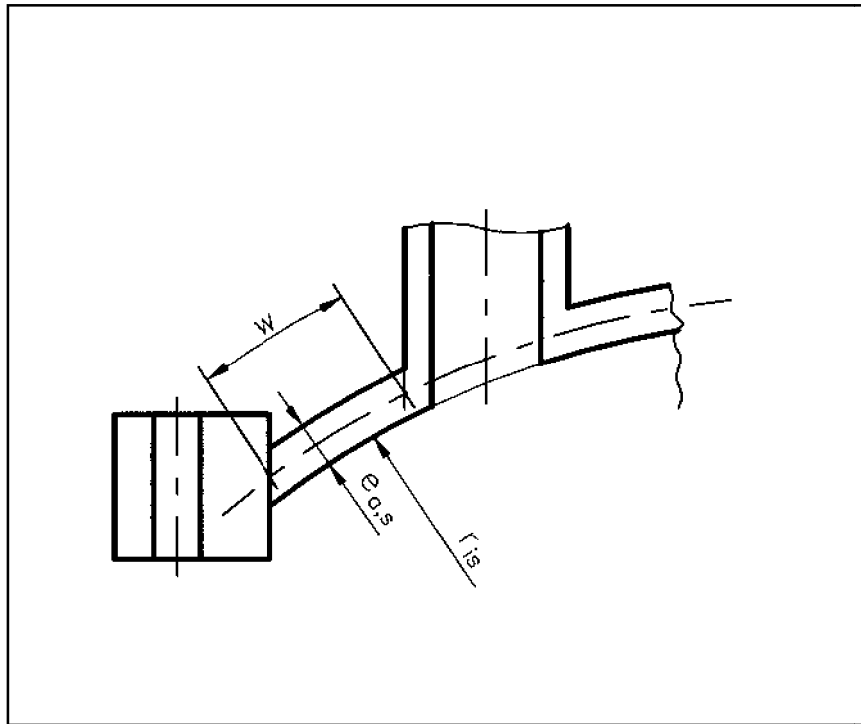


Figura 9.7-11 – Abertura en un fondo de cúpula y atornillado, próxima a la unión con la brida

10 FONDOS PLANOS

10.1 Objeto

10.1.1 Este capítulo especifica métodos para determinar el espesor de fondos planos circulares y no circulares sin arriostrar sometidos a presión y para proporcionar refuerzos adecuados a aberturas situadas en dichos fondos. No se considera ninguna carga distinta de la presión.

NOTA 1 Para fondos planos soldados, el método tiene en cuenta las tensiones causadas por las fuerzas y momentos de unión. Para fondos planos atornillados, el método tiene en cuenta las tensiones causadas por las fuerzas y momentos debidos a la brida y a los tornillos.

NOTA 2 Para el diseño de recipientes de sección rectangular, véase el capítulo 15.

10.1.2 Las placas arriostradas, es decir, placas soportadas por refuerzos, riostras o tubos de arriostramiento, no se consideran en estas reglas.

NOTA Las placas arriostradas se pueden calcular utilizando las fórmulas y métodos de la norma europea para calderas piro-tubulares (véase la Norma EN 12953) con las tensiones nominales de diseño de esta norma.

Estas reglas no se aplican a placas de tubos de intercambiadores de calor, que están cubiertas por el capítulo 13.

10.1.3 Estas reglas no se aplican a tapas de cierre automático, es decir, tapas en las que la compresión de la junta se obtiene mediante la acción de la presión interna y que están equipadas con un dispositivo de atornillamiento.

10.2 Definiciones específicas

Se aplican las definiciones siguientes además de las indicadas en los capítulos 3 y 11.

10.2.1 fondo plano:

Placa plana no arriostrada generalmente de espesor constante, conectada a una envolvente por soldadura o tornillos, no soportada por riostras o tubos de arriostramiento, no reforzada por vigas y apoyada solamente en su periferia, de manera que está sometida predominantemente a flexión.

10.2.2 cubo:

Proyección cilíndrica o cónica en un fondo plano dispuesta de manera que el extremo pueda soldarse a tope a una envolvente cilíndrica (véase la figura 10.4-1).

10.2.3 ranura de alivio:

Ranura periférica en un fondo plano para ser soldada a tope a una envolvente cilíndrica (véase la figura 10.4-3).

10.2.4 placa anular:

Fondo plano de forma anular, conectado a una envolvente cilíndrica en su diámetro exterior y a otra en su diámetro interior y sometido predominantemente a flexión y no a cortadura.

10.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se aplican los símbolos siguientes además de los indicados en los capítulos 4 y 11.

- A es el área de refuerzo del manguito, véase el apartado 10.6.2.2;
- a' es la anchura más pequeña de un fondo rectangular, elíptico u oblongo;
- b' es la anchura más grande de un fondo rectangular, elíptico u oblongo;
- C_1, C_2 son los factores de forma para el cálculo de fondos planos circulares;
- C_3, C_4 son los factores de forma para el cálculo de fondos planos no circulares;
- c es la distancia media entre la reacción de la junta y el diámetro del círculo de los tornillos;
- D_{eq} es el diámetro equivalente de un fondo con un cubo, véase la figura 10.4-1;
- D_F es el diámetro de la parte plana de un fondo con un cubo cónico, véase la figura 10.4-1;
- D_i es el diámetro interior de una envolvente cilíndrica soldada a un fondo plano. Cuando el espesor de la envolvente cilíndrica adyacente a la envolvente no es constante (véase la figura 10.4-1 b) D_i es el diámetro interior del cilindro equivalente de espesor medio e_s ;
- D_x es el diámetro interior de una placa anular;
- D_Y es el diámetro exterior de una placa anular;
- d es el diámetro de una abertura, el diámetro equivalente de un manguito, el diámetro medio de dos aberturas o el diámetro equivalente medio de dos manguitos;
- d_i es el diámetro interior del manguito;
- d_e es el diámetro exterior del manguito;
- e_1 es el espesor requerido para la extensión de la brida de un fondo plano;

- e_{ab} es el espesor de análisis de la sección externa de un manguito, véase la figura 10.6-3;
- e'_{ab} es el espesor de análisis del saliente interno de un manguito, véase la figura 10.6-4;
- e_{af} es el espesor de análisis de un fondo con un cubo;
- e_b es el espesor requerido del cilindro del manguito para resistir presión;
- e_o es el espesor requerido de un fondo no perforado, en el diseño de un fondo perforado;
- e_r es el espesor requerido debajo de una ranura de alivio, véase la figura 10.4-3;
- e_s es el espesor de análisis de una envolvente cilíndrica uniforme o el espesor equivalente de una envolvente cilíndrica ahusada, adyacente a un fondo plano;
- f_A es la tensión nominal de diseño del material a temperatura ambiente;
- f_b es la tensión nominal de diseño del manguito a la temperatura de cálculo;
- $f_{min.}$ es la menor de las tensiones nominales de diseño f del fondo y f_s de la envolvente;
- f_s es la tensión nominal de diseño de la envolvente a la temperatura de cálculo;
- h es la distancia más pequeña entre el centro de una abertura y el interior de la envolvente, véase la figura 10.6-1;
- h_w es la distancia entre la pared externa de un fondo con una ranura de alivio y la soldadura en la envolvente, véase la figura 10.4-3;
- j se determina desde la posición de una abertura, véase el apartado 10.6.2.1;
- k es la distancia entre centros de 2 aberturas, véase la figura 10.6-2;
- l es la longitud externa de un manguito que se considera efectiva para refuerzo;
- l' es la longitud interna de un manguito saliente que se considera efectiva para refuerzo, véase la figura 10.6-3;
- l_{cyl} es la longitud de envolvente cilíndrica, como se muestra en las figuras 10.4-1 a 10.4-3, que contribuye a la resistencia del fondo plano (todos los tipos de fondo plano) y de la unión del fondo a la envolvente (fondos directamente soldados a la envolvente);
- n es el número de tornillos de un fondo plano de forma no circular;
- r es el radio interior de un cubo, véase la figura 10.4-1;
- r_d es el radio interior de la ranura de alivio, véase la figura 10.4-3;
- t_B es el diámetro medio del círculo de tornillos de un fondo plano atornillado;
- Y_1 es el coeficiente de cálculo para el refuerzo de la abertura, véase la ecuación 10.6-3;
- Y_2 es el coeficiente de cálculo para el refuerzo de la abertura, véase la ecuación 10.6-4;
- ν es el coeficiente de Poisson para el material del fondo.

10.4 Fondos planos circulares no perforados soldados a envolventes cilíndricas

10.4.1 Generalidades

Los requisitos de los apartados 10.4.2 a 10.4.5 se aplican a los tipos siguientes de fondos planos circulares no perforados:

- con un cubo, véase la figura 10.4-1;
- soldados directamente a la envolvente, véase la figura 10.4-2;
- con una ranura de alivio, véase la figura 10.4-3.

10.4.2 Limitaciones

10.4.2.1 La longitud l_{cyl} (véanse las figuras 10.4-1 10.4.-3) no debe tener ninguna otra unión entre la envolvente y un fondo, placa de tubos, brida u otra envolvente.

10.4.2.2 Para un fondo con un cubo, se deben aplicar las condiciones siguientes:

- a) el radio interior del cubo debe cumplir lo siguiente: $r \geq e_s$ y $r \geq 1,3 e_{af}$;
- b) el cubo y el cilindro adyacentes pueden estar desviados, pero las líneas centrales de sus paredes no deben estar desviadas una magnitud que sea superior a la diferencia entre sus espesores nominales;
- c) un cubo cónico debe tener una conicidad no superior a 1:3;
- d) cuando el espesor de la envolvente cilíndrica adyacente al fondo plano sea uniforme (véase la figura 10.4-1 (a)), l_{cyl} se debe calcular de la manera siguiente:

$$l_{cyl} = 0,5 \sqrt{(D_1 + e_s) e_s} \quad (10.4-1)$$

- e) cuando el espesor de la envolvente cilíndrica adyacente al fondo plano sea ahusado (véase la figura 10.4-1(b)), se debe suponer un valor para l_{cyl} y se debe calcular el espesor medio a lo largo de esa longitud calculada. Este espesor se debe introducir en la ecuación (10.4.1) y se debe calcular el valor de l_{cyl} requerido. Si l_{cyl} requerido es mayor que el valor supuesto, se debe repetir el cálculo utilizando un valor supuesto mayor.

Los fondos planos que no cumplan esta condición se deben tratar como fondos directamente soldados a la envolvente.

10.4.2.3 Para un fondo plano directamente soldado la envolvente (véase la figura 10.4-2), l_{cyl} viene dado por:

$$l_{cyl} = \sqrt{(D_1 + e_s) e_s} \quad (10.4.2)$$

10.4.2.4 Para un fondo plano con una ranura de alivio (véase la figura 10.4-3), deben aplicarse las siguientes condiciones:

- a) l_{cyl} también viene dado por la ecuación (10.4-2);
- b) el radio r_d debe ser como mínimo igual a $0,25e_s$ o 5 mm, el valor que sea mayor;
- c) el centro del radio debe encontrarse dentro del espesor del fondo plano y no fuera de él, y la distancia h_w de la soldadura fondo-envolvente a la superficie exterior del fondo debe ser mayor que $(e - 2 \text{ mm})$, véase la figura 10.4-3.

10.4.3 Fondo plano con un cubo

El espesor mínimo requerido para un fondo plano con un cubo viene dado por:

$$e = C_1 \cdot D_{\text{eq}} \sqrt{\frac{P}{f}} \quad (10.4.3)$$

Cuando la distancia desde la superficie interior de la porción plana del fondo a la soldadura fondo-envolvente es mayor que $l_{\text{cyl}} + r$, el coeficiente C_1 viene dado por la figura 10.4-4 o por:

$$C_1 = \text{MÁX.} \left\{ \left[0,40825 A_1 \frac{D_i + e_s}{D_i} \right], \left[0,299 \left(1 + 1,7 \frac{e_s}{D_i} \right) \right] \right\} \quad (10.4.4)$$

donde

$$A_1 = B_1 \left[1 - B_1 \frac{e_s}{2(D_i + e_s)} \right] \quad (10.4.5)$$

$$B_1 = 1 - \frac{3f}{P} \left(\frac{e_s}{D_i + e_s} \right)^2 + \frac{3}{16} \left(\frac{D_i}{D_i + e_s} \right)^4 \frac{P}{f} - \frac{3}{4} \frac{(2D_i + e_s) e_s^2}{(D_i + e_s)^3} \quad (10.4.6)$$

Cuando esta distancia es menor que $l_{\text{cyl}} + r$, entonces el coeficiente C_1 se da de todos modos por la figura 10.4-4 pero utilizando P/f en lugar de $P/f_{\text{mín.}}$.

Para una envolvente de espesor uniforme, de acuerdo con la figura 10.4-1 a),

$$D_{\text{eq}} = D_i - r \quad (10.4.7)$$

Para una envolvente ahusada, de acuerdo con la figura 10.4-1 b),

$$D_{\text{eq}} = \frac{(D_i + D_F)}{2} \quad (10.4.8)$$

Debe cumplirse la siguiente condición:

$$e_{\text{af}} \geq e \quad (10.4.9)$$

10.4.4 Fondos planos directamente soldados a la envolvente

10.4.4.1 Para un caso de funcionamiento normal, el espesor mínimo requerido para un fondo viene dado por el mayor valor de los siguientes:

$$e = \text{máx.} \left\{ \left(C_1 \times D_i \sqrt{\frac{P}{f}} \right), \left(C_2 \times D_i \sqrt{\frac{P}{f_{\text{mín.}}}} \right) \right\} \quad (10.4.10)$$

donde

$$f_{\text{mín.}} = \text{mín.} \{ f; f_s \} \quad (10.4.11)$$

C_1 viene dado por:

- la figura 10.4-4;
- o la ecuación (10.4-4) calculado con el valor de A_1 obtenido de las ecuaciones (10.4-5) y (10.4-6) utilizando $f_{\min.}$ en lugar de f .

C_2 viene dado por la figura 10.4-5.

En lugar de la lectura de C_2 sobre la figura 10.4-5, el término $C_2 \cdot D_1 \sqrt{\frac{P}{f_{\min.}}}$ puede calcularse también directamente mediante el método dado en el apartado 10.4.6.

NOTA La ecuación 10.4-10 es válida únicamente para valores de P/f hasta 0,1 (véanse las figuras 10.4-4 a 10.4-5). Para los valores de P/f inferiores a 0,01, puede tomarse el valor de 0,01. Para los valores de P/f superiores a 0,1, se recomienda utilizar el diseño por análisis, véase el anexo B o C.

Cuando C_2 sea menor de 0,30, sólo debe considerarse el primer término de la ecuación (10.4-10).

10.4.4.2 Para casos de funcionamiento excepcionales y para el caso de un ensayo hidrostático, el cálculo de e debe tener en cuenta sólo el primer término de la ecuación (10.4-10).

$$e = C_1 \cdot D_1 \sqrt{\frac{P}{f}} \quad (10.4.12)$$

10.4.4.3 En las ecuaciones (10.4-10) a (10.4-12), f , f_s y P deben entenderse como símbolos genéricos válidos para todos los tipos de condiciones de carga (normal, excepcional, ensayos), y tienen el siguiente significado:

- para un caso de funcionamiento normal, f es f_d , f_s es $(f_d)_s$ y P es P_d ;
- o para un caso de funcionamiento excepcional, f es f_{\exp} , f_s es $(f_{\exp})_s$ y P es P_{\exp} ;
- para un caso de ensayo hidrostático, f es f_{test} , f_s es $(f_{\text{test}})_s$ y P es P_{test} .

10.4.4.4 Para un caso de funcionamiento normal, el espesor mínimo requerido del fondo puede calcularse alternativamente utilizando la ecuación (10.4-12) en lugar de la (10.4-10), siempre que se realice una evaluación simplificada de la vida de fatiga de la unión del fondo plano a la envolvente de acuerdo con el capítulo 17. Para llevar a cabo esta evaluación:

- debe utilizarse el siguiente valor del índice de tensión:

$$\eta = 3 \left(\frac{P_{\text{máx.1}}}{P_{\text{máx.2}}} \right) \quad (10.4.13)$$

donde

$P_{\text{máx.1}}$ es la presión máxima permitida obtenida de la ecuación (10.4-12) para el espesor de análisis e_a ;

$P_{\text{máx.2}}$ es la presión máxima permitida obtenida de la ecuación (10.4-10) para el mismo espesor e_a .

NOTA 1 Pueden evitarse los cálculos iterativos que son necesarios para determinar $P_{\text{máx.1}}$ y $P_{\text{máx.2}}$ reemplazando la ecuación (10.4-10) por la siguiente más conservadora:

$$\eta = 3 \left(\frac{C_2}{C_1} \right)^2 \frac{f}{f_{\min.}} \quad (10.4.14)$$

donde C_1 y C_2 son los valores determinados para la presión de cálculo P .

- para el cálculo del intervalo de tensión pseudoelástica $\Delta\sigma$ con la ecuación (17.6-1), el valor para la presión máxima permitida $P_{\text{máx.}}$ debe ser $P_{\text{máx.1}}$.

NOTA 2 Pueden evitarse los cálculos iterativos que son necesarios para determinar $P_{\text{máx.1}}$ reemplazando $P_{\text{máx.1}}$ por la presión de cálculo P , lo cual conducirá a un resultado más conservador.

- debe aplicarse a $\Delta\sigma$ la corrección correspondiente a la plasticidad, como se requiere por el apartado 17.6.1.3.
- debe considerarse, como se estipula en el capítulo 17 (véase la tabla 17-4), la clase de fatiga correspondiente al detalle de la soldadura realmente utilizada para la unión del fondo plano a la envoltura.
- para los recipientes del grupo de ensayo 4, debe realizarse un ensayo no destructivo de la unión soldada del fondo plano a la envoltura de acuerdo con los requisitos del grupo de ensayo 3a o 3b, según sea apropiado (véase la tabla 6.6.2-1 de la Norma EN 13445-5:2009).

10.4.5 Fondos planos con una ranura de alivio

El espesor mínimo requerido para un fondo plano con una ranura de alivio debe determinarse utilizando las mismas reglas que se dan en el apartado 10.4.4 para fondos planos sin ranura de alivio.

El espesor mínimo requerido en la parte inferior de la ranura viene dado por:

$$e_r = \text{MÁX} \left\{ e_s ; e_s \left(\frac{f_s}{f} \right) \right\} \quad (10.4.15)$$

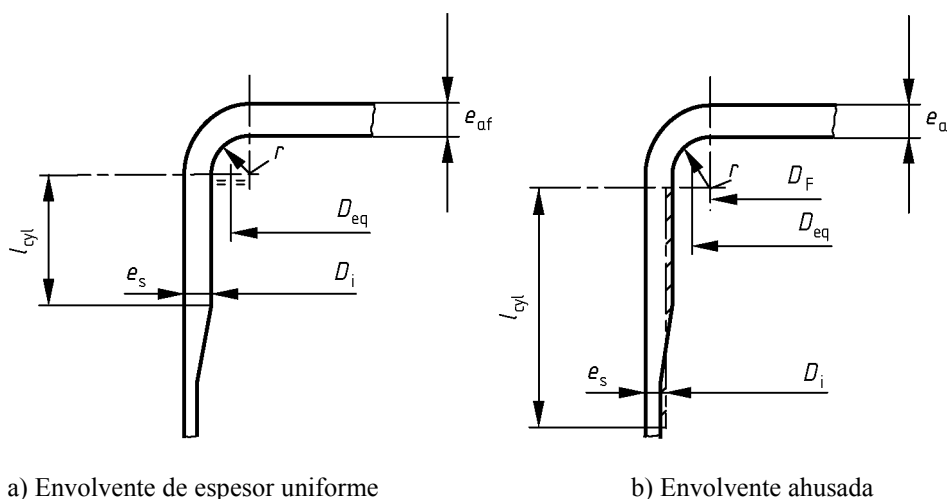


Figura 10.4-1 – Fondos planos circulares con un cubo

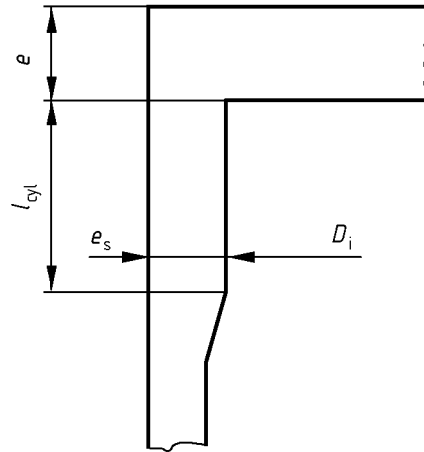


Figura 10.4-2 – Fondos planos circulares directamente soldados a la envolvente (véase el anexo A para detalles de soldadura aceptables)

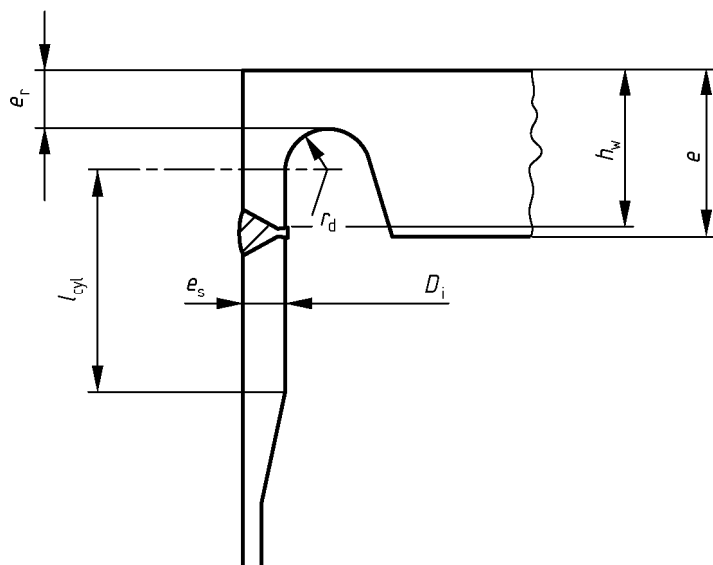


Figura 10.4-3 – Fondos planos circulares con una ranura de alivio

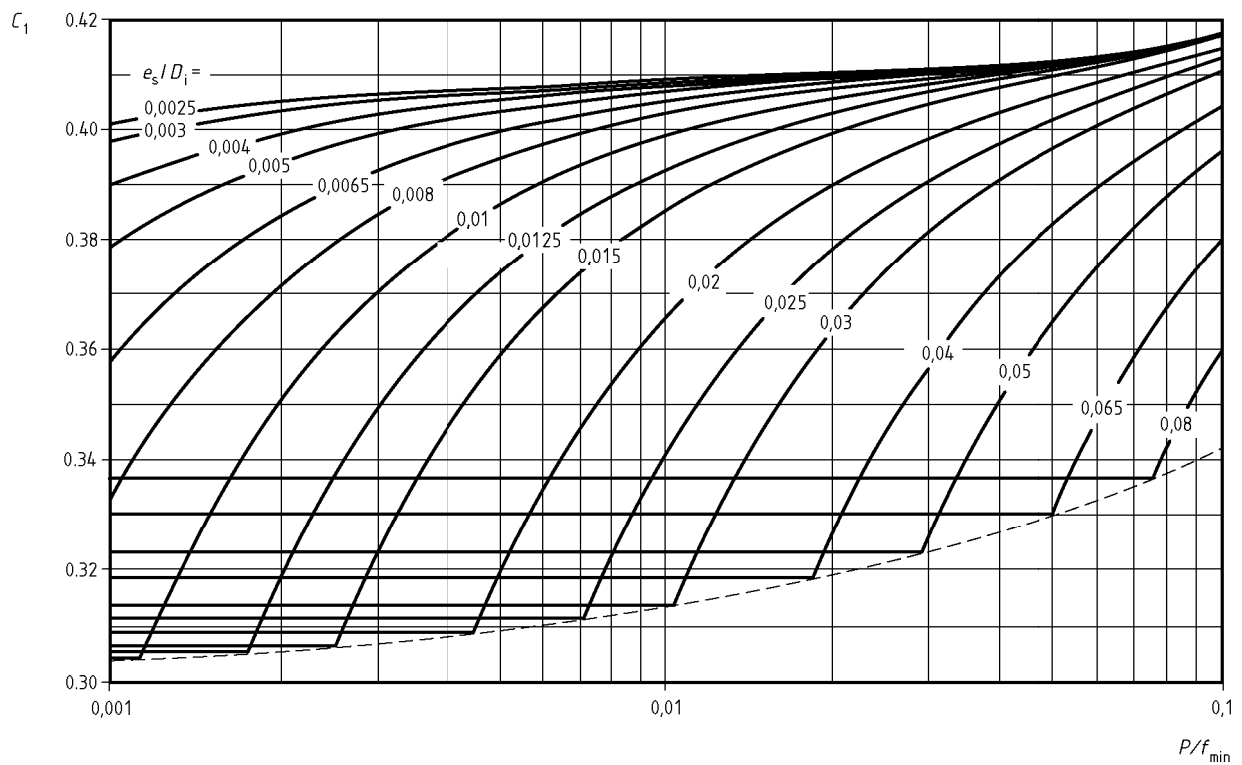


Figura 10.4-4 – Valores del coeficiente C_1

NOTA 1 Cuando P/f_{\min} sea menor que el valor correspondiente al punto de intersección entre la curva e_s/D_i y la curva inferior (línea de puntos), C_1 es el valor definido por la línea horizontal que pasa a través de este punto.

NOTA 2 Existen casos en los que debe utilizarse P/f en lugar de P/f_{\min} , véase el apartado 10.4.3.

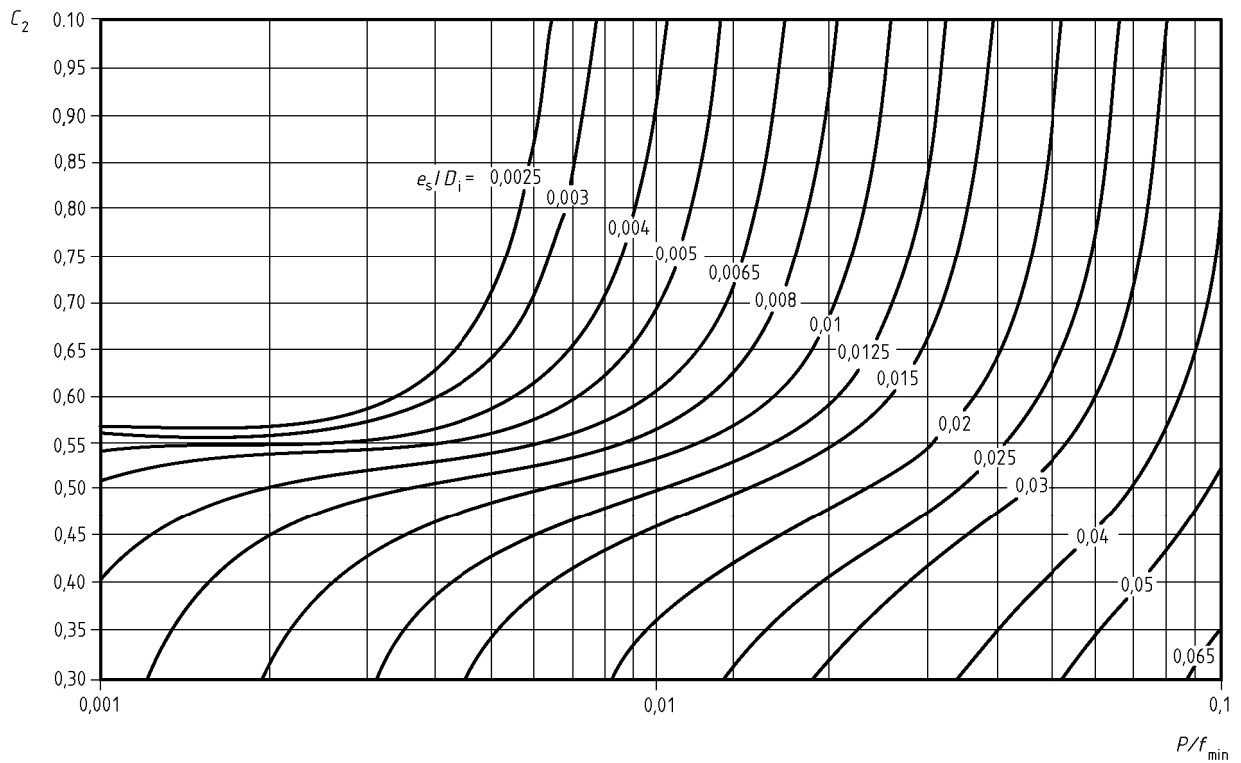


Figura 10.4-5 – Valores del coeficiente C_2

10.4.6 Cálculo directo del término con el coeficiente C_2 en la ecuación 10.4-10

a) Se calculan sucesivamente las siguientes cantidades:

$$g = \frac{D_1}{D_1 + e_s} \tag{10.4.16}$$

$$H = \sqrt[4]{12 (1 - \nu^2)} \sqrt{\frac{e_s}{D_1 + e_s}} \tag{10.4.17}$$

$$J = \frac{3 f_{\min.}}{P} - \frac{D_1^2}{4 (D_1 + e_s) e_s} - 1 \tag{10.4.18}$$

$$U = \frac{2 (2 - \nu \cdot g)}{\sqrt{3 (1 - \nu^2)}} \tag{10.4.19}$$

$$f_1 = 2g^2 - g^4 \tag{10.4.20}$$

$$A = \left(\frac{3 U \cdot D_1}{4 e_s} - 2J \right) (1 + \nu) \left[1 + (1 - \nu) \frac{e_s}{D_1 + e_s} \right] \tag{10.4.21}$$

$$B = \left[\left(\frac{3}{8} \frac{U \cdot D_1}{e_s} - J \right) H^2 - \frac{3}{2} (2 - \nu \cdot g) g \right] H \quad (10.4.22)$$

$$F = \left(\frac{3}{8} U \cdot g + \frac{3}{16} f_1 \frac{D_1 + e_s}{e_s} - 2J \frac{e_s}{D_1 + e_s} \right) H^2 - 3 (2 - \nu \cdot g) g \frac{e_s}{D_1 + e_s} \quad (10.4.23)$$

$$G = \left[\frac{3}{8} f_1 - 2J \left(\frac{e_s}{D_1 + e_s} \right)^2 \right] H \quad (10.4.24)$$

$$a = \frac{B}{A} \quad (10.4.25)$$

$$b = \frac{F}{A} \quad (10.4.26)$$

$$c = \frac{G}{A} \quad (10.4.27)$$

$$N = \frac{b}{3} - \frac{a^2}{9} \quad (10.4.28)$$

$$Q = \frac{c}{2} - \frac{a \cdot b}{6} + \frac{a^3}{27} \quad (10.4.29)$$

$$K = \frac{N^3}{Q^2} \quad (10.4.30)$$

$$\text{si } Q \geq 0: \quad S = \sqrt[3]{Q \left[1 + (1 + K)^{1/2} \right]} \quad (10.4.31)$$

$$\text{si } Q < 0 \quad S = -\sqrt[3]{|Q| \left[1 + (1 + K)^{1/2} \right]} \quad (10.4.32)$$

b) El valor del término con el coeficiente C_2 en la ecuación (10.4-10) viene dado por:

$$C_2 \cdot D_1 \sqrt{\frac{P}{f_{\min.}}} = (D_1 + e_s) \left(\frac{N}{S} - S - \frac{a}{3} \right) \quad (10.4.33)$$

10.5 Fondos planos circulares atornillados no perforados

10.5.1 Generalidades

10.5.1.1 Los procedimientos especificados en los apartados 10.5.2 y 10.5.3 determinan el espesor de fondos planos circulares atornillados sin aberturas. Se aplican a fondos planos que tengan los tipos de juntas siguientes:

- junta de cara estrecha (véanse las figuras 10.5-1 a) a d));
- junta de toda la cara (véase la figura 10.5-2).

10.5.1.2 El espesor de la extensión con brida, véanse las figuras 10.5-1 b) a d) y la figura 10.5-2, puede ser inferior a e , pero debe cumplir los requisitos del apartado 10.5.2.2 ó 10.5.3.2, según proceda.

10.5.2 Fondo plano con una junta de cara estrecha

10.5.2.1 El espesor mínimo dentro de la junta debe venir determinado por:

$$e = \text{máx.} \{e_A; e_P\} \quad (10.5-1)$$

donde

$$e_A = \sqrt{C_F \frac{3(C-G)}{\pi G} \left(\frac{W}{f_A} \right)} \quad (10.5-2)$$

$$e_P = \sqrt{\left[\frac{3(3+\nu)}{32} G^2 + 3 C_F \left(\frac{G}{4} + 2b \cdot m \right) (C-G) \right] \frac{P}{f}} \quad (10.5-3)$$

$$C_F = \text{máx.} \left(\frac{t_B}{\sqrt{2d_b + \frac{6e_{1,a}}{m+0,5}}}; 1 \right) \quad (10.5-4)$$

En las anteriores ecuaciones, $e_{1,a}$ es el espesor de análisis para la extensión con brida, mientras d_b es el diámetro exterior de los tornillos, C es el diámetro del círculo de los tornillos, m es el factor de la junta, G es el diámetro de reacción de la junta, b es la anchura efectiva de la junta y W es la carga de diseño de los tornillos para las condiciones de montaje definidas en el capítulo 11.

NOTA Las ecuaciones (10.5-2) y (10.5-3) se aplican a las condiciones de montaje y funcionamiento respectivamente. La ecuación (10.5-3) se aplica también a las condiciones de ensayo sustituyendo P por P_T y f por f_{test} .

10.5.2.2 El espesor mínimo para la extensión con brida viene dado por:

$$e_1 = \text{máx.} \{e_A; e_{P1}\} \quad (10.5-5)$$

donde

e_A viene dado por la ecuación (10.5-2) y:

$$e_{p1} = \sqrt{3C_F \left(\frac{G}{4} + 2b \cdot m \right) (C - G) \frac{P}{f}} \quad (10.5-6)$$

NOTA Las ecuaciones (10.5-2) y (10.5-6) se aplican a las condiciones de montaje y funcionamiento respectivamente. La ecuación (10.5-6) se aplica también a las condiciones de ensayo sustituyendo P por P_T y f por f_{test} .

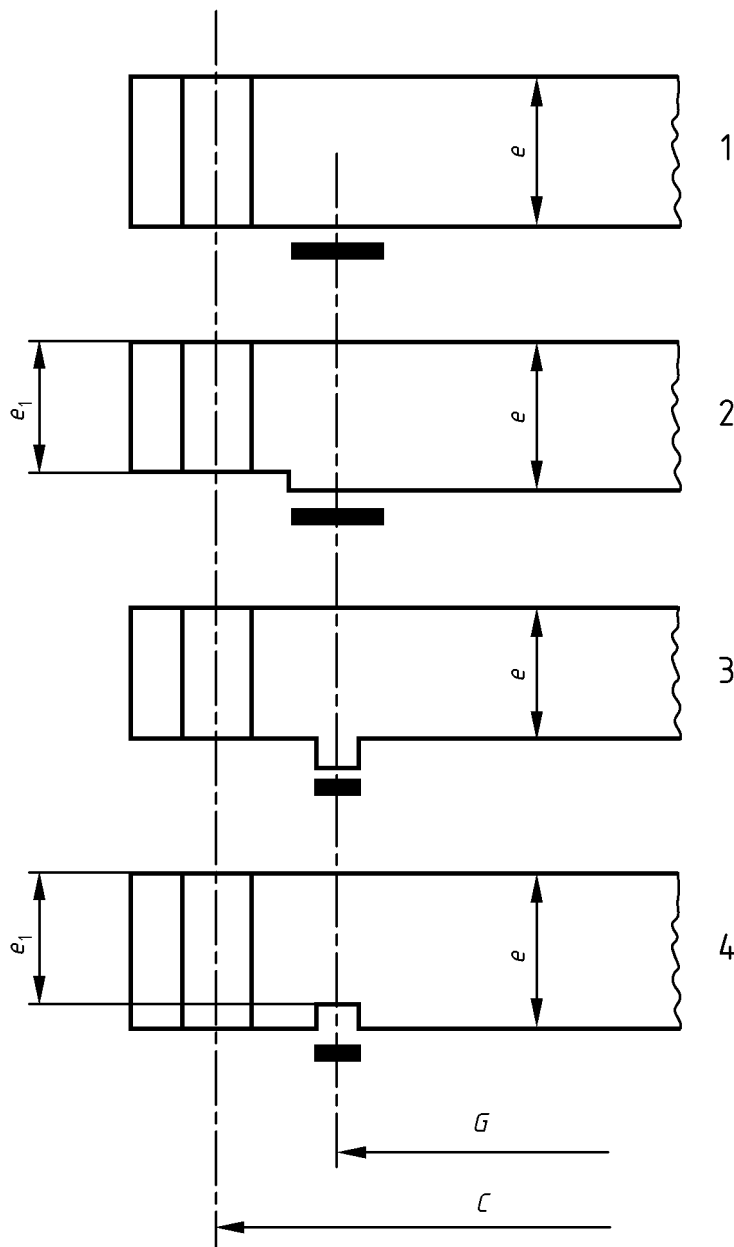


Figura 10.5-1 – Fondos planos circulares atornillados con una junta de cara estrecha

- 1) a una cara plana
- 2) a una cara con resalte
- 3) a una unión con lengüeta
- 4) a una unión ranurada

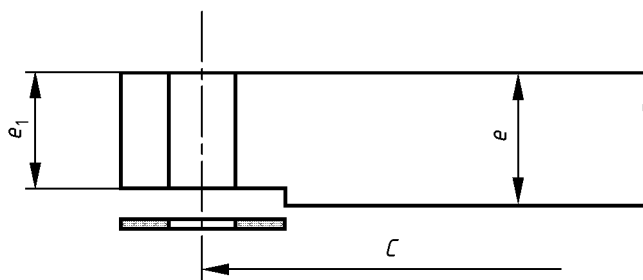


Figura 10.5-2 – Fondos planos circulares atornillados con una junta de toda la cara

10.5.3 Fondo plano con una junta de toda la cara

10.5.3.1 El espesor mínimo para un fondo plano con una junta de toda la cara se da mediante:

$$e = 0,41C \sqrt{\frac{P}{f}} \quad (10.5.7)$$

NOTA C es el diámetro del círculo de los tornillos según lo definido en el capítulo 11.

10.5.3.2 El espesor mínimo para la extensión con brida se da mediante:

$$e_1 = 0,8e \quad (10.5.8)$$

El espesor reducido de la extensión con brida debe limitarse a un área cuyo diámetro interno no sea inferior a $0,7 C$.

10.5.4 Fondos planos con tornillos espaciados desigualmente

Los fondos planos circulares con tornillos espaciados desigualmente pueden calcularse como fondos planos circulares con tornillos espaciados uniformemente siempre que todos los cálculos se realicen considerando un número de tornillos equivalente n_{EQ} obtenido a partir de la siguiente ecuación:

$$n_{EQ} = \frac{\pi C}{t_{Bm\acute{a}x.}} \quad (10.5.9)$$

donde $t_{Bm\acute{a}x.}$ es el peso máximo de los tornillos, a utilizar también en la ecuación (10.5-4) en lugar de t_B . El número de tornillos equivalente n_{EQ} no tiene que ser un número entero.

10.6 Fondos planos circulares perforados

10.6.1 Generalidades

10.6.1.1 Estos requisitos del apartado 10.6.2 se aplican al refuerzo de aberturas individuales o múltiples de fondos planos circulares que estén atornillados o soldados a la envolvente. Las aberturas pueden encontrarse en cualquier punto del fondo plano (véase la figura 10.6-1).

NOTA Una abertura puede ser un agujero en el fondo plano con una conexión atornillada a una brida o un manguito situado en el fondo plano.

10.6.1.2 Los agujeros ciegos para tornillos taladrados alrededor de aberturas conectadas a bridas para tubos estándar no requieren refuerzo siempre que:

- el agujero de la abertura no sea superior al de la brida para tubo estándar;
- el espesor del material debajo del agujero del tornillo sea igual como mínimo al 50% del diámetro del tornillo.

10.6.1.3 Estos requisitos se aplican a aberturas o manguitos circulares, siempre que el diámetro de la abertura sea más pequeño que el 50% del diámetro interior de la envolvente D_i para fondos soldados o el 50% del diámetro de reacción de la junta (G o C) para fondos atornillados.

10.6.2 Espesor de los fondos planos

10.6.2.1 Un fondo plano circular perforado debe satisfacer las condiciones especificadas en los apartados 10.4 ó 10.5 según proceda y además su espesor no debe ser inferior a los valores que se indican a continuación.

Para fondos planos soldados a la envolvente (véanse las figuras 10.4-1 a 10.4-3),

$$e = \text{máx.} \left\{ (Y_1 \cdot e_0); \left(C_1 \cdot Y_2 \cdot D_i \sqrt{\frac{P}{f}} \right) \right\} \quad (10.6-1)$$

Para fondos planos atornillados (véanse las figuras 10.5-1 y 10.5-2),

$$e = Y_2 \cdot e_0 \quad (10.6-2)$$

En las ecuaciones 10.6-1 y 10.6-2, e_0 es el espesor requerido del fondo plano no perforado calculado de acuerdo con los apartados 10.4 ó 10.5 según proceda, e Y_1 e Y_2 se obtienen de la manera siguiente:

$$Y_1 = \text{mín.} \left\{ 2; \sqrt[3]{\frac{j}{j-d}} \right\} \quad (10.6-3)$$

$$Y_2 = \sqrt{\frac{j}{j-d}} \quad (10.6-4)$$

Para aberturas aisladas individuales (véase la figura 10.6-1):

- d es el diámetro de una abertura o el diámetro equivalente de un manguito, según el apartado 10.6.2.2;
- j es igual a :
 - $2h$ para la ecuación 10.6-3;
 - D_i para la ecuación 10.6-4 para un fondo soldado sin cubo;
 - D_{eq} para la ecuación 10.6-4 para un fondo soldado con cubo;
 - G para la ecuación 10.6-4 para un fondo atornillado.

Para un par de aberturas (véase la figura 10.6-2):

- d es la media aritmética de los diámetros de las aberturas o los diámetros medios equivalentes de los manguitos, según el apartado 10.6.2.2;
- j es igual a k , la distancia entre los centros de las aberturas.

Cuando haya varias aberturas, cada una de ellas debe comprobarse como una abertura aislada y debe comprobarse cada par de aberturas. Alternativamente, se permite reemplazar la comprobación del par de aberturas por una comprobación de una abertura aislada ficticia que tenga un diámetro que inscriba los otros dos, siempre que se realice una evaluación simplificada de la vida de fatiga de la unión conforme al capítulo 17.

En la realización de esta evaluación:

- el intervalo de tensiones pseudoelásticas en la unión debe tomarse como igual a:

$$\Delta\sigma = 2 \left(\frac{C_1 \cdot Y_2 \cdot D_i}{e_a} \right)^2 \cdot \Delta P \quad (10.6.5)$$

donde Y_2 debe calcularse considerando el diámetro medio (o el diámetro medio equivalente) de las dos aberturas.

- debe aplicarse a $\Delta\sigma$ la corrección correspondiente a la plasticidad como se requiere en el apartado 17.6.1.3;
- para las aberturas equipadas con manguitos, debe considerarse la clase de fatiga más baja correspondiente a los detalles de la soldadura realmente utilizada para las uniones del fondo plano a la envolvente, como se indica en el capítulo 17 (véase la tabla 17-4), mientras que para aberturas sin manguitos debe utilizarse la curva de fatiga para los detalles no soldados, como se indica en el capítulo 17;
- para los recipientes del grupo de ensayo 4, debe realizarse un ensayo no destructivo de las uniones soldadas del manguito al fondo plano de acuerdo con los requisitos del grupo de ensayo 3a o 3b, según sea apropiado (véase la tabla 6.6.2-1 de la Norma EN 13445-5:2009).

10.6.2.2 Si la abertura tiene un manguito, el diámetro equivalente debe venir dado por:

- para manguitos superpuestos:

$$d = d_i - \frac{2A'}{e} \quad (10.6-6)$$

- para manguitos insertados:

$$d = d_e - \frac{2A'}{e} \quad (10.6-7)$$

donde

$$A' = \min. \left(A; A \frac{f_b}{f} \right) \quad (10.6-8)$$

A es el área total del refuerzo en mm^2 , de acuerdo con lo definido en las figuras 10.6-3 y 10.6-4;

e_b es el espesor requerido del cilindro del manguito para resistir presión de acuerdo con el apartado 7.4.2.

$$l = 0,8 \sqrt{(d_i + e_{ab}) e_{ab}} \quad (10.6-9)$$

$$l' = 0,8 \sqrt{(d_i + e'_{ab}) e'_{ab}} \quad (10.6-10)$$

Cuando las ecuaciones 10.6-6 y 10.6-7 den un valor negativo del diámetro equivalente, no son necesarios otros cálculos adicionales de acuerdo con el apartado 10.6.2.1.

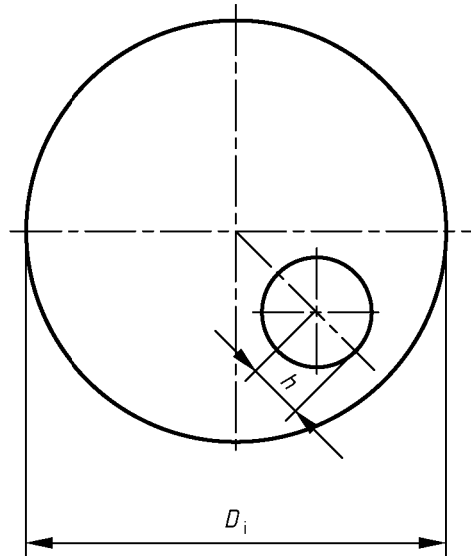


Figura 10.6-1 – Abertura individual en un fondo plano

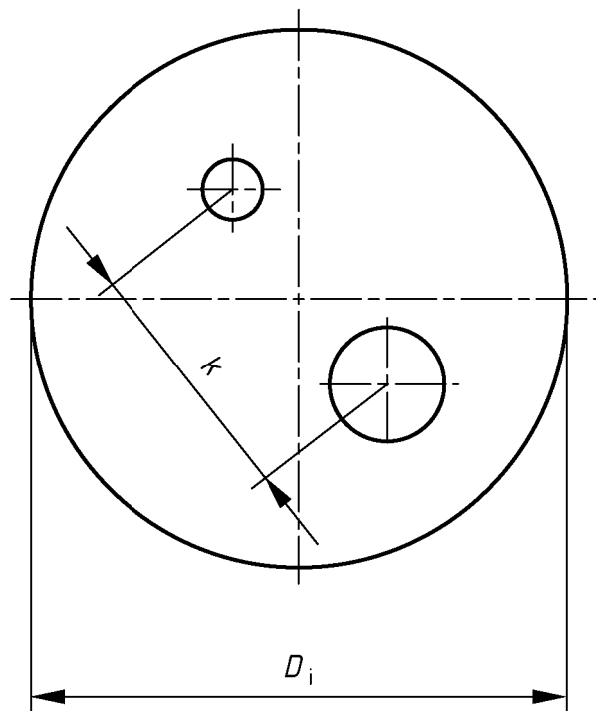


Figura 10.6-2 – Par de aberturas en un fondo plano

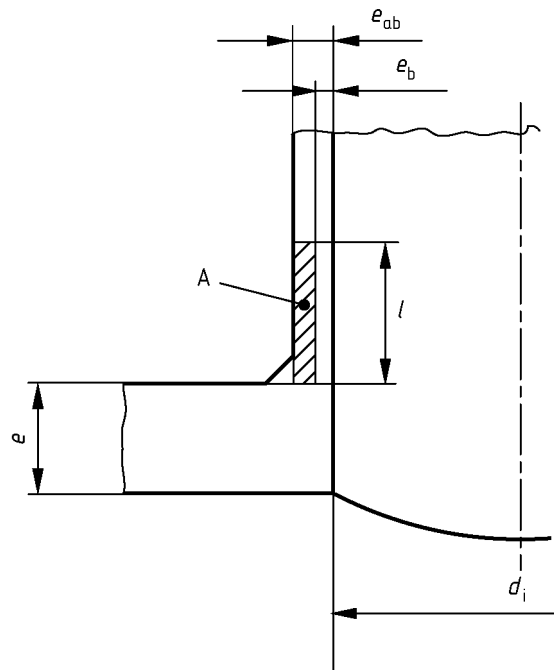


Figura 10.6-3 – Manguito superpuesto en un fondo plano

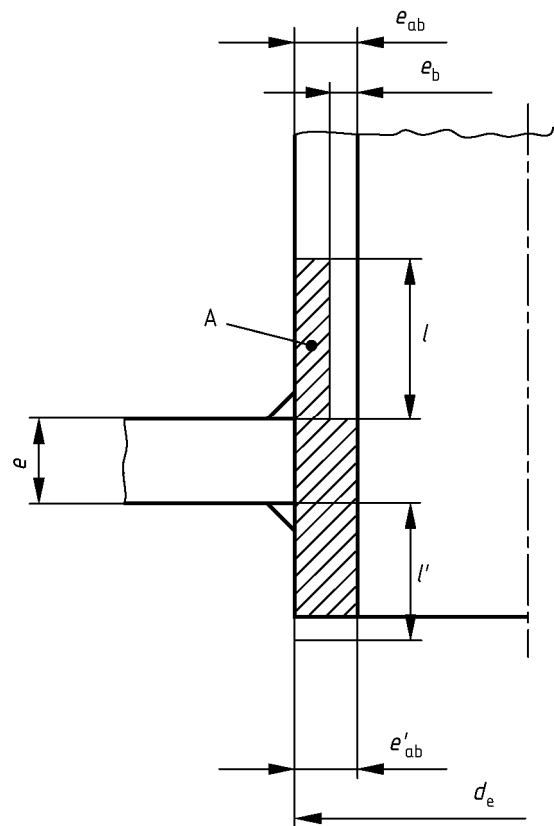


Figura 10.6-4 – Manguito insertado en un fondo plano

10.7 Fondos planos no circulares o de forma anular

10.7.1 Generalidades

Estos requisitos se aplican a fondos planos soldados o atornillados de forma no circular o anular. Se supone que la forma de la pared (rectangular, cuadrada, elíptica, oblonga o anular) es regular y que el fondo plano está uniformemente apoyado en su borde.

NOTA El procedimiento de cálculo para fondos planos no circulares del apartado 10.7 es similar al utilizado para fondos planos circulares en los apartados 10.4 y 10.5. Sin embargo, es un procedimiento empírico y puede ser muy conservador. Debería considerarse el uso de métodos basados en análisis de tensiones.

10.7.2 Fondos planos sin perforar rectangulares, elípticos u oblongos

10.7.2.1 El espesor mínimo de un fondo plano no perforado rectangular, elíptico u oblongo debe ser:

$$e = C_3 \cdot a' \sqrt{\frac{P}{f}} \quad (10.7-1)$$

donde C_3 se obtiene:

- para fondos planos soldados de la figura 10.7-1;
- para fondos planos atornillados con una junta de toda la cara de la figura 10.7-2 para fondos rectangulares y de la figura 10.7-3 para fondos elípticos u oblongos;
- para fondos planos atornillados con una junta de cara estrecha de:

$$C_3 = \sqrt{C_4 + \frac{6 \cdot W \cdot c}{P \cdot n \cdot t_B \cdot a'^2}} \quad (10.7-2)$$

donde C_4 se obtiene de la figura 10.7-4.

10.7.2.2 El espesor e_1 de la extensión con brida no debe ser inferior a lo siguiente:

$$e_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot W \cdot c}{n \cdot t_B \cdot f}} \quad (10.7-3)$$

$$e_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot W \cdot c}{n \cdot t_B \cdot f_A}} \quad (10.7-4)$$

NOTA Las ecuaciones (10.7-3) y (10.7-4) se deben aplicar a las condiciones de montaje y funcionamiento respectivamente.

10.7.3 Placas anulares sin perforar

Las placas anulares apoyadas en ambos bordes se deben considerar como fondos rectangulares que tengan:

$$a' = \frac{D_Y - D_X}{2} \quad (10.7-5)$$

$$b' = \pi \frac{D_Y + D_X}{2} \quad (10.7-6)$$

10.7.4 Refuerzo de aberturas en placas anulares o fondos planos rectangulares, elípticos u oblongos

Para placas anulares o fondos planos rectangulares, elípticos u oblongos perforados, el espesor mínimo debe ser:

$$e = C_3 \cdot Y_2 \cdot a' \sqrt{\frac{P}{f}} \quad (10.7-7)$$

donde Y_2 viene dado por la ecuación (10.6-4), y todas las dimensiones especificadas en esta ecuación deben determinarse con referencia a un fondo plano circular ideal que tenga un diámetro máximo que pueda inscribirse dentro del contorno del fondo plano no circular.

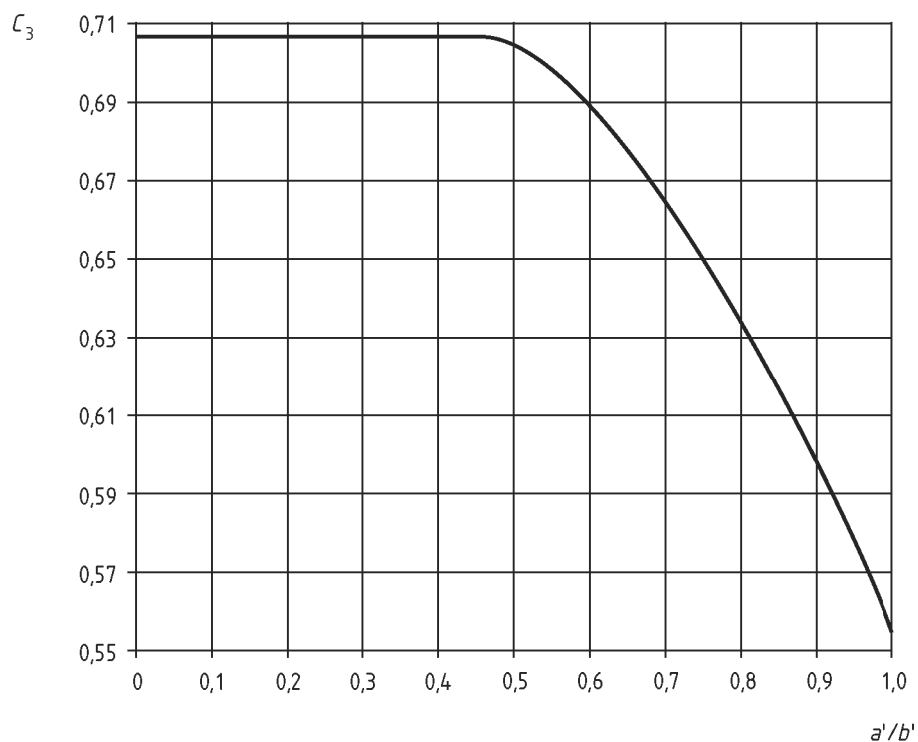


Figura 10.7-1 – Factor de forma C_3 para fondos planos no circulares soldados

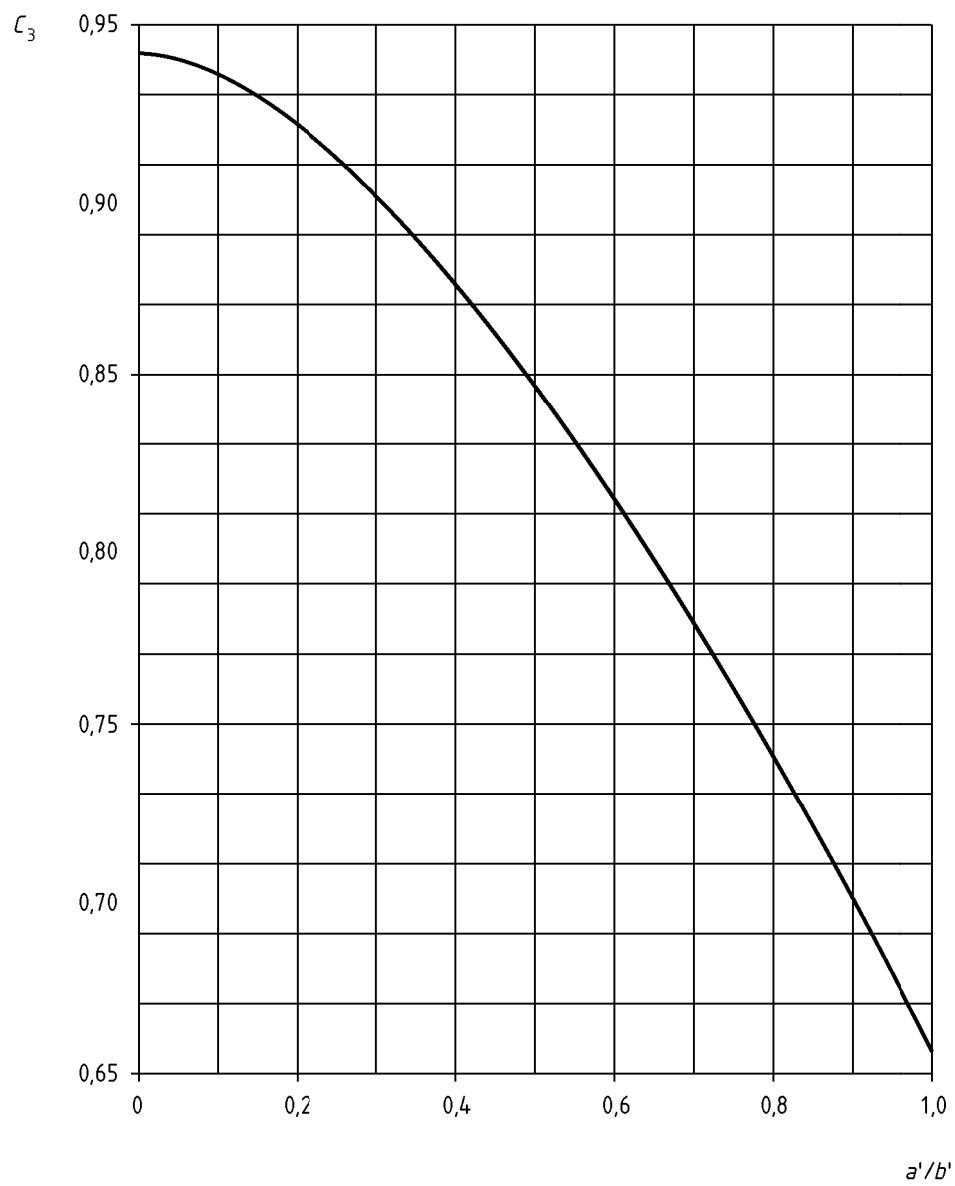


Figura 10.7-2 – Factor de forma C_3 para fondo plano rectangular atornillado con junta de toda la cara

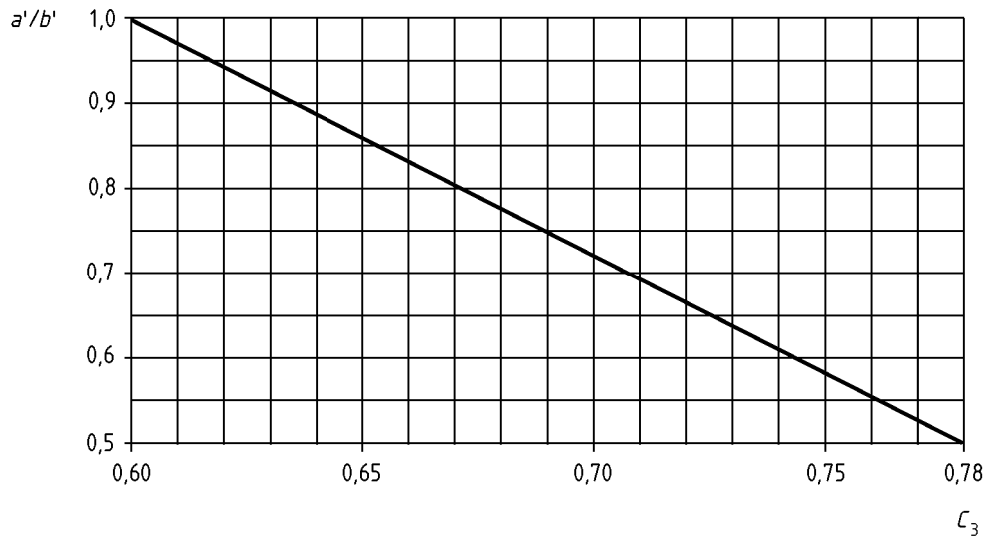


Figura 10.7-3 – Factor de forma C_3 para fondo plano elíptico u oblongo atornillado con junta de toda la cara

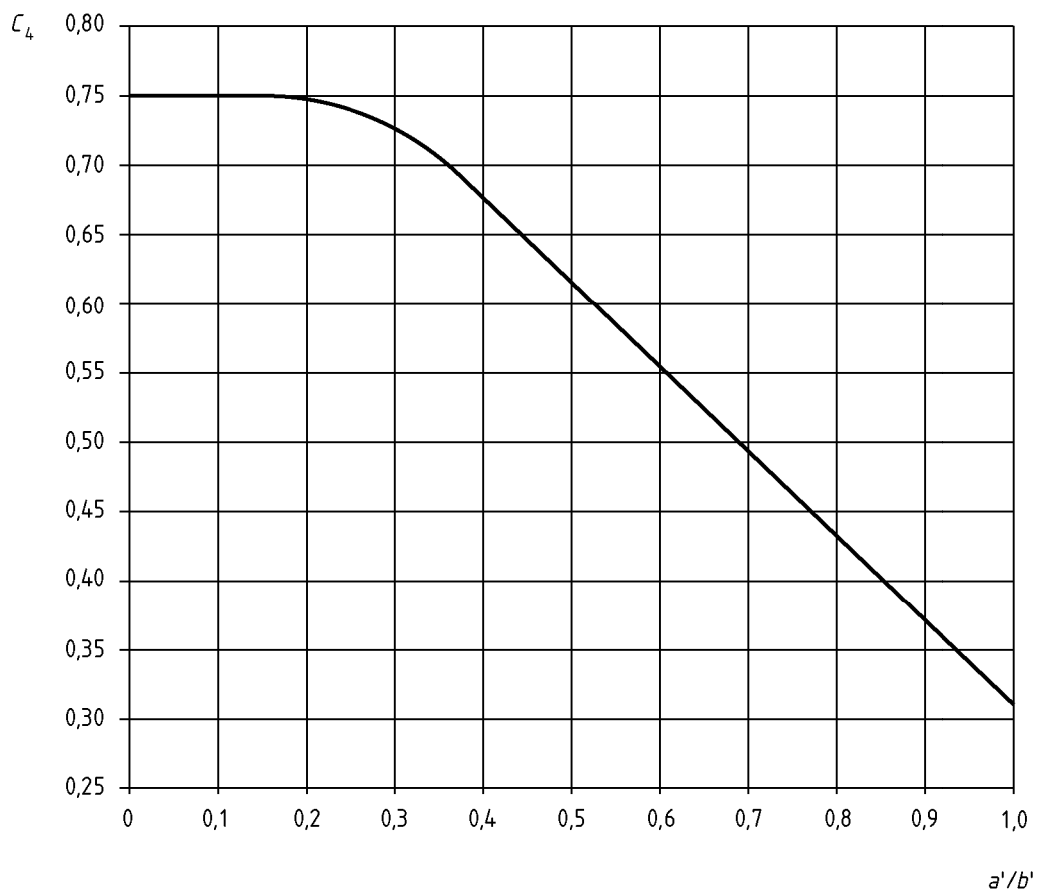


Figura 10.7-4 – Factor de forma C_4 para fondo plano no circular atornillado con junta de cara estrecha

11 BRIDAS

11.1 Objeto

Este capítulo indica los requisitos para el diseño de conexiones de bridas atornilladas circulares. Están incluidas las bridas con juntas de cara estrecha y de cara completa sometidas a presión interna y externa, así como las bridas invertidas y las bridas con soldadura de cierre. Los requisitos incluidos en este capítulo están basados en las bien establecidas reglas de Taylor Forge. Se recomienda consultar el anexo G en el cual se incluye una alternativa moderna para el diseño de juntas de cara estrecha.

NOTA Las reglas alternativas del anexo G son muy apropiadas cuando: a) el funcionamiento cíclico térmico es importante, b) la tensión de los tornillos se controla mediante el uso de un procedimiento de apriete definido, c) hay cargas adicionales importantes (fuerzas o momentos) o d) la estanquidad a fugas tiene una importancia especial.

11.2 Definiciones específicas

Se deben aplicar las definiciones siguientes además de las indicadas en el capítulo 3.

11.2.1 estado de montaje:

Estado aplicable cuando la superficie de contacto de la junta se asienta durante el montaje de la misma a temperatura ambiente y la única carga procede de los tornillos.

11.2.2 estado de funcionamiento:

Estado en el cual la fuerza hidrostática final debida a la presión de diseño (interna o externa) actúa sobre la brida.

11.2.3 brida de cara estrecha:

Brida en la cual la junta está totalmente dentro del círculo encerrado por los tornillos, no existiendo contacto fuera del círculo de los tornillos.

11.2.4 brida de cara completa:

Brida en la cual la superficie de contacto de la cara, bien directamente o a través de una junta o separador, se extiende fuera del círculo que encierra los tornillos.

11.2.5 brida invertida:

Brida fijada a la envolvente por su diámetro exterior.

11.2.6 envolvente:

Tubo, pared de recipiente u otro cilindro fijado a la brida y que la soporta.

11.2.7 junta solapada:

Conjunto de brida en la que la carga de los tornillos se transmite a través de una brida de soporte suelta a una brida corta.

NOTA La brida corta incorpora la cara de contacto de la junta.

11.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4.

A es el diámetro exterior de la brida o, cuando agujeros rasgados se extienden hasta el exterior de la brida, el diámetro hasta el fondo de las rasgadas;

A_B es la sección transversal total de los tornillos en la sección de mínimo diámetro de los mismos;

$A_{B,min}$ es la sección de transversal total requerida de los tornillos;

A_2 es el diámetro exterior de la cara de contacto entre la brida suelta y la brida corta de una junta de solapa, véase la figura 11.5-9 (típica);

- B es el diámetro interior de la brida;
- B_2 es el diámetro interior de la cara de contacto entre la brida suelta y la brida corta de una junta de solapa, véase la figura 11.5-9 (típica);
- b es la anchura de junta efectiva o la anchura de asiento de la junta;
- b_0 es la anchura básica de la junta o de asiento de la junta;
- C es el diámetro del círculo de los tornillos;
- C_F es el factor de corrección del paso de los tornillos;
- D es el diámetro interior de la envolvente;
- d_b es el diámetro exterior de los tornillos;
- d_n es el diámetro nominal de los tornillos;
- e es el espesor mínimo de la brida, medido en la sección más delgada;
- f_B es la tensión nominal de diseño de los tornillos a la temperatura de funcionamiento (véase 11.4.3);
- $f_{B,A}$ es la tensión nominal de diseño de los tornillos a la temperatura de montaje (véase 11.4.3);
- f_H es la tensión nominal de diseño del cubo - véase el apartado 11.5.4.2;
- G es el diámetro de la reacción de la carga de la junta, de acuerdo con los requisitos del apartado 11.5.2;
- G_1 es el diámetro supuesto de la reacción de la carga entre la brida suelta y la brida corta de una junta de solapa;
- g_0 es el espesor del cubo en el extremo pequeño;
- g_1 es el espesor del cubo en la parte posterior de la brida;
- H es la fuerza final hidrostática total;
- H_D es la fuerza final hidrostática aplicada a la brida a través de la envolvente;
- H_G es la carga de compresión sobre la junta para asegurar una junta estanca;
- H_T es la fuerza final hidrostática debida a la presión sobre la cara de la brida;
- h es la longitud del cubo;
- h_D es la distancia radial desde el círculo de los tornillos en el cual actúa H_D ;
- h_G es la distancia radial desde la reacción de la carga de la junta hasta el círculo de los tornillos;
- h_L es la distancia radial desde el círculo de los tornillos hasta el círculo sobre el cual actúa la reacción de la carga para la brida suelta de una junta de solapa;
- h_T es la distancia radial desde el círculo de los tornillos hasta el círculo sobre el cual actúa H_T ;
- K es la relación de los diámetros de la brida – véanse las ecuaciones 11.5-21 y 11.9-13;

- k es el factor tensión definido en el apartado 11.5.4.2;
- l_0 es un parámetro de longitud dado por la ecuación (11.5-22);
- M es el momento ejercido sobre la brida por unidad de longitud, definido en el apartado 11.5.4.1;
- M_A es el momento total que actúa sobre la brida en el estado de montaje;
- M_{op} es el momento total que actúa sobre la brida en el estado de funcionamiento;
- m es un factor de junta;
- P_e es la presión externa de cálculo, expresada como un número positivo;
- W es la carga de diseño de los tornillos para el estado de montaje;
- W_A es la carga mínima requerida de los tornillos para el estado de montaje;
- W_{op} es la carga mínima requerida de los tornillos para el estado de funcionamiento;
- w es la anchura de contacto de la junta, limitada por la anchura de la junta y la cara de la brida;
- y es la presión de asiento mínimo de la junta;
- β_F es un factor de para el diseño de la brida por el método integral, según lo indicado en la figura 11.5-4;
- β_{FL} es un factor para bridas sueltas con cubo según lo indicado en la figura 11.5-7;
- β_T es un factor dado por la ecuación (11.5-23);
- β_U es un factor dado por la ecuación (11.5-24);
- β_V es un factor para el método integral según la figura 11.5-5;
- β_{VL} es un factor para bridas con cubos sueltos, según la figura 11.5-8;
- β_Y es un factor dado por la ecuación 11.5-25;
- δ es la separación nominal entre la envolvente y la brida suelta en una junta de solapa;
- δ_b es la distancia entre los ejes de tornillos adyacentes;
- λ es un factor definido en el apartado 11.5.4.1;
- σ_b es la tensión de compresión calculada en una junta de solapa;
- σ_H es la tensión longitudinal calculada en el cubo;
- σ_r es la tensión radial calculada en la brida;
- σ_θ es la tensión tangencial calculada en la brida;
- φ es el factor de corrección de las tensiones en el cubo para el diseño de bridas por el método integral según lo indicado en la figura 11.5-6.

11.4 Generalidades

11.4.1 Introducción

Las conexiones de bridas atornilladas circulares, selladas con una junta o selladas con soldadura, utilizadas en la construcción de recipientes de acuerdo con esta norma deben cumplir:

- una norma europea apropiada para bridas de tubos y los requisitos del apartado 11.4.2; o
- los requisitos para conexiones de bridas atornilladas especificados en este capítulo; o
- las reglas alternativas del anexo G.

Las dos bridas de un par de bridas acopladas se deben diseñar de acuerdo con la misma norma o conjunto de requisitos. Esto también es aplicable cuando una de las bridas del par es un fondo plano o tapa atornillado. Los requisitos para fondos planos atornillados del capítulo 10 y para fondos de cúpula atornillados del capítulo 12 se considera que forman parte del mismo conjunto requisitos que este capítulo.

11.4.2 Uso de bridas estándar sin cálculo

Pueden utilizarse bridas de acuerdo con una norma europea de bridas para tubos como componentes de recipientes a presión sin realizar ningún cálculo, siempre que se cumplan todas las condiciones siguientes:

- En condiciones normales de funcionamiento, la presión de cálculo no excede la presión nominal dada en las tablas de la norma europea correspondiente, para la brida y el material considerado para la temperatura de cálculo.
- En condiciones de ensayo o en condiciones excepcionales, la presión de cálculo no excede 1,5 veces la presión nominal dada en las mismas tablas, a la temperatura apropiada.
- La junta es una de las permitidas de acuerdo con la tabla 11.4-1 para la serie pertinente de PN o clase.
- Los tornillos son de una categoría de resistencia (véase la tabla 11.4.-2) al menos igual a la mínima requerida por la tabla 11.4-1 en función del tipo de junta utilizado en la conexión.
- El recipiente está sometido a cargas que sean de naturaleza predominantemente no cíclica, véase el apartado 5.4.2.
- La diferencia entre las temperaturas medias de los tornillos y de las bridas no excede los 50 °C en ningún caso.
- Los materiales de los tornillos y de las bridas pueden tener coeficientes de dilatación térmica a 20 °C que difieran en más del 10% (por ejemplo, bridas de acero austenítico con tornillos de acero ferrítico) si la temperatura de cálculo es inferior a 120 °C o, en caso contrario, los coeficientes de dilatación térmica de los materiales de tornillos y bridas a 20 °C no pueden diferir en más del 10%.

11.4.3 Tornillería

11.4.3.1 Pernos

Debe haber como mínimo cuatro pernos.

Los pernos deben estar igualmente espaciados. Las bridas con pernos espaciados desigualmente pueden calcularse como bridas con pernos igualmente espaciados siempre que, en todos los apartados siguientes, la sección de los pernos A_B a utilizar en comparación con $A_{B\text{mín}}$, se reduzca respecto a la sección de los pernos real sustituyendo el número de pernos real n por el número de pernos equivalente n_{EQ} obtenido de la siguiente ecuación:

$$n_{\text{EQ}} = \frac{\pi C}{\delta_{B\text{máx}}} \quad (11.4-1)$$

donde $\delta_{Bm\acute{a}x}$ es el paso máximo de los pernos; en la ecuaci3n (11.5-20) tambi3n debe sustituirse el valor de δ_B por $\delta_{Bm\acute{a}x} \cdot n_{EQ}$, sin necesidad de que sea un número entero.

En el caso de pernos de pequeño diámetro, puede ser necesario utilizar llaves dinamom3tricas u otros medios para evitar la aplicaci3n de un par excesivo a los pernos.

Puede ser necesario utilizar medios especiales para asegurar la obtenci3n de una precarga adecuada al apretar pernos de diámetro nominal superior a 38 mm.

Las tensiones nominales de diseño de los pernos para determinar la secci3n transversal mínima de los pernos según el apartado 11.5.2 deben ser:

- para aceros al carbono y otros aceros no austeníticos, el menor de los valores entre $R_{p0,2}/3$ medido a la temperatura de diseño y $R_m/4$ medido a temperatura ambiente; y
- para acero inoxidable austenítico, $R_m/4$ medido a la temperatura de diseño.

11.4.3.2 Tuercas

Las tuercas deben tener valores de carga de prueba especificados no inferiores a los valores de carga de prueba mínimos de los pernos sobre los que van montadas.

Las tuercas con paso de rosca normalizado (es decir, paso grueso) cumplen este requisito si tienen:

- una altura no inferior a $0,8d_n$;
- un límite de elasticidad o una clase de calidad no inferior a la de los pernos.

Cuando no se cumplen estas condiciones, la altura de las tuercas no debe ser inferior a:

$$0,8d_n \cdot \frac{R_{p,screw}}{R_{p,nut}}$$

NOTA R_p es $R_{p0,2}$ para aceros no austeníticos y $R_{p1,0}$ para aceros austeníticos.

11.4.3.3 Agujeros roscados

La longitud de acoplamiento de los pernos en los agujeros roscados de un componente no debe ser inferior a:

$$\text{máx.} \left(0,8 \cdot d_n \frac{R_{p,screw}}{R_{p,component}}; 0,8 \cdot d_n \right)$$

NOTA R_p es $R_{p0,2}$ para aceros no austeníticos y $R_{p1,0}$ para aceros austeníticos.

Tabla 11.4-1 – Juntas para bridas estándar

Serie PN designada ¹⁾	Serie de clase designada ¹⁾	Tipo de junta	Categoría mínima de resistencia de los tornillos requerida (véase la tabla 11.4-2)
2,5 a 16	–	– Junta plana no metálica con o sin camisa	Resistencia baja
25	150	– Junta plana no metálica con o sin camisa	Resistencia baja
		– Metal arrollado en espiral con relleno	Resistencia media
		– Metal corrugado encamisado con relleno	
		– Metal corrugado con o sin relleno	
40	–	– Junta plana no metálica con o sin camisa	Resistencia baja
		– Metal arrollado en espiral con relleno	Resistencia media
		– Metal corrugado encamisado con relleno	
		– Metal corrugado con o sin relleno	
		– Metal plano encamisado con relleno	Resistencia alta
		– Metal plano ranurado o macizo	
63	300	– Junta plana no metálica con o sin camisa	Resistencia baja
		– Metal arrollado en espiral con relleno	Resistencia media
		– Metal corrugado encamisado con relleno	
		– Metal corrugado con o sin relleno	
		– Metal plano encamisado con relleno	Resistencia alta
		– Metal plano ranurado o macizo	
		– Junta anular metálica	
100	600	– Junta plana no metálica con o sin camisa	Resistencia media
		– metal arrollado en espiral con relleno	
		– Metal corrugado encamisado con relleno	
		– Metal corrugado con o sin relleno	
		– Metal plano encamisado con relleno	Resistencia alta
		– Metal plano ranurado o macizo	
		– Junta a anular metálica	

1) Los valores de PN (o clase) presentados esta tabla están restringidos a los existentes en las normas EN sobre bridas de acero hasta PN 100 (o clase 600).

Tabla 11.4-2 – Categorías de resistencia de los pernos

	Resistencia baja	Resistencia media	Resistencia alta
$\frac{R_{p,perno}}{R_{p,brida}}$	≥ 1	$\geq 1,4$	$\geq 2,5$
NOTA R_p es $R_{p0,2}$ para aceros no austeníticos y $R_{p1,0}$ para aceros austeníticos. Si el valor de $R_{p1,0}$ no se conoce, utilizar $R_{p0,2}$ tanto para el perno como para la brida.			

El estado de montaje y el estado de funcionamiento son ambos estados normales de diseño a efectos de determinar las tensiones nominales de diseño.

Estas tensiones admisibles pueden multiplicarse por 1,5 para estados de ensayo o excepcionales.

NOTA Estas tensiones son nominales en la medida en la cual pueden tener que superarse en la práctica para hacer frente a todas las situaciones que tienden a producir fugas en las juntas. Sin embargo, hay un margen suficiente para proporcionar un cierre satisfactorio sin tener que sobrecargar ni apretar repetidamente los pernos.

11.4.4 Construcción de las bridas

Se hace una distinción entre bridas en las cuales el agujero de la brida coincide con el agujero de la envolvente (por ejemplo, las uniones soldadas F1, F2, F3 y F5 que se muestran en el anexo A, tabla A.7) y las que tienen una soldadura de cordón triangular en el extremo de la envolvente (por ejemplo, la unión soldada F4), en cuyo caso los dos agujeros son distintos. Se conocen con el nombre de agujero liso (véase la figura 11.5-1) y de agujero escalonado (véase la figura 11.5-2) respectivamente.

Se hace otra distinción entre la brida con cubo deslizante (véase la figura 11.5-3) en la cual una brida completa con cubo cónico se hace pasar sobre la envolvente y se suelda a ella en ambos extremos y otros tipos de construcción soldada.

Cualquier radio de acuerdo entre la brida y el cubo o la envolvente no debe ser inferior a $0,25g_0$ ni tampoco menor de 5 mm.

Las bridas con cubo no se deben fabricar mediante mecanización directa del cubo a partir de chapa sin hacer consideraciones especiales.

No se deben utilizar soldaduras de cordón triangular para temperaturas de diseño superiores a 370 °C.

11.4.5 Mecanización

La superficie de apoyo para las tuercas debe ser paralela dentro de 1° respecto a la cara de la brida. Cualquier repaso de la cara o de puntos de la cara para conseguir esto no debe reducir el espesor de la brida ni el espesor del cubo por debajo de los valores de diseño. El diámetro de cualquier repaso puntual de la cara de la brida no debe ser inferior a la distancia entre vértices de la tuerca más 3 mm. Se debe mantener el radio entre la parte posterior de la brida y el cubo o la envolvente.

El acabado superficial de la cara de contacto de la junta debería estar de acuerdo con las recomendaciones del fabricante de la junta o debe estar basado en la experiencia.

11.4.6 Juntas

Los valores de los factores de junta m e y deberían ser facilitados normalmente por el fabricante de la junta, pero en el anexo H se incluyen valores sugeridos.

También se incluyen en el anexo H los valores mínimos sugeridos de w , la anchura de montaje.

NOTA Las juntas con contenido de amianto están prohibidas en la mayoría de los países europeos.

11.5 Bridas con juntas de cara estrecha

11.5.1 Generalidades

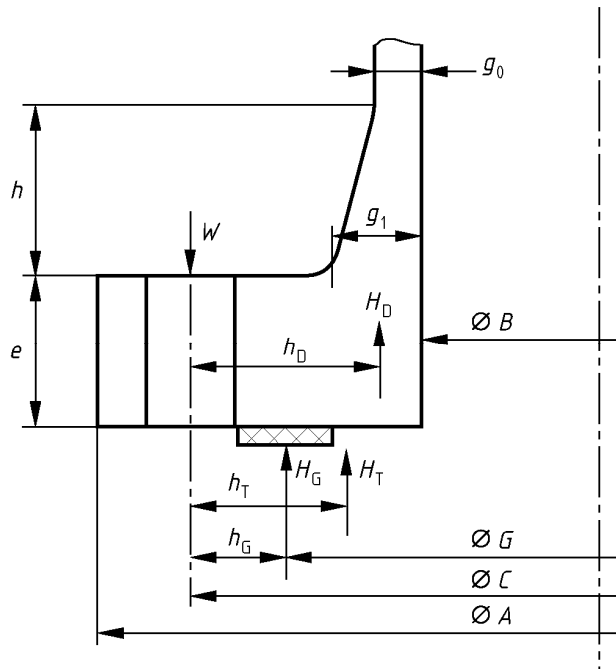


Figura 11.5-1 – Brida de cara estrecha - agujero liso

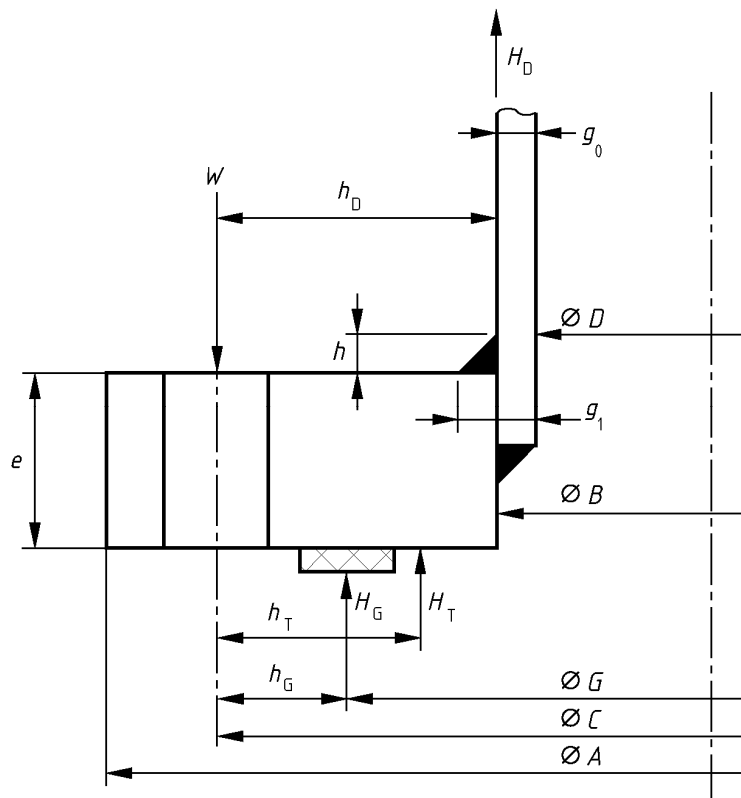


Figura 11.5-2 – Brida de cara estrecha - agujero escalonado

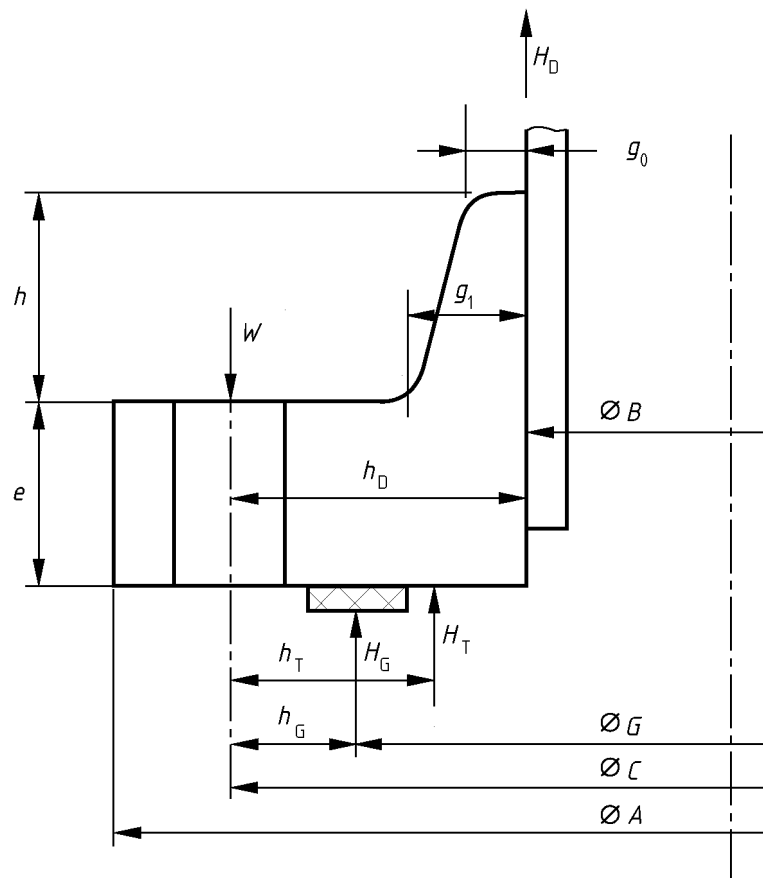


Figura 11.5-3 – Brida de cara estrecha - tipo de cubo deslizante

Se debe aplicar uno de los 3 métodos siguientes de cálculo de tensiones del apartado 11.5.4 para bridas de cara estrecha con juntas bajo presión interna, teniendo en cuenta las excepciones indicadas.

- a) Método integral. El método integral no se debe aplicar a bridas con cubos deslizantes o a bridas sueltas en una junta de solapa. El método de diseño integral permite un cubo cónico que puede ser una soldadura; El cubo supuesto a efectos de cálculo no debe tener una conicidad superior a 1:1, es decir, $g_1 \leq h + g_0$.
- b) Método suelto. El método suelto sólo se debe aplicar, excepto para bridas sueltas de juntas de solapa, si se cumplen todos los requisitos siguientes:
 - 1) $g_0 \leq 16 \text{ mm}$;
 - 2) $P \leq 2 \text{ N/mm}^2$;
 - 3) $B/g_0 \leq 300$;
 - 4) temperatura de funcionamiento $\leq 370 \text{ }^\circ\text{C}$.
- c) Método de brida con cubo suelta Este método se debe aplicar a bridas con cubo deslizantes y a bridas con cubo sueltas de una junta de solapa.

NOTA 1 En el método integral, se tiene en cuenta el soporte que proporciona la envolvente y se calculan las tensiones en la envolvente, pero en el método suelto se supone que la brida no tiene ningún soporte en la envolvente y se ignoran las tensiones de la envolvente.

NOTA 2 En formas de cubo más inusuales puede ser necesario elegir valores de g_1 y h que definan un cubo cónico más sencillo que encaje dentro del perfil del conjunto real.

NOTA 3 No existe ningún valor mínimo para h para una brida con cubo deslizante.

NOTA 4 El procedimiento para calcular el valor de M es independiente del método de diseño elegido.

11.5.2 Cargas y secciones de los pernos

$$b_0 = w / 2 \quad (11.5-1)$$

excepto por la junta anular (véase el anexo H), para la cual

$$b_0 = w / 8 \quad (11.5-2)$$

Cuando $b_0 \leq 6,3$ mm,

$$b = b_0 \quad (11.5-3)$$

Cuando $b_0 > 6,3$ mm,

$$b = 2,52 \sqrt{b_0} \quad (11.5-4)$$

(Esta expresión sólo es válida con dimensiones expresadas en mm).

Cuando $b_0 \leq 6,3$ mm, G = diámetro medio de la cara de contacto de la junta,

cuando $b_0 > 6,3$ mm, G = diámetro exterior de la cara de contacto de la junta menos $2b$:

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot (G^2 \cdot P) \quad (11.5-5)$$

$$H_G = 2\pi \cdot G \cdot b \cdot m \cdot P \quad (11.5-6)$$

Las cargas en las secciones de los pernos se deben calcular para los estados de montaje y funcionamiento de la manera siguiente.

a) *Estado de montaje*. La carga mínima de los pernos viene dada por:

$$W_A = \pi b \cdot G \cdot y \quad (11.5-7)$$

NOTA La carga mínima de los pernos para conseguir una junta satisfactoria es función de la junta y de la superficie efectiva de la junta que se tiene que asentar.

b) *Estado de funcionamiento*. La carga mínima de los pernos viene dada por:

$$W_{op} = H + H_G \quad (11.5-8)$$

La sección requerida de los pernos $A_{B,min.}$ viene dada por:

$$A_{B,min.} = \text{máx.} \left(\frac{W_A}{f_{B,A}}; \frac{W_{op}}{f_B} \right) \quad (11.5-9)$$

La tornillería se debe elegir de tal manera que $A_B \geq A_{B,\text{mín.}}$.

NOTA La presión interna tiende a separar la junta y la carga de los pernos tiene que mantener suficiente presión sobre la junta para asegurar una unión estanca. La carga mínima de los pernos en estas condiciones es función de la presión de diseño, del material de la junta y de la superficie efectiva de contacto de la junta que se tiene que mantener apretada bajo presión. Es posible que sea necesario considerar más de un estado de funcionamiento.

11.5.3 Momentos de las bridas

$$H_D = \frac{\pi}{4} \cdot (B^2 \cdot P) \quad (11.5-10)$$

$$H_T = H - H_D \quad (11.5-11)$$

$$h_D = (C - B - g_1) / 2 \quad (11.5-12)$$

excepto para bridas con un cubo deslizante y bridas de agujero escalonado para las cuales:

$$h_D = (C - B) / 2 \quad (11.5-13)$$

$$h_G = (C - G) / 2 \quad (11.5-14)$$

$$h_T = (2C - B - G) / 4 \quad (11.5-15)$$

$$W = 0,5 (A_{B,\text{mín.}} + A_B) f_{B,A} \quad (11.5-16)$$

a) *Estado de montaje de la brida.* El momento total de la brida debe ser:

$$M_A = W \cdot h_G \quad (11.5-17)$$

b) *Estado de funcionamiento.* El momento total de la brida debe ser:

$$M_{\text{op}} = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T + H_G \cdot h_G \quad (11.5-18)$$

Para pares de bridas con distintas condiciones de diseño, como por ejemplo cuando sujetan una placa de tubos, se deben calcular las cargas de los pernos en estado de montaje y funcionamiento para cada una de las combinaciones de brida/junta por separado. Para W_{op} y W_A se debe tomar el mayor de los dos valores calculados. Para la brida para la cual W_{op} tenga el valor calculado más bajo, se debe aumentar el valor de H_G de la manera siguiente:

$$H_{G,\text{new}} = H_G + W_{\text{op,máx.}} - W_{\text{op,mín.}} \quad (11.5-19)$$

11.5.4 Tensiones en las bridas y límites de tensiones

11.5.4.1 Tensiones en las bridas

11.5.4.1.1 Cálculo de las tensiones en las bridas

$$C_F = \text{máx.} \left(\frac{d_b}{\sqrt{2d_b + \frac{6e}{m + 0,5}}}; 1 \right) \quad (11.5-20)$$

$$K = A / B \quad (11.5-21)$$

$$l_0 = \sqrt{B g_0} \quad (11.5-22)$$

$$\beta_T = \frac{K^2 (1 + 8,55246 \log_{10}(K)) - 1}{(1,0472 + 1,9448K^2)(K - 1)} \quad (11.5-23)$$

$$\beta_U = \frac{K^2 (1 + 8,55246 \log_{10}(K)) - 1}{1,36136(K^2 - 1)(K - 1)} \quad (11.5-24)$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K - 1} \left(0,66845 + 5,7169 \frac{K^2 \log_{10}(K)}{K^2 - 1} \right) \quad (11.5-25)$$

Las tensiones de las bridas se deben determinar a partir del momento, M , de la manera siguiente:

Para el estado montaje,

$$M = M_A \frac{C_F}{B} \quad (11.5-26)$$

Para el estado de funcionamiento,

$$M = M_{op} \frac{C_F}{B} \quad (11.5-27)$$

a) Método integral

β_F , β_V y φ se dan mediante las ecuaciones 11.5-28 a 11.5-30 o se obtienen a partir de las figuras 11.5-4 a 11.5-6.

$$\beta_F = \frac{-E_6}{\left[\frac{C}{3(1-\nu^2)} \right]^{1/4} \frac{(1+A)^3}{C}} \quad (11.5-28)$$

donde A , C y E_6 son coeficientes obtenidos de las ecuaciones del apartado 11.5.4.1.2.

Para bridas con cubo cilíndrico, $\beta_F = 0,0908920$.

$$\beta_F = \frac{E_4}{\left[\frac{3(1-\nu^2)}{C} \right]^{1/4} (1+A)^3} \quad (11.5-29)$$

donde A , C y E_4 son coeficientes obtenidos de las ecuaciones del apartado 11.5.4.1.2.

Para bridas con cubo cilíndrico, $\beta_V = 0,550103$.

$$\varphi = \frac{C_{36}}{1+A} \quad (11.5-30)$$

donde A y C_{36} son coeficientes obtenidos de las ecuaciones del apartado 11.5.4.1.2.

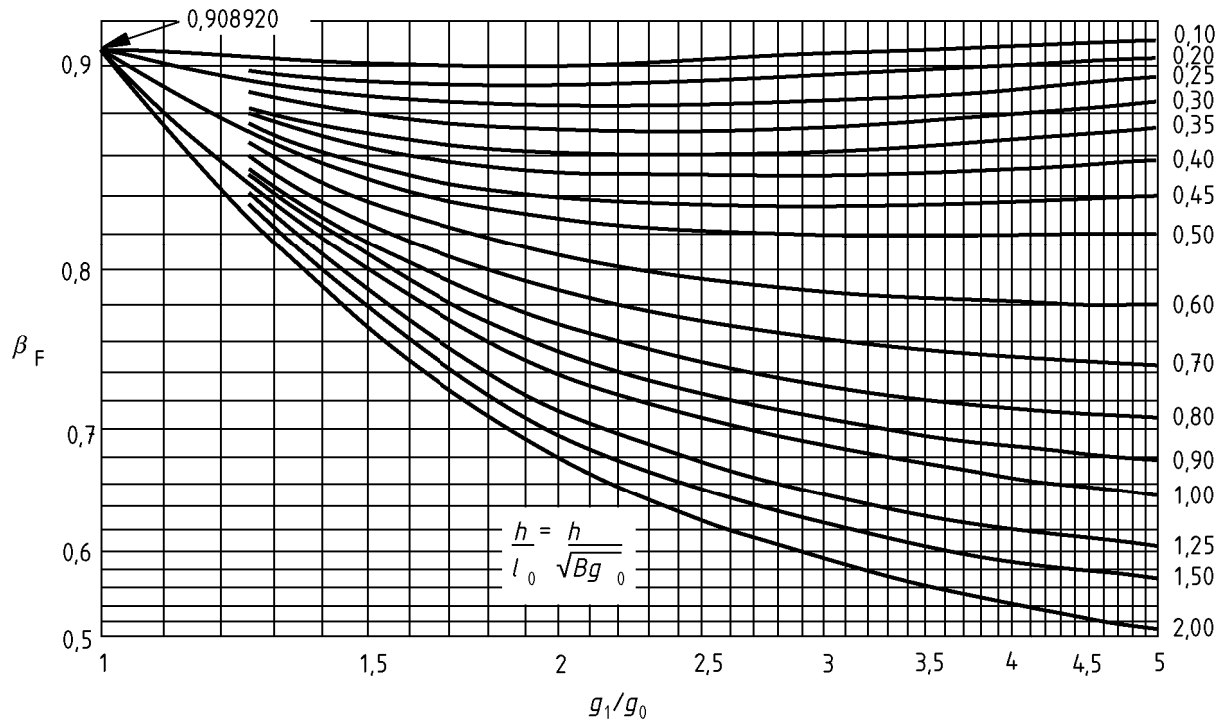


Figura 11.5-4 – Valor de β_F (factor del método integral)

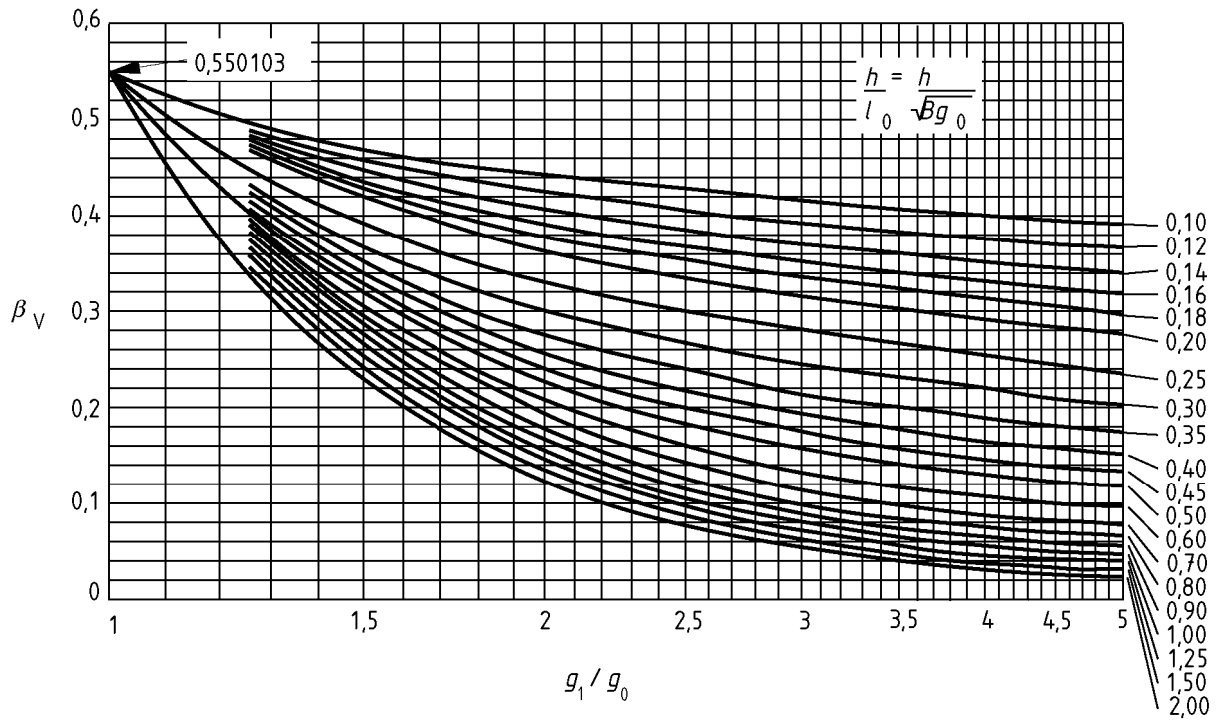


Figura 11.5-5 – Valor de β_V (factor del método integral)

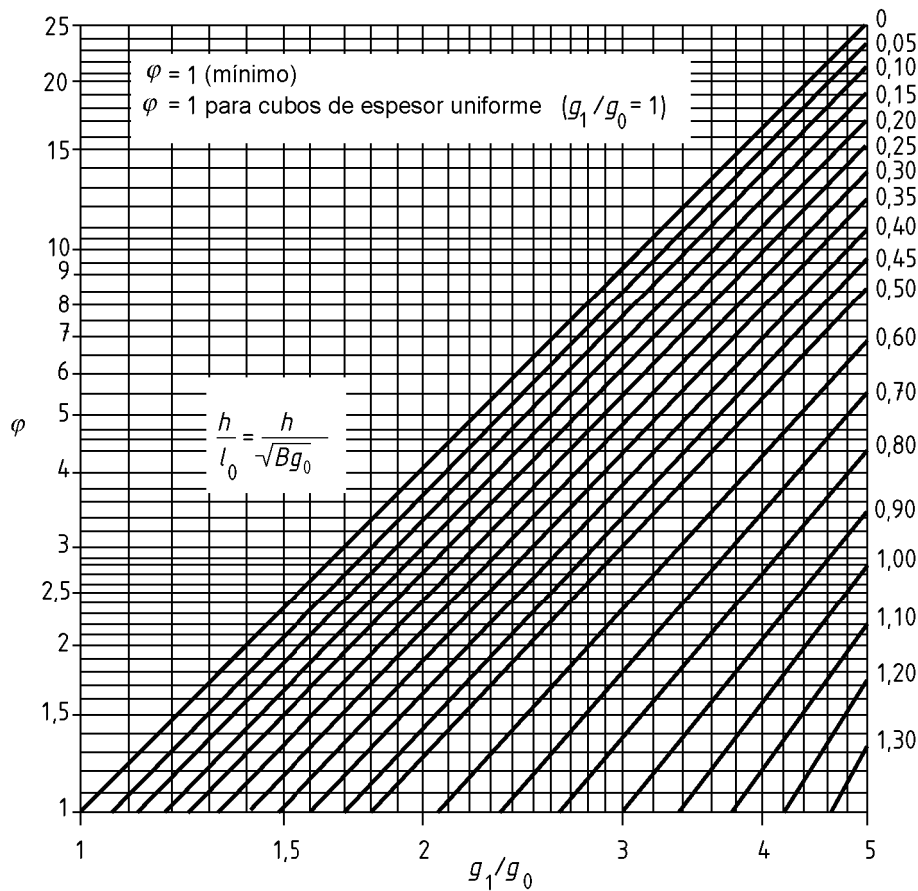


Figura 11.5-6 – Valor de φ (factor de corrección de la tensión del cubo)

$$\lambda = \left(\frac{e \cdot \beta_F + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{e^3 \cdot \beta_V}{\beta_U \cdot l_0 \cdot g_0^2} \right) \tag{11.5-31}$$

La tensión longitudinal del cubo:

$$\sigma_H = \frac{\varphi M}{\lambda g_1^2} \tag{11.5-32}$$

La tensión radial de la brida:

$$\sigma_r = \frac{(1,333 e \beta_F + l_0) M}{\lambda e^2 l_0} \tag{11.5-33}$$

La tensión tangencial de la brida:

$$\sigma_\theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} - \sigma_r \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \tag{11.5-34}$$

b) Método suelto.

La tensión tangencial de la brida:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} \quad (11.5-35)$$

La tensión radial en la brida y la tensión longitudinal en el cubo son

$$\sigma_r = \sigma_H = 0 \quad (11.5-36)$$

c) Método de brida con cubo suelta

β_{FL} y β_{VL} se dan mediante las ecuaciones 11.5-37 a 11.5-38 o se obtienen a partir de las figuras 11.5-7 y 11.5-8 respectivamente:

$$\beta_{FL} = \frac{C_{18} \left(\frac{3+A}{6} \right) + C_{21} \left(\frac{21+11A}{84} \right) + C_{24} \left(\frac{3+2A}{210} \right) - \left(\frac{9+5A}{360} \right)}{\left[\frac{C}{3(1-\nu^2)} \right]^{1/4} \frac{(1+A)^3}{C}} \quad (11.5-37)$$

donde A , C , C_{18} , C_{21} y C_{24} son coeficientes obtenidos de la ecuación 11.5.4.1.2.

$$\beta_{VL} = \frac{\frac{1}{4} - \frac{C_{24}}{5} - \frac{3C_{21}}{2} - C_{18}}{\left[\frac{3(1-\nu^2)}{C} \right]^{1/4} (1+A)^3} \quad (11.5-38)$$

donde A , C , C_{18} , C_{21} y C_{24} son coeficientes obtenidos de las ecuaciones del apartado 11.5.4.1.2.

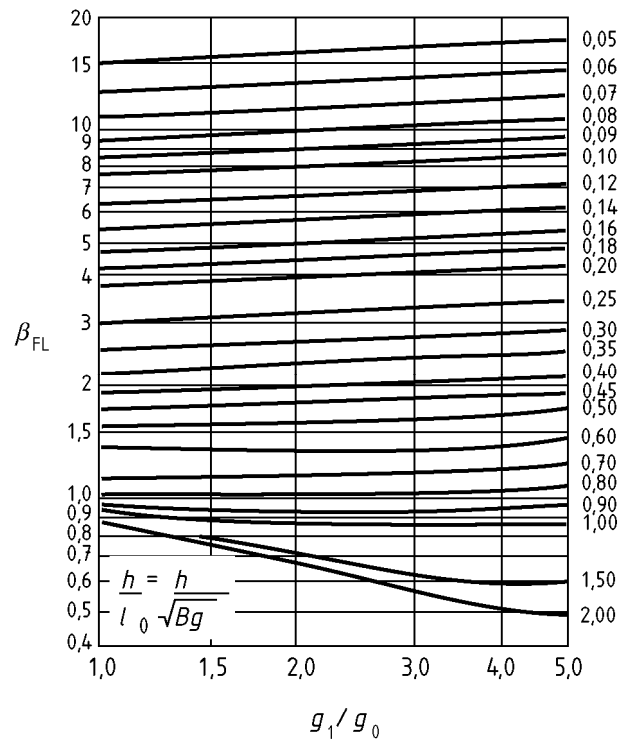


Figura 11.5-7 – Valor de β_{FL} (factor de brida suelta con cubo)

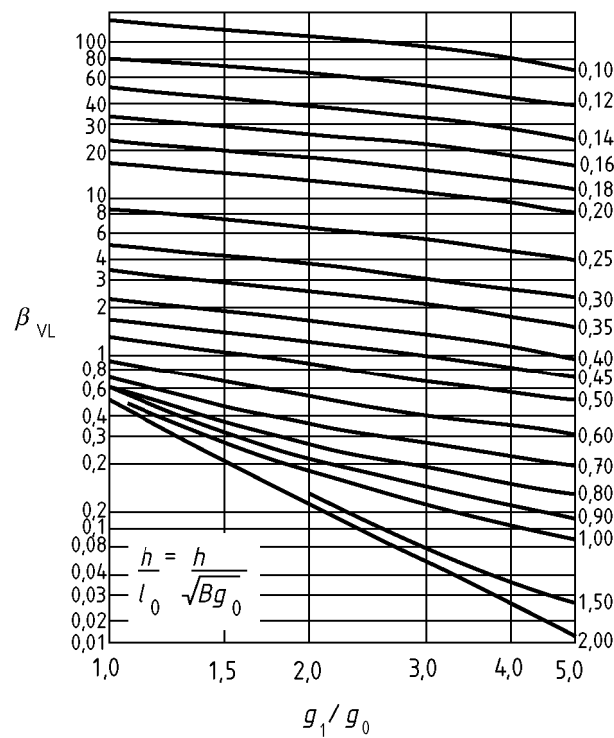


Figura 11.5-8 – Valor de β_{VL} (factor de brida suelta con cubo)

$$\lambda = \left[\frac{e\beta_{FL} + l_0}{\beta_{\Gamma} l_0} + \frac{e^3 \beta_{VL}}{\beta_U l_0 g_0^2} \right] \quad (11.5-39)$$

La tensión longitudinal del cubo:

$$\sigma_H = \frac{M}{\lambda g_1^2} \quad (11.5-40)$$

La tensión radial de la brida:

$$\sigma_r = \frac{(1,333e \cdot \beta_{FL} + l_0) M}{\lambda \cdot e^2 \cdot l_0} \quad (11.5-41)$$

La tensión tangencial de la brida:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} - \sigma_r \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \quad (11.5-42)$$

11.5.4.1.2 Coeficientes para el cálculo de las tensiones en las bridas

$$A = \frac{g_1}{g_0} - 1 \quad (11.5-43)$$

$$C = 48(1 - \nu^2) \left(\frac{h}{l_0} \right)^4 \quad (11.5-44)$$

$$C_1 = \frac{1}{3} + \frac{A}{12} \quad (11.5-45)$$

$$C_2 = \frac{5}{42} + \frac{17A}{336} \quad (11.5-46)$$

$$C_3 = \frac{1}{210} + \frac{A}{360} \quad (11.5-47)$$

$$C_4 = \frac{11}{360} + \frac{59A}{5040} + \frac{1+3A}{C} \quad (11.5-48)$$

$$C_5 = \frac{1}{90} + \frac{5A}{1008} + \frac{(1+A)^3}{C} \quad (11.5-49)$$

$$C_6 = \frac{1}{120} + \frac{17A}{5040} + \frac{1}{C} \quad (11.5-50)$$

$$C_7 = \frac{215}{2772} + \frac{51A}{1232} + \left(\frac{120 + 225A + 150A^2 + 35A^3}{14} \right) \frac{1}{C} \quad (11.5-51)$$

$$C_8 = \frac{31}{6930} + \frac{128A}{45045} + \left(\frac{66 + 165A + 132A^2 + 35A^3}{77} \right) \frac{1}{C} \quad (11.5-52)$$

$$C_9 = \frac{533}{30240} + \frac{653A}{73920} + \left(\frac{42 + 198A + 117A^2 + 25A^3}{84} \right) \frac{1}{C} \quad (11.5-53)$$

$$C_{10} = \frac{29}{3780} + \frac{3A}{704} - \left(\frac{42 + 198A + 243A^2 + 91A^3}{84} \right) \frac{1}{C} \quad (11.5-54)$$

$$C_{11} = \frac{31}{6048} + \frac{1763A}{665280} + \left(\frac{42 + 72A + 45A^2 + 10A^3}{84} \right) \frac{1}{C} \quad (11.5-55)$$

$$C_{12} = \frac{1}{2925} + \frac{71A}{300300} + \left(\frac{88 + 198A + 156A^2 + 42A^3}{385} \right) \frac{1}{C} \quad (11.5-56)$$

$$C_{13} = \frac{761}{831600} + \frac{937A}{1663200} + \left(\frac{2 + 12A + 11A^2 + 3A^3}{70} \right) \frac{1}{C} \quad (11.5-57)$$

$$C_{14} = \frac{197}{415800} + \frac{103A}{332640} - \left(\frac{2 + 12A + 17A^2 + 7A^3}{70} \right) \frac{1}{C} \quad (11.5-58)$$

$$C_{15} = \frac{233}{831600} + \frac{97A}{554400} + \left(\frac{6 + 18A + 15A^2 + 4A^3}{210} \right) \frac{1}{C} \quad (11.5-59)$$

$$C_{16} = C_1 \cdot C_7 \cdot C_{12} + C_2 \cdot C_8 \cdot C_3 + C_3 \cdot C_8 \cdot C_2 - (C_3^2 \cdot C_7 + C_8^2 \cdot C_1 + C_2^2 \cdot C_{12}) \quad (11.5-60)$$

$$C_{17} = \left[C_4 \cdot C_7 \cdot C_{12} + C_2 \cdot C_8 \cdot C_{13} + C_3 \cdot C_8 \cdot C_9 - (C_{13} \cdot C_7 \cdot C_3 + C_8^2 \cdot C_4 + C_{12} \cdot C_2 \cdot C_9) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-61)$$

$$C_{18} = \left[C_5 \cdot C_7 \cdot C_{12} + C_2 \cdot C_8 \cdot C_{14} + C_3 \cdot C_8 \cdot C_{10} - (C_{14} \cdot C_7 \cdot C_3 + C_8^2 \cdot C_5 + C_{12} \cdot C_2 \cdot C_{10}) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-62)$$

$$C_{19} = \left[C_6 \cdot C_7 \cdot C_{12} + C_2 \cdot C_8 \cdot C_{15} + C_3 \cdot C_8 \cdot C_{11} - (C_{15} \cdot C_7 \cdot C_3 + C_8^2 \cdot C_6 + C_{12} \cdot C_2 \cdot C_{11}) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-63)$$

$$C_{20} = \left[C_1 \cdot C_9 \cdot C_{12} + C_4 \cdot C_8 \cdot C_3 + C_3 \cdot C_{13} \cdot C_2 - (C_3^2 \cdot C_9 + C_{13} \cdot C_8 \cdot C_1 + C_{12} \cdot C_4 \cdot C_2) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-64)$$

$$C_{20} = \left[C_1 \cdot C_9 \cdot C_{12} + C_4 \cdot C_8 \cdot C_3 + C_3 \cdot C_{13} \cdot C_2 - (C_3^2 \cdot C_9 + C_{13} \cdot C_8 \cdot C_1 + C_{12} \cdot C_4 \cdot C_2) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-65)$$

$$C_{21} = \left[C_1 \cdot C_{10} \cdot C_{12} + C_5 \cdot C_8 \cdot C_3 + C_3 \cdot C_{14} \cdot C_2 - (C_3^2 \cdot C_{10} + C_{14} \cdot C_8 \cdot C_1 + C_{12} \cdot C_5 \cdot C_2) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-66)$$

$$C_{22} = \left[C_1 \cdot C_{11} \cdot C_{12} + C_6 \cdot C_8 \cdot C_3 + C_3 \cdot C_{15} \cdot C_2 - \left(C_3^2 \cdot C_{11} + C_{15} \cdot C_8 \cdot C_1 + C_{12} \cdot C_6 \cdot C_2 \right) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-67)$$

$$C_{23} = \left[C_1 \cdot C_7 \cdot C_{13} + C_2 \cdot C_9 \cdot C_3 + C_4 \cdot C_8 \cdot C_2 - \left(C_3 \cdot C_7 \cdot C_4 + C_8 \cdot C_9 \cdot C_1 + C_2^2 \cdot C_{13} \right) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-68)$$

$$C_{24} = \left[C_1 \cdot C_7 \cdot C_{14} + C_2 \cdot C_{10} \cdot C_3 + C_5 \cdot C_8 \cdot C_2 - \left(C_3 \cdot C_7 \cdot C_5 + C_8 \cdot C_{10} \cdot C_1 + C_2^2 \cdot C_{14} \right) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-69)$$

$$C_{25} = \left[C_1 \cdot C_7 \cdot C_{15} + C_2 \cdot C_{11} \cdot C_3 + C_6 \cdot C_8 \cdot C_2 - \left(C_3 \cdot C_7 \cdot C_6 + C_8 \cdot C_{11} \cdot C_1 + C_2^2 \cdot C_{15} \right) \right] \frac{1}{C_{16}} \quad (11.5-70)$$

$$C_{26} = -\left(\frac{C}{4} \right)^{1/4} \quad (11.5-71)$$

$$C_{27} = C_{20} - C_{17} - \frac{5}{12} + C_{17} \cdot C_{26} \quad (11.5-72)$$

$$C_{28} = C_{22} - C_{19} - \frac{1}{12} + C_{19} \cdot C_{26} \quad (11.5-73)$$

$$C_{29} = -\left(\frac{C}{4} \right)^{1/2} \quad (11.5-74)$$

$$C_{30} = -\left(\frac{C}{4} \right)^{3/4} \quad (11.5-75)$$

$$C_{31} = \frac{3A}{2} - C_{17} \cdot C_{30} \quad (11.5-76)$$

$$C_{32} = \frac{1}{2} - C_{19} \cdot C_{30} \quad (11.5-77)$$

$$C_{33} = \frac{C_{26} \cdot C_{32}}{2} + C_{28} \cdot C_{31} \cdot C_{29} - \left(\frac{C_{30} \cdot C_{28}}{2} + C_{32} \cdot C_{27} \cdot C_{29} \right) \quad (11.5-78)$$

$$C_{34} = \frac{1}{12} + C_{18} - C_{21} - C_{18} \cdot C_{26} \quad (11.5-79)$$

$$C_{35} = C_{18} \cdot C_{30} \quad (11.5-80)$$

$$C_{36} = \left(C_{28} \cdot C_{35} \cdot C_{29} - C_{32} \cdot C_{34} \cdot C_{29} \right) \frac{1}{C_{33}} \quad (11.5-81)$$

$$C_{37} = \left(\frac{C_{26} \cdot C_{35}}{2} + C_{34} \cdot C_{31} \cdot C_{29} - \frac{C_{30} \cdot C_{34}}{2} - C_{35} \cdot C_{27} \cdot C_{29} \right) \frac{1}{C_{33}} \quad (11.5-82)$$

$$E_1 = C_{17} \cdot C_{36} + C_{18} + C_{19} \cdot C_{37} \quad (11.5-83)$$

$$E_2 = C_{20} \cdot C_{36} + C_{21} + C_{22} \cdot C_{37} \quad (11.5-84)$$

$$E_3 = C_{23} \cdot C_{36} + C_{24} + C_{25} \cdot C_{37} \quad (11.5-85)$$

$$E_4 = \frac{3 + C_{37} + 3C_{36}}{12} - \frac{2E_3 + 15E_2 + 10E_1}{10} \quad (11.5-86)$$

$$E_5 = E_1 \left(\frac{3+A}{6} \right) + E_2 \left(\frac{21+11A}{84} \right) + E_3 \left(\frac{3+2A}{210} \right) \quad (11.5-87)$$

$$E_6 = E_5 - C_{36} \left(\frac{7}{120} + \frac{A}{36} + \frac{3A}{C} \right) - \frac{1}{40} - \frac{A}{72} - C_{37} \left(\frac{1}{60} + \frac{A}{120} + \frac{1}{C} \right) \quad (11.5-88)$$

11.5.4.2 Límites de tensiones

El estado de montaje y el estado de funcionamiento son ambos estados normales de diseño a efectos de determinar las tensiones nominales de diseño.

Las tensiones nominales de diseño f se deben obtener de acuerdo con el capítulo 6, excepto para los aceros austeníticos según el apartado 6.5, en los que la tensión nominal de diseño para casos de funcionamiento normal viene dada solamente por el apartado 6.5.1a) y para casos de carga de ensayo por el apartado 6.5.2a).

f_H debe ser la tensión nominal de diseño de la envolvente, excepto para la construcción de cuello para soldar o brida con cubo deslizante, en cuyo caso se utiliza la tensión de diseño nominal de la brida.

Si $B \leq 1\,000$ mm entonces $k = 1,0$.

Si $B \geq 2\,000$ mm entonces $k = 1,333$.

Para valores de B entre 1 000 mm y 2 000 mm:

$$k = \frac{2}{3} \left(1 + \frac{B}{2\,000} \right) \quad (11.5-89)$$

Las tensiones de la brida calculadas según el apartado 11.5.4.1 deben cumplir los requisitos siguientes:

$$k \cdot \sigma_H \leq 1,5 \min.(f; f_H) \quad (11.5-90)$$

$$k \cdot \sigma_r \leq f \quad (11.5-91)$$

$$k \cdot \sigma_q \leq f \quad (11.5-92)$$

$$0,5 k (\sigma_H + \sigma_r) \leq f \quad (11.5-93)$$

$$0,5 k (\sigma_H + \sigma_\theta) \leq f \quad (11.5-94)$$

11.5.5 Bridas de cara estrecha sometidas a presión externa

Si la brida está sometida a presión interna y presión externa, se debe diseñar para ambas condiciones, pero la presión externa no es necesario considerarla cuando el cálculo de la presión externa de P_e dé un valor inferior a la presión de cálculo interna.

El diseño de bridas para presión externa se debe hacer de acuerdo con el apartado 11.5.4 salvo que:

a) P_e sustituye a P ;

$$b) M_{op} = H_D (h_D - h_G) + H_T (h_T - h_G) \quad (11.5-95)$$

y

$$c) W_{op} = 0 \quad (11.5-96)$$

NOTA En el caso de presión externa, los tornillos pueden estar totalmente flojos, lo que conduciría a $W_{op} = 0$. Esta es una hipótesis conservadora, ya que cualquier carga de los tornillos reduce el momento neto sobre la brida.

Cuando se diseñe una brida para presión externa y forme parte de un par con condiciones de diseño distintas, W_{op} debe tener el valor calculado para la otra brida del par y M_{op} debe ser el mayor de los 2 valores: M_{op} calculado como se ha indicado anteriormente y $W_{op}h_G$.

11.5.6 Juntas de solapa

11.5.6.1 Generalidades

En una junta de solapa la brida suelta puede tener un cubo. La brida corta se puede unir a la envolvente de cualquier manera permitida para una brida atornillada.

Las cargas y las secciones de los tornillos deben cumplir los requisitos de los apartados 11.5.2 ó 11.6.2 según proceda, dependiendo del método aplicado a la brida corta según el apartado 11.5.6.2.

Al diámetro G_1 de la reacción de la carga entre la brida corta y la brida suelta se le debe asignar un valor comprendido entre $(A_2 - \delta)$ y $(B_2 + \delta)$.

NOTA Debería utilizarse el valor dado por la ecuación (11.5-97), a menos que haya una buena razón para hacer otra cosa distinta.

$$G_1 = (A_2 + B_2) / 2 \quad (11.5-97)$$

La superficie de la cara de contacto entre las 2 bridas debe venir dada por:

$$A_c = \frac{\pi}{2} \min. \left[(A_1 - \delta)^2 - G_1^2; G_1^2 - (B_2 + \delta)^2 \right] \quad (11.5-98)$$

Si los diámetros A_2 y B_2 están definidos por el mismo componente, como ocurre con la brida escalonada que se muestran la figura 11.5-9, se debe asignar a δ el valor cero en la ecuación (11.5-98).

La tensión de compresión σ_b en la cara de contacto se debe determinar para los estados de montaje y funcionamiento utilizando la ecuación siguiente:

$$o \sigma_b = \frac{W}{A_c} \quad (11,5-99)$$

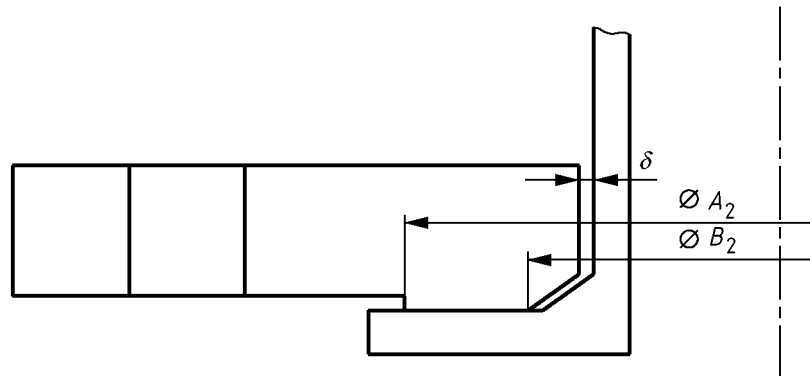


Figura 11.5-9 – Brida suelta escalonada

La tensión de compresión no debe ser superior a 1,5 veces la tensión de diseño nominal más bajo de las dos bridas.

11.5.6.2 Brida corta

La brida corta debe tomar una de las formas enumeradas en el apartado 11.4.4 y se debe aplicar el método de cara estrecha (véase 11.5) o el método de cara completa (véase 11.6).

NOTA Si G_1 es mayor que el diámetro exterior de la junta no se puede aplicar el método de cara completa. Incluso si G_1 es menor que el diámetro exterior de la junta, se puede aplicar el método de cara estrecha aunque posiblemente sea menos económico.

La brida corta debe cumplir los requisitos de una brida cargada directamente por los tornillos según lo indicado en los apartados 11.5.4 ó 11.5.6, salvo que la carga de los tornillos se debe suponer que se impone en el diámetro G_1 , sustituyendo por tanto a C en el cálculo de los brazos de los momentos h_D , h_G y h_T . El diámetro de los agujeros de los tornillos, d_h , requerido según el apartado 11.6, se debe tomar igual a cero.

11.5.6.3 Brida suelta

Véanse las figuras 11.5-10 y 11.5-11.

$$h_L = (C - G_1) / 2 \quad (11.5-100)$$

El brazo del momento sobre la brida suelta para todos los componentes de la carga debe ser h_L y por tanto

$$M_{op} = W_{op} \cdot h_L \quad (11.5-101)$$

NOTA Para presión externa, $W_{op} = 0$ – véase el apartado 11.5.5.

$$M_A = W \cdot h_L \quad (11.5-102)$$

Las tensiones y los límites de las tensiones de las bridas sueltas deben cumplir los requisitos del apartado 11.5.4.

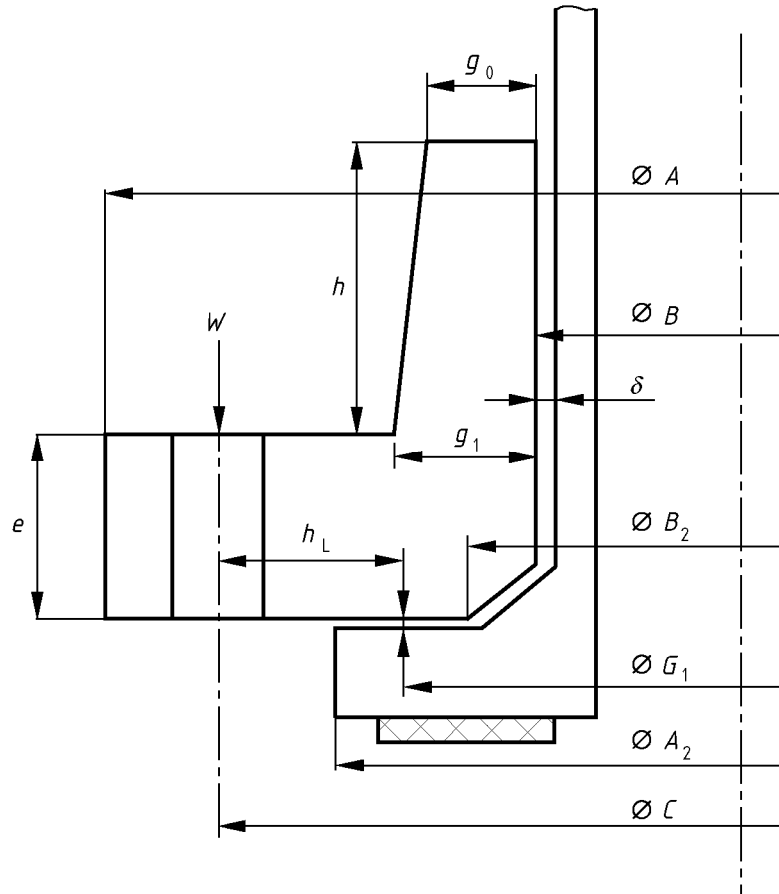


Figura 11.5-10 – Junta del tipo de solapa; brida suelta con cubo

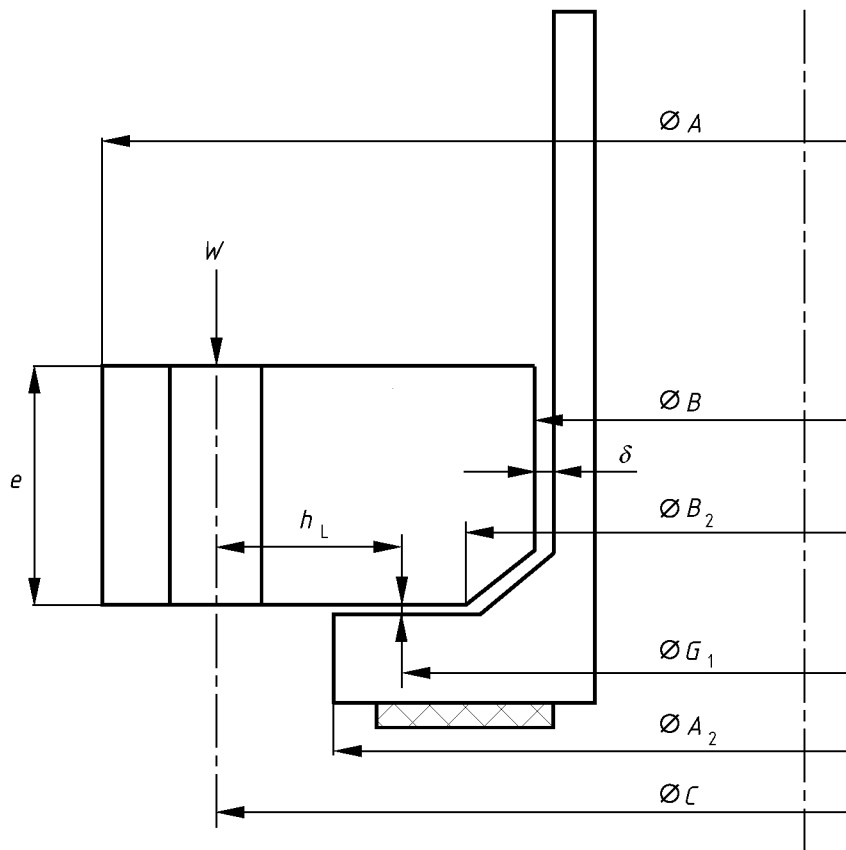


Figura 11.5-11 – Junta del tipo de solapa; brida suelta sin cubo

11.5.7 Bridas de anillo partido

Es admisible partir la brida suelta de una junta de solapa a lo largo del diámetro para facilitar su desmontaje del cuello del manguito o del recipiente. El diseño debe estar de acuerdo con el apartado 11.5.6.3, modificado de la manera siguiente.

Cuando la brida conste de un solo anillo partido, debe diseñarse como si se tratara de una brida maciza (sin divisiones), utilizando el 200% del momento M_{op} y/o M_A requerido según el apartado 11.5.6.3.

Cuando la brida conste de dos anillos partidos, cada anillo debe diseñarse como si se tratara de una brida maciza (sin divisiones), utilizando el 75% del momento requerido según el apartado 11.5.6.3. El par de anillos debe montarse de tal manera que las divisiones de un anillo estén a 90° respecto a las divisiones del otro anillo. Las divisiones deben situarse a mitad de camino entre agujeros de pernos.

11.6 Bridas de cara completa con juntas del tipo de anillo blando

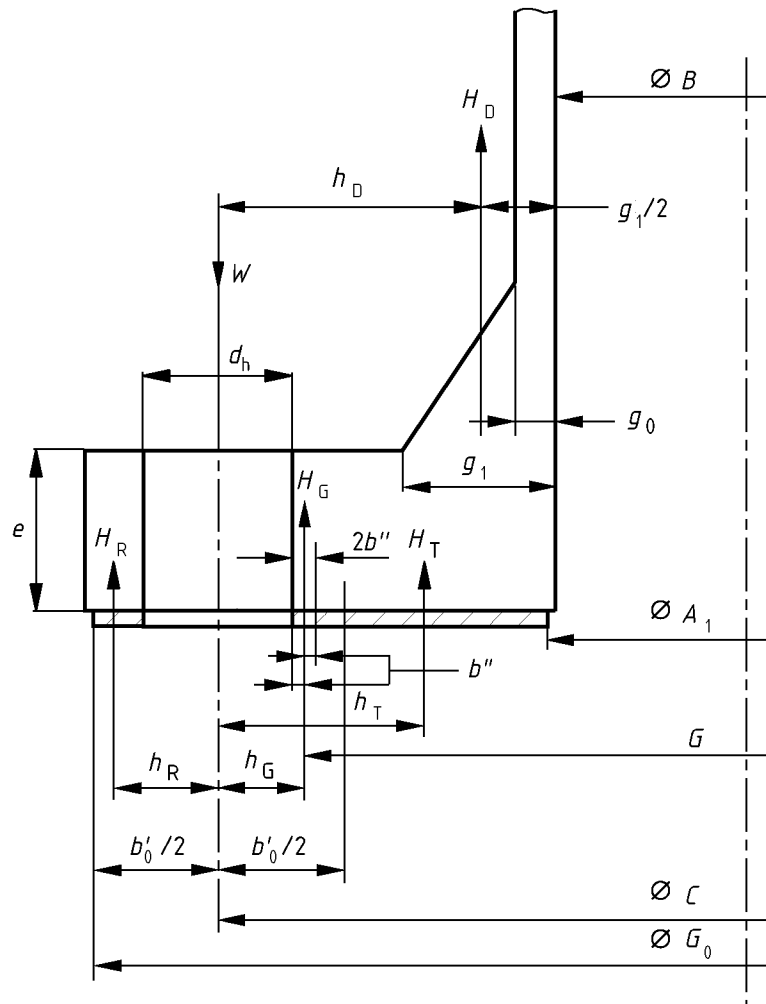


Figura 11.6-1 – Brida de cara completa (junta blanda)

11.6.1 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el apartado 11.3.

NOTA Véase en la figura 11.6-1 una ilustración de las distintas dimensiones.

- A_1 es el diámetro interior de la cara de contacto de la junta;
- b' es la anchura de montaje efectiva;
- $2b''$ es la anchura de presión efectiva de la junta, tomada igual a 5 mm;
- b'_0 es la anchura de montaje básica efectiva bajo el apriete inicial;
- d_h es el diámetro de los agujeros de los tornillos;

- G es el diámetro de aplicación de la reacción de la carga de la junta;
- G_0 es el diámetro exterior de la junta o el diámetro exterior de la brida, si este valor es menor;
- H es la fuerza final hidrostática total;
- H_G es la carga de compresión sobre la junta para asegurar una unión estanca;
- H_R es la fuerza de reacción de equilibrio fuera del círculo de los tornillos que se opone a los momentos debidos a las cargas dentro del círculo de los tornillos;
- h_R es la distancia radial desde el círculo de los tornillos hasta el círculo sobre el cual actúa H_R ;
- h_T es la distancia radial desde el círculo de los tornillos hasta el círculo sobre el cual actúa H_T ;
- h_G es la distancia radial desde el círculo de los tornillos hasta el círculo sobre el cual actúa H_G ;
- M_R es el momento radial de equilibrio de la brida a lo largo de la línea de los agujeros de los tornillos;
- n es el número de tornillos;
- δ_b es la separación entre tornillos.

11.6.2 Cargas y secciones de tornillos

$2b''$ toma el valor de 5 mm

$$b'_0 = \min. (G_0 - C; C - A_1) \quad (11.6-1)$$

$$b' = 4 \sqrt{b'_0} \quad (11.6-2)$$

(Esta expresión sólo es válida con dimensiones expresadas en mm).

$$G = C - (d_h + 2b'') \quad (11.6-3)$$

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot (C - d_h)^2 \cdot P \quad (11.6-4)$$

$$H_D = \frac{\pi}{4} \cdot B^2 \cdot P \quad (11.6-5)$$

$$H_T = H - H_D \quad (11.6-6)$$

$$H_G = 2b'' \cdot \pi \cdot G \cdot m \cdot P \quad (11.6-7)$$

$$h_D = (C - B - g_1) / 2 \quad (11.6-8)$$

$$h_T = (C + d_h + 2b'' - B) / 4 \quad (11.6-9)$$

$$h_G = (d_h + 2b'') / 2 \quad (11.6-10)$$

$$h_R = (G_0 - C + d_n) / 4 \quad (11.6-11)$$

$$M_R = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T + H_G \cdot h_G \quad (11.6-12)$$

$$H_R = \frac{M_R}{h_R} \quad (11.6-13)$$

Las secciones de los pernos se deben calcular de acuerdo con el apartado 11.5.2, tomando:

$$W_A = \pi C \cdot b' \cdot y \quad (11.6-14)$$

$$W_{op} = H + H_G + H_R \quad (11.6-15)$$

11.6.3 Diseño de bridas

El espesor de la brida no debe ser inferior al mayor valor de e calculado con las 3 ecuaciones siguientes:

$$e = \sqrt{\frac{6M_R}{f(\pi C - nd_h)}} \quad (11.6-16)$$

$$e = \frac{(m + 0,5)}{(E/200\,000)^{0,25}} \cdot \frac{(\delta_b - 2d_b)}{6} \quad (11.6-17)$$

donde

E está expresado en N/mm^2 .

$$e = \frac{(A_1 + 2g_1)P}{2f} \quad (11.6-18)$$

Cuando dos bridas de distintos diámetros interiores, diseñadas ambas según las reglas del apartado 11.6.4, se tengan que atornillar entre sí para hacer una junta, se deben aplicar los requisitos adicionales siguientes:

- el valor de M_R a utilizar para ambas bridas debe calcularse con el diámetro interior más pequeño;
- el espesor de la brida que tenga el diámetro más pequeño no debe ser inferior a:

$$e = \sqrt{\frac{3(M_1 - M_2) \cdot (A + B)}{\pi \cdot f \cdot B(A - B)}} \quad (11.6-19)$$

donde

M_1 y M_2 son los valores de M_R calculados para las dos bridas.

11.6.4 Bridas de cara completa sometidas a presión externa

Si la brida está sometida a presión interna y presión externa, se debe diseñar para ambas condiciones, pero la presión externa no es necesario considerarla cuando el cálculo de la presión externa dé un valor inferior a la presión de cálculo interna.

El diseño de bridas para presión externa se debe hacer de acuerdo con el apartado 11.6 salvo que:

- P_e sustituye a P ;
- no se aplica la ecuación (11.6-17);
- $W_{op} = 0$.

11.7 Bridas selladas por soldadura

Las bridas selladas por soldadura (como se muestra en la figura 11.7-1) se deben diseñar de acuerdo con el apartado 11.5, salvo que:

- sólo se considera el estado de funcionamiento;
- $G = D_L$, el diámetro interior del borde de la soldadura de cierre, como se muestra en la figura 11.7-1;
- $H_G = 0$;
- el espesor de la brida e se debe determinar de como el espesor medio de la brida.

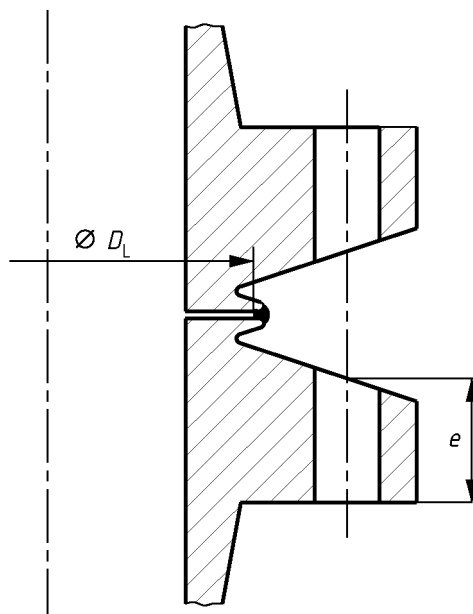


Figura 11.7-1 – Brida con soldadura de cierre

11.8 Bridas de cara estrecha invertidas

11.8.1 Presión interna

Las bridas invertidas con juntas de cara estrecha (véanse las figuras 11.8-1 y 11.8-2) sometidas a presión interna se deben diseñar de acuerdo con el apartado 11.5 con las modificaciones siguientes.

No se aplican los límites sobre g_o y B/g_o del método de cálculo suelto.

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el apartado 11.3.

A es el diámetro interior de la brida;

B es el diámetro exterior de la brida;

H_T es la carga de presión neta en las caras de la brida.

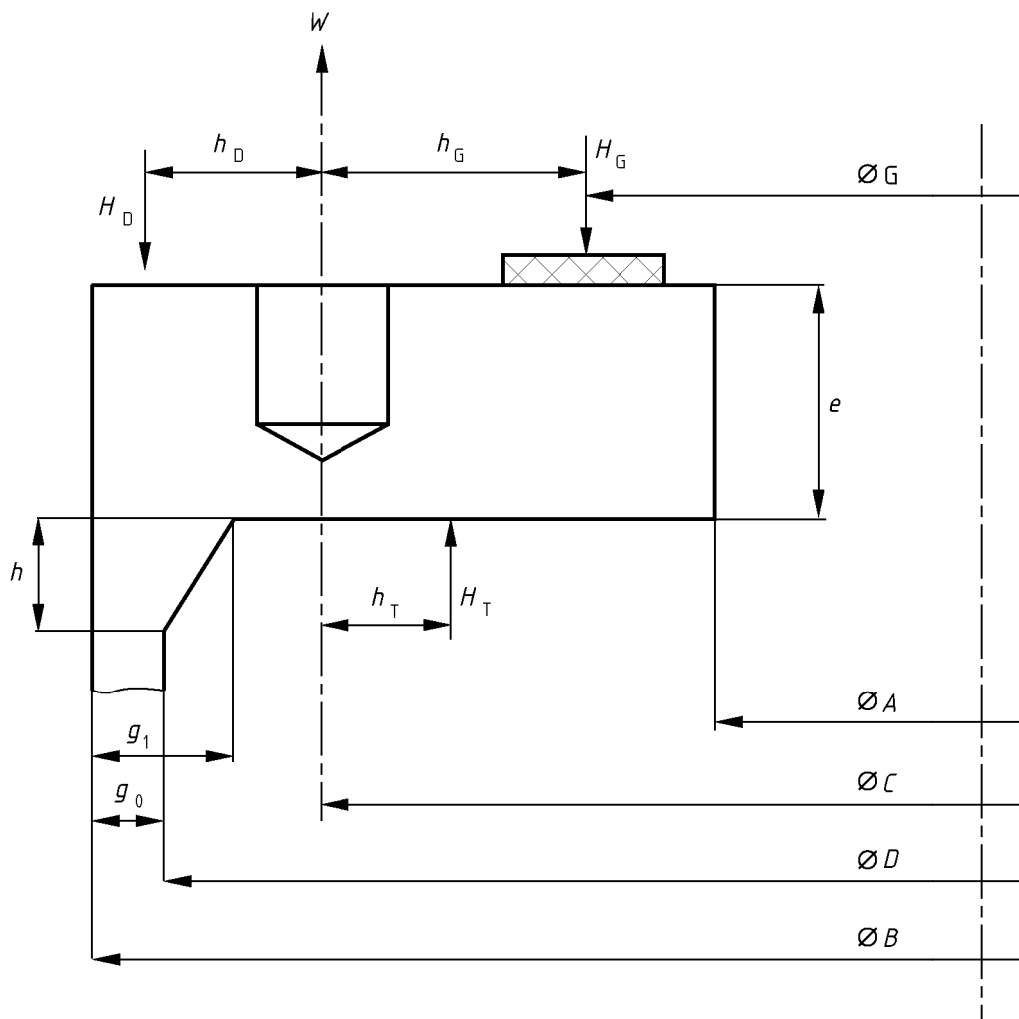


Figura 11.8-1 – Brida de cara estrecha invertida

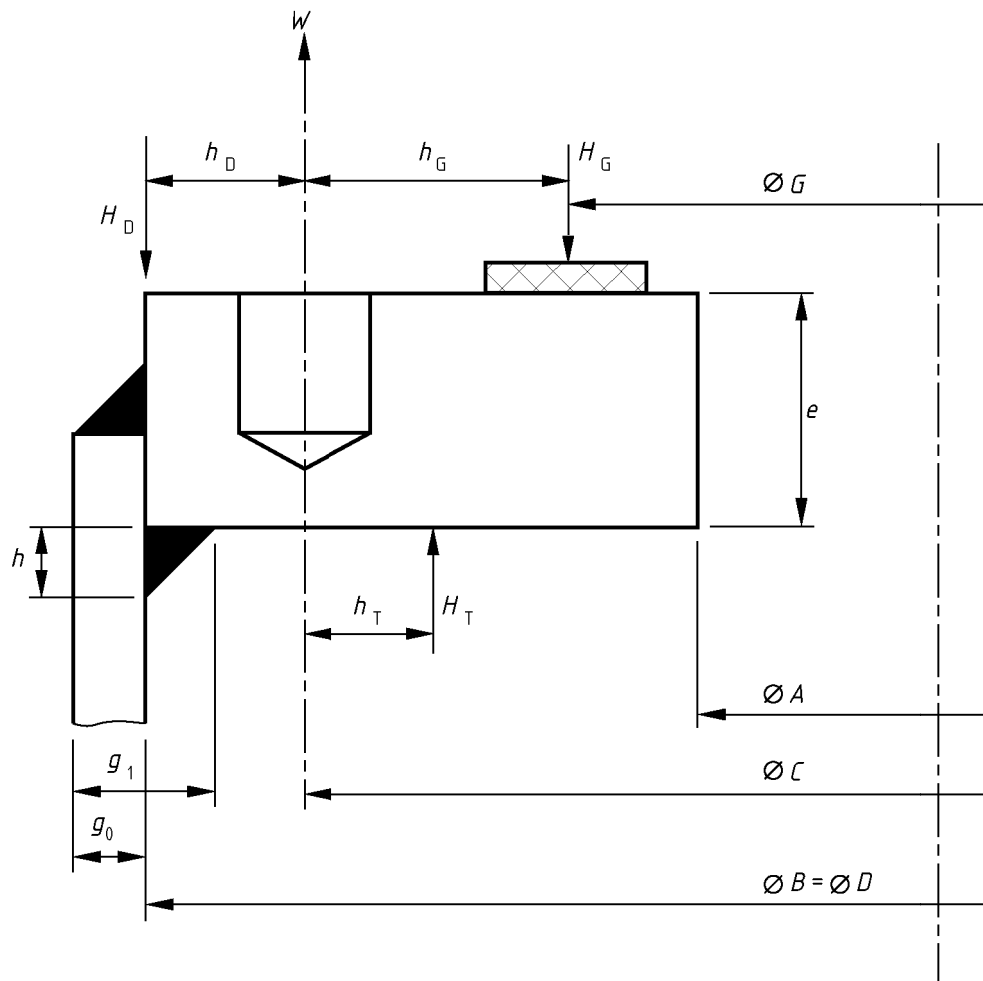


Figura 11.8-2 – Brida de cara estrecha invertida; tipo deslizante

Las ecuaciones siguientes sustituyen a las ecuaciones del apartado 11.5 para las variables indicadas:

$$H_D = \pi/4 P D^2 \quad (11.8-1)$$

$$H_T = H_D - H \quad (11.8-2)$$

$$h_D = (B - C - g_1) / 2 \quad (11.8-3)$$

excepto para la brida de tipo deslizante con soldadura de cordón triangular (de manera que $B = D$), en cuyo caso

$$h_D = (B - C) / 2 \quad (11.8-4)$$

$$h_T = (2C - G - D) / 4 \quad (11.8-5)$$

$$M_{op} = H_T \cdot h_T + H_D \cdot h_D \quad (11.8-6)$$

$$M = (M_A \text{ o } M_{op}) C_F / A \quad (11.8-7)$$

$$K = B/A \quad (11.8-8)$$

Es necesario respetar el signo de h_T , que puede ser negativo.

NOTA Para el estado de funcionamiento, el momento debido a la reacción de la junta se toma igual a cero. Esta es una hipótesis conservadora ya que cualquier carga de la junta reduce el momento aplicado a la brida.

11.8.2 Presión externa

Las heridas invertidas conjuntas de cara estrecha y sometidas a presión externa se deben diseñar de acuerdo con el apartado 11.8.1, modificado según el apartado 11.5.5, con la salvedad de que la ecuación (11.5-5) se sustituye por:

$$M_{op} = H_D(h_D + h_G) + H_T(h_G - h_T) \quad (11.8-9)$$

11.9 Bridas de cara completa invertidas

11.9.1 Generalidades

El método de diseño debe estar de acuerdo con lo indicado en los apartados 11.9.2 u 11.9.3; ambos son igualmente válidos. Para ambos métodos de diseño, las cargas de las juntas y de los tornillos en el estado de montaje deben estar de acuerdo con lo indicado en el apartado 11.6.

NOTA Para las bridas de cara completa invertidas se incluyen dos métodos de diseño alternativos. El primero sigue el planteamiento del apartado 11.5 en el estado de funcionamiento y supone que la resistencia a la rotación procede de la propia brida, mientras que el segundo sigue el apartado 11.6 y requiere una sección de tornillos mayor.

11.9.2 Diseño siguiendo el método del apartado 11.5

NOTA Véase en la figura 11.9-1 una ilustración de las cargas y dimensiones.

El diseño para el estado de funcionamiento debe estar de acuerdo con el apartado 11.5 con las modificaciones siguientes.

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el apartado 11.3.

A es el diámetro interior de la brida;

A_1 es el diámetro interior de la cara de contacto de la junta;

B es el diámetro exterior de la brida;

H_S es la fuerza final hidrostática debida a la presión sobre la cara expuesta de la brida;

h_S es la distancia radial desde el círculo de los tornillos hasta el círculo sobre el cual actúa H_S .

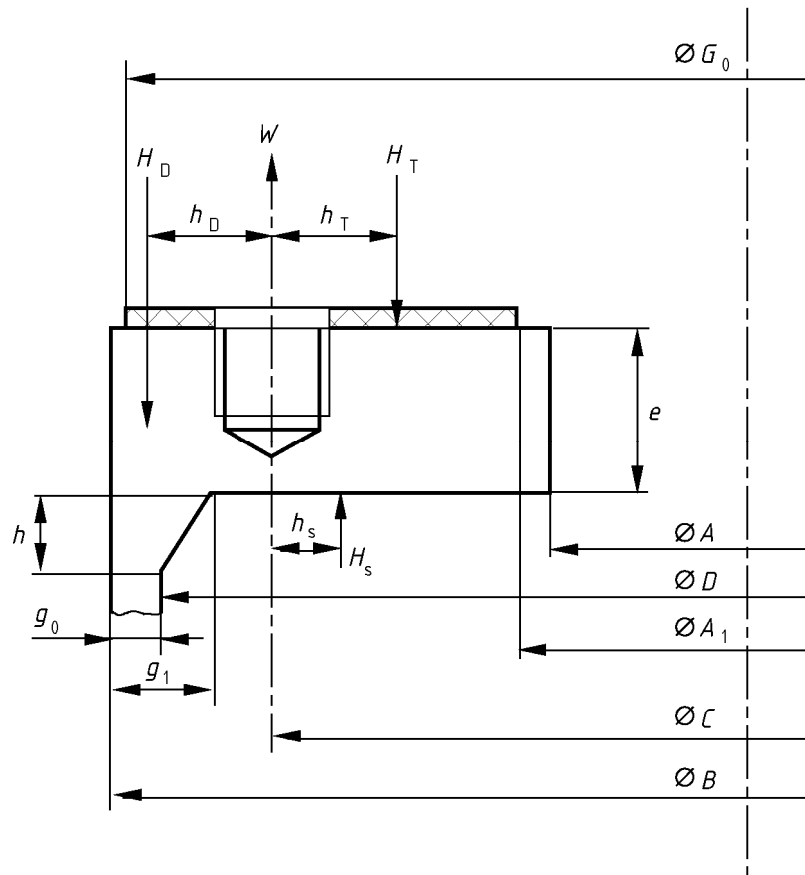


Figura 11.9-1 – Diseño de brida de cara completa invertida según el apartado 11.9.2

Se aplican las ecuaciones adicionales siguientes:

$$w = (C - A_1) / 2 \quad (11.9-1)$$

$$H_S = H_D - \pi/4 P A_1^2 \quad (11.9-2)$$

$$h_s = (2C - D - A_1) / 4 \quad (11.9-3)$$

Las ecuaciones siguientes sustituyen a las ecuaciones del apartado 11.5 para las variables indicadas:

$$H = \pi/4 P (C - d_h)^2 P \quad (11.9-4)$$

$$H_D = \pi/4 P D^2 \quad (11.9-5)$$

$$H_G = 2\pi b C m P \quad (11.9-6)$$

$$H_T = (H - H_D + H_S) / 2 \quad (11.9-7)$$

$$h_D = (B - g_1 - C) / 2 \quad (11.9-8)$$

excepto para la brida de tipo deslizante ($B \neq D$), para la cual

$$h_D = (B - C) / 2 \quad (11.9-9)$$

$$h_T = (2C + d_h - 2A_1) / 6 \quad (11.9-10)$$

$$M_{op} = H_D h_D - H_T h_T + H_S h_S \quad (11.9-11)$$

$$M = M_{op} C_F / A \quad (11.9-12)$$

$$K = B / A \quad (11.9-13)$$

Se debe respetar el signo de h_S , que puede ser negativo.

NOTA Para el estado de funcionamiento, el momento debido a la reacción de la junta se toma igual a cero, ya que esta hipótesis conduce a tensiones más altas.

11.9.3 Diseño siguiendo el método del apartado 11.6

NOTA Véase en la figura 11.9-2 una ilustración de las cargas y dimensiones.

Las reglas del capítulo 11.9.3 sólo se deben utilizar para bridas invertidas cuyas contrabridas sean una placa de tubos o una placa plana.

El diseño para el estado de funcionamiento debe estar de acuerdo con el apartado 11.6 con las modificaciones siguientes.

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el apartado 11.3.

A es el diámetro interior de la brida;

A_1 es el diámetro interior de la cara de contacto de la junta;

B es el diámetro exterior de la brida.

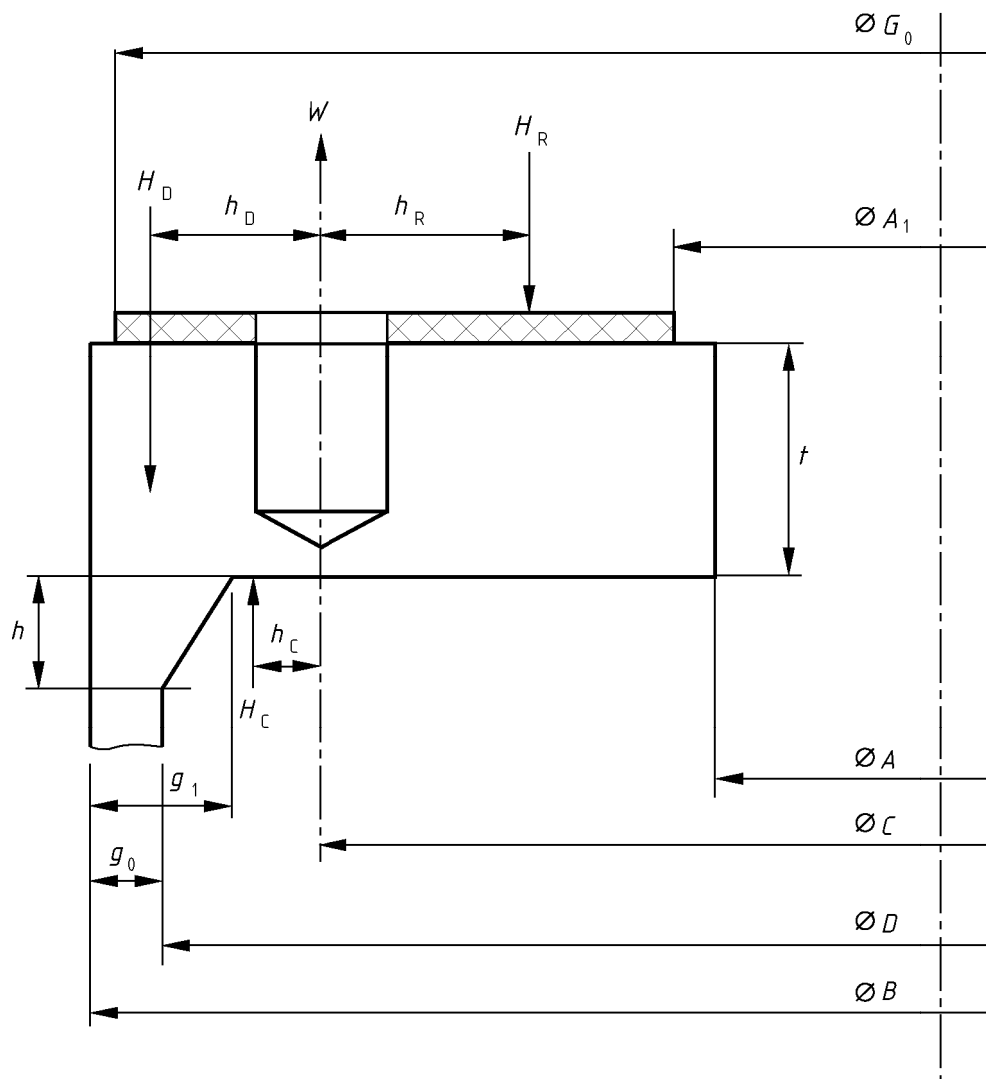


Figura 11.9-2 – Diseño de brida de cara completa invertida según el apartado 11.9.3

H_C es la fuerza de presión en la cara de la brida fuera del diámetro del círculo de los tornillos;

h_C es la distancia radial desde el círculo de los tornillos hasta el círculo sobre el cual actúa H_C .

Se aplican las ecuaciones adicionales siguientes:

$$H_C = H_D - \pi/4 P C^2 \quad (11.9-14)$$

$$h_C = (D - C) / 4 \quad (11.9-15)$$

Las ecuaciones siguientes sustituyen a las ecuaciones del apartado 11.6 para las variables indicadas:

$$H_D = \pi/4 P D^2 \quad (11.9-16)$$

$$h_D = (B - C - g_1) / 2 \quad (11.9-17)$$

$$M_R = H_D h_D - H_C h_C \quad (11.9-18)$$

$$W_{op} = H_D - H_C + H_R \quad (11.9-19)$$

11.10 Bridas de carga completa con contacto de metal a metal

11.10.1 Generalidades

NOTA Véase en la figura 11.10-1 una ilustración de las cargas y dimensiones.

Se deben aplicar los requisitos del apartado 11.10.2 cuando haya contacto de metal a metal dentro y fuera del círculo de los tornillos, antes de apretar los tornillos con algo más que una pequeña cantidad de precarga y el cierre se obtenga mediante una junta tórica o equivalente.

Los procedimientos y tolerancias de fabricación deben asegurar que la brida no abombe tal manera que se produzca un contacto inicial fuera del círculo de los tornillos.

NOTA 1 Las reglas son conservadoras cuando el contacto inicial se produce en el agujero.

NOTA 2 Se supone que una junta autosellante se utiliza aproximadamente en línea con la pared del tubo o recipiente conectado y que la carga de montaje y cualquier carga axial debida al cierre se puede despreciar.

11.10.2 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el apartado 11.3.

G es el diámetro medio de la junta;

H_R es la fuerza de reacción de equilibrio fuera del círculo de los tornillos que se opone a los momentos debidos a las cargas dentro del círculo de los tornillos;

h_R es la distancia radial desde el círculo de los tornillos hasta el círculo sobre el cual actúa H_R ;

M_R es el momento radial de equilibrio de la brida a lo largo de la línea de los agujeros de los tornillos;

n es el número de tornillos.

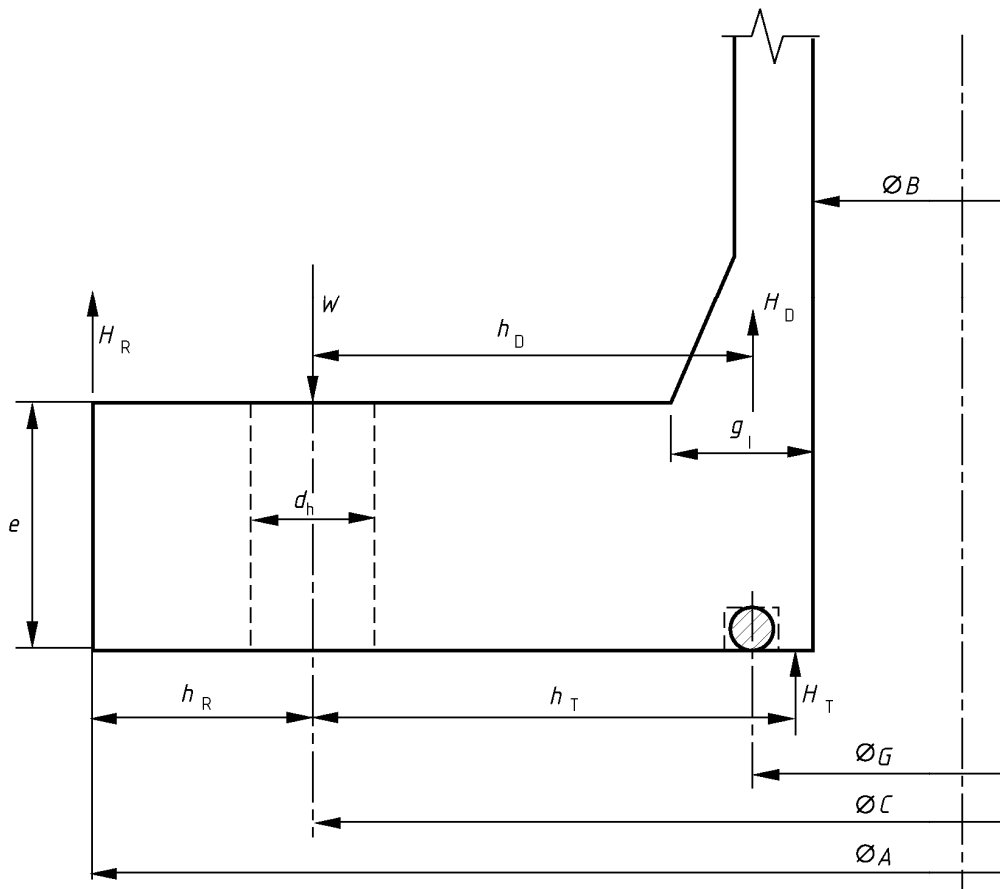


Figura 11.10-1 – Brida con contacto de metal a metal de cara completa y junta tórica

11.10.3 Diseño

Se aplican los requisitos siguientes cuando la brida se tenga que atornillar a otra brida idéntica o a una tapa plana.

Las cargas de los pernos se deben calcular de acuerdo con el apartado 11.5.2, tomando:

$$h_R = (A - C) / 2 \quad (11.10-1)$$

$$M_R = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T \quad (11.10-2)$$

$$H_R = M_R / h_R \quad (11.10-3)$$

$$W_A = 0 \quad (11.10-4)$$

$$W_{op} = H + H_R \quad (11.10-5)$$

El espesor de la brida no debe ser inferior a:

$$e = \sqrt{\frac{6 M_R}{f (\pi C - n \cdot d_h)}} \quad (11.10-6)$$

Donde d_h es el diámetro del agujero taladrado

Cuando dos bridas de distintos diámetros interiores, diseñadas ambas según las reglas de este capítulo, se tengan que atornillar entre sí para hacer una junta, se aplican los requisitos adicionales siguientes:

- el valor de M_R a utilizar para ambas bridas debe ser el calculado con el diámetro interior más pequeño;
- el espesor de la brida que tenga el diámetro más pequeño no debe ser inferior a:

$$e = \sqrt{\frac{3(M_1 - M_2) \cdot (A + B)}{\pi f \cdot B (A - B)}} \quad (11.10-7)$$

donde M_1 y M_2 son los valores de M_R calculados para las dos bridas.

12 FONDOS DE CÚPULA ATORNILLADOS

12.1 Objeto

Este capítulo especifica los requisitos para el diseño de fondos de cúpula atornillados, con juntas de cara completa o cara estrecha y con la cúpula convexa o cóncava respecto a la presión. Las reglas incluidas en este capítulo para el diseño de juntas de cara estrecha están perfectamente establecidas, pero el anexo G ofrece una alternativa moderna - véase la NOTA 1 del apartado 11.1.

12.2 Definiciones específicas

Se aplican las definiciones siguientes además de las indicadas en el apartado 11.2.

12.2.1 fondo de cúpula atornillado:

Tapa o brida ciega formada por una brida y una cúpula de radio de curvatura constante.

12.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el apartado 11.3.

- a es la distancia desde la parte superior de la brida hasta la línea del espesor medio de la cúpula en el punto donde se une con la brida;
- e_D es el espesor requerido de la sección esférica de la cúpula;
- f_D es la tensión de diseño para la sección de la cúpula;
- H_r es el componente radial de la tensión de membrana desarrollada en la cúpula, que actúa en el borde de la brida;
- h_r es la distancia axial desde la superficie media de la sección de la cúpula en el borde hasta el centro de la sección transversal del anillo de la brida, tal como viene dado en la ecuación (12.5-3);
- R es el radio de curvatura interior de la cúpula.

12.4 Generalidades

Las partes pertinentes del apartado 11.4 se aplican también a las bridas de acuerdo con el capítulo 12.

12.5 Fondos de cúpula atornillados con juntas de cara estrecha

12.5.1 Cúpula cóncava respecto a la presión

NOTA Véase en la figura 12-1 una ilustración de las cargas y dimensiones.

Las cargas y secciones de los pernos y las cargas de la junta se deben calcular de acuerdo con lo indicado en el apartado 11.5.2.

El espesor requerido de la sección esférica de la cúpula debe ser:

$$e_D = \frac{5P \cdot R}{6f_D} \tag{12.5-1}$$

Los momentos y los brazos de los momentos se deben calcular de acuerdo con el apartado 11.5.3, con la salvedad de que la ecuación (11.5-18) se debe sustituir por la ecuación (12.5-4).

$$H_r = H_D \cdot \frac{\sqrt{4R^2 - B^2}}{B} \tag{12.5-2}$$

$$h_r = e/2 - a \tag{12.5-3}$$

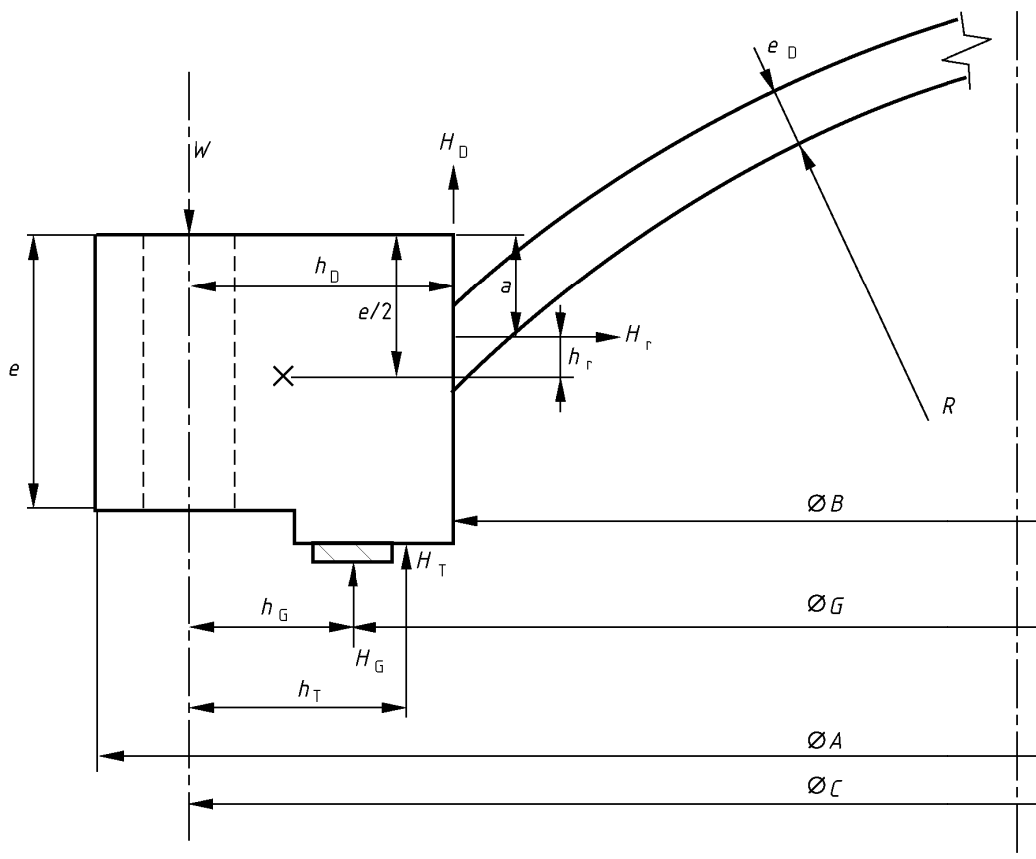


Figura 12-1 – Fondo de cúpula atornillado con junta de cara estrecha

El momento sobre la brida en el estado de funcionamiento es:

$$M_{op} = H_D \cdot h_D + H_G \cdot h_G + H_T \cdot h_T - H_r \cdot h_r \quad (12.5-4)$$

El estado de montaje y el estado de funcionamiento son ambos estados normales de diseño a efectos de determinar las tensiones nominales de diseño.

En la ecuación (12.5-6) se debe utilizar el valor absoluto de M_{op} .

Deben comprobarse las condiciones siguientes:

- a) el espesor debe ser tal que $e \geq 2e_D$;
- b) la tensión en el estado de montaje es:

$$\frac{3M_A (A+B) C_F}{\pi (A-B) B \cdot e^2} \leq f \quad (12.5-5)$$

- c) la tensión en el estado de funcionamiento es:

$$\frac{H_r \cdot B \cdot e + 3M_{op} (A+B) C_F}{\pi (A-B) B \cdot e^2} \leq f \quad (12.5-6)$$

12.5.2 Cúpula convexa respecto a la presión

El espesor requerido de la cúpula esférica debe ser el mayor de los espesores de acuerdo con el apartado 12.5.1 y con el capítulo 8.

El diseño de la brida debe estar de acuerdo con el apartado 12.5.1, salvo que:

$$M_{op} = H_D (h_D - h_G) + H_T (h_T - h_G) - H_r \cdot h_r \quad (12.5-7)$$

12.6 Fondos de cúpula atornillados con juntas de cara completa

12.6.1 Fondos de cúpula atornillados con juntas de cara completa cóncavos respecto a la presión

NOTA Véase en la figura 12-2 una ilustración de las cargas y dimensiones.

Las reglas del apartado 12.6 sólo se deben aplicar a fondos de cúpula que estén atornillados a una placa de tubos.

A los fondos de cúpula atornillados con juntas blandas de cara completa cóncavos respecto a la presión, se les debe aplicar el procedimiento siguiente:

- a) Se aplican las reglas del apartado 12.5.1 a la cúpula esférica.
- b) Se calculan H_D , h_D , H_T , h_T , H_G y h_G de acuerdo con lo indicado en el apartado 11.6; la ecuación (11.6-7a) debe computarse utilizando $g_1 = 0$.
- c) Se calculan H_r y h_r de acuerdo con lo indicado en el apartado 12.5.1.
- d) Se calcula:

$$M_R = H_D \cdot h_D + H_G \cdot h_G + H_T \cdot h_T - H_r \cdot h_r \quad (12.6-1)$$

- e) Se completa el cálculo para las cargas de los tornillos y el diseño de la brida de acuerdo con el apartado 11.6; la ecuación (11.6-17) debe computarse utilizando $g_1 = 0$.
- f) Se aumenta el espesor e si es necesario de manera que:

$$H_r \leq \pi f \cdot e (A - B - 2d_h) \tag{12.6-2}$$

NOTA La limitación de H_r asegura que la tensión de zunchado del anillo de la brida no es excesiva.

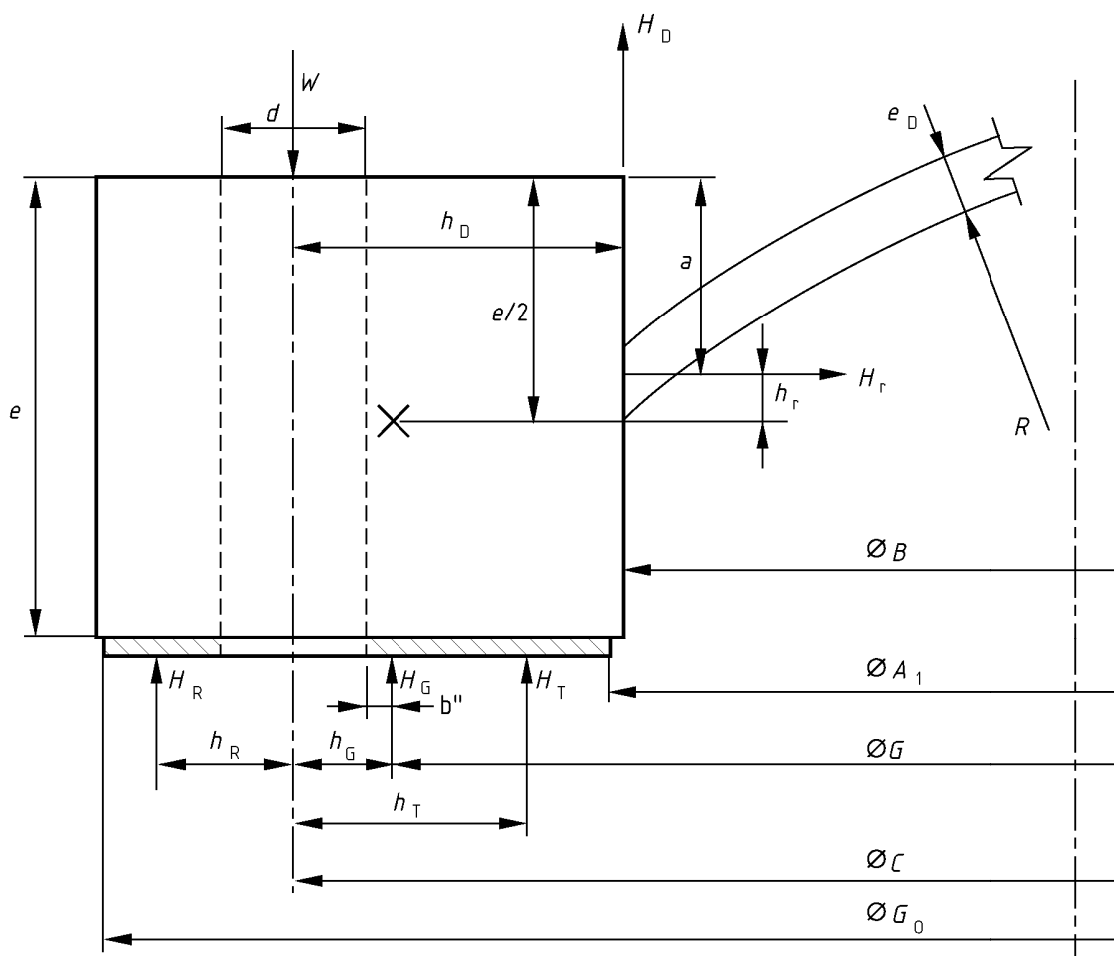


Figura 12-2 – Fondo de cúpula atornillado con junta de cara completa

12.6.2 Fondos de cúpula atornillados con juntas de cara completa convexos respecto a la presión

Para los fondos de cúpula atornillados conjuntas de cara completa convexos respecto a la presión, se aplican los requisitos siguientes:

- a) los requisitos del apartado 11.6.4;
- b) para la cúpula esférica, el apartado 12.5.2;
- c) la ecuación (12.6-2).

13 PLACAS DE TUBOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

13.1 Objeto

Este capítulo proporciona reglas para intercambiadores de calor de placas de tubos de los tres tipos siguientes:

- a) intercambiadores de calor de placas de tubos en U, véase la figura 13.1-1a, cubiertos en el apartado 13.4;
- b) intercambiadores de calor de placas de tubos fijas, véase la figura 13.1-1b, cubiertos en el apartado 13.5;
- c) intercambiadores de calor de placas de tubos flotantes, véase la figura 13.1-1c, cubiertos en el apartado 13.6;

Las reglas incluidas en este capítulo están basadas en la teoría clásica de la elasticidad de envolventes delgadas, suponiendo que la placa de tubos se apoya sobre una fundación elástica creada por los tubos. Se puede consultar el anexo J que proporciona un método alternativo basado en el análisis de cargas límites.

NOTA Puede utilizarse este método alternativo en lugar del método clásico, especialmente cuando el intercambiador de calor considerado esté fuera del campo de aplicación del método clásico.

13.2 Definiciones específicas

Las definiciones siguientes son adicionales a las incluidas en el capítulo 3.

13.2.1 intercambiador de calor de placa de tubos en U:

Intercambiador de calor con una placa de tubos fijada a la envolvente y al canal (véase la figura 13.2-1 a).

13.2.2 intercambiador de calor de placas de tubos fijas:

Intercambiador de calor con dos placas de tubos, cada una de ellas fijada a la envolvente y al canal (véase la figura 13.2-1 b).

13.2.3 intercambiador de calor de placas de tubos flotantes:

Intercambiador de calor con dos de placas de tubos (véase la figura 13.2-1c):

- una placa de tubos estacionaria (elemento 2') fijada a la envolvente y al canal,
- una placa de tubos flotante (elemento 2'') que se puede desplazar axialmente.

13.2.4 placa de tubos con junta:

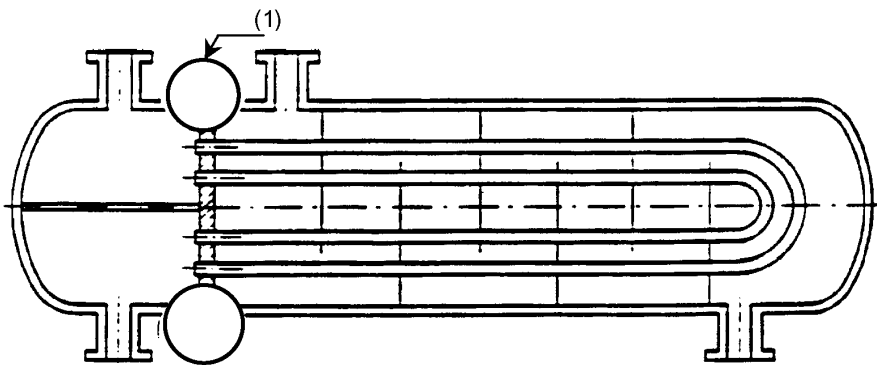
Placa de tubos fijada a la envolvente y/o canal mediante tornillos.

13.2.5 placa de tubos integral:

Placa de tubos fijada a la envolvente y/o canal mediante soldeo.

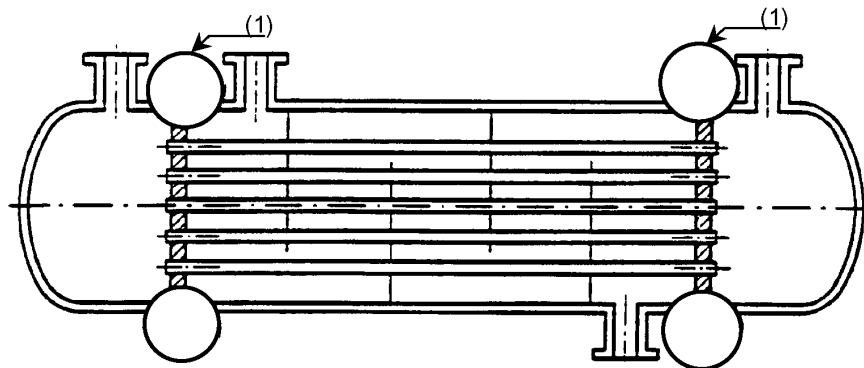
13.3 Símbolos y abreviaturas específicos

En los siguientes apartados pertinentes se definen símbolos específicos.



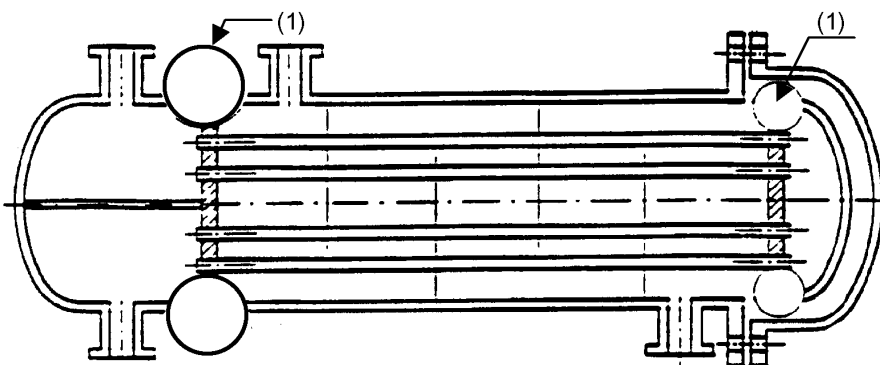
(1) Las configuraciones de las conexiones placa de tubos – envoltente – canal se detallan en el apartado 13.4.1.

a) Intercambiador de calor de tubos en U



(1) Las configuraciones de las conexiones placa de tubos – envoltente – canal se detallan en el apartado 13.5.1.

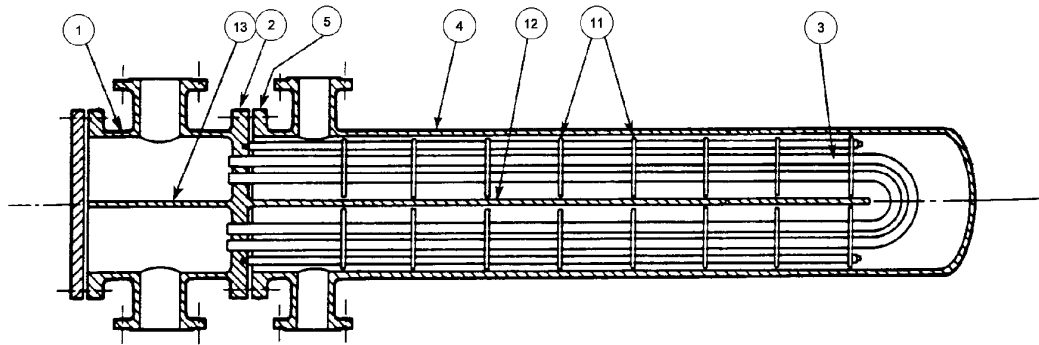
b) Intercambiador de calor de placas de tubos fijas



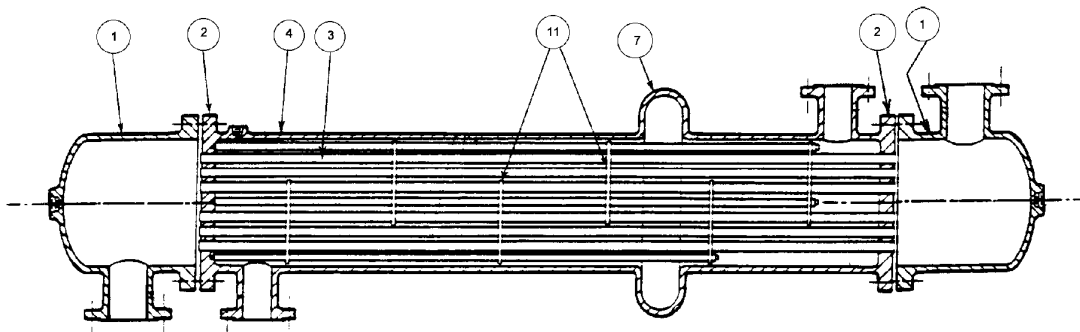
(1) Las configuraciones de las conexiones placa de tubos – envoltente – canal se detallan en el apartado 13.6.1.

c) Intercambiador de calor de cabezal flotante

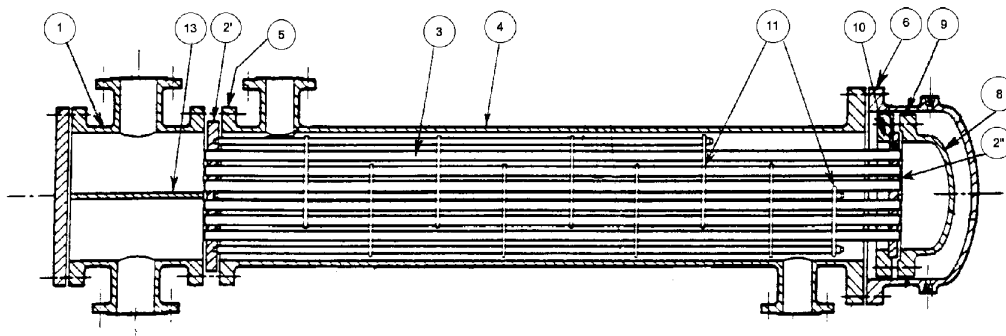
Figura 13.1-1 – Tres tipos de intercambiadores de calor de placas de tubos



a) Intercambiador de calor de placa de tubos en U



b) Intercambiador de calor de placas de tubos fijas



c) Intercambiador de calor de cabezal flotante

Leyenda

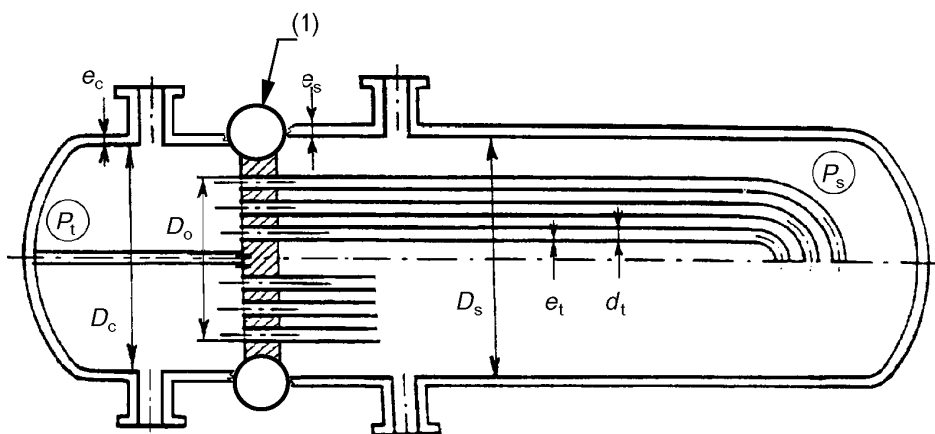
- | | | | |
|-----|-----------------------------------|----|---|
| 1 | Cabezal estacionario - canal | 7 | Fuelle de dilatación |
| 2 | Placa de tubos fija | 8 | Tapa del cabezal flotante |
| 2' | Placa de tubos estacionaria | 9 | Brida del cabezal flotante |
| 2'' | Placa de tubos flotante | 10 | Dispositivo de soporte del cabezal flotante |
| 3 | Tubos | 11 | Deflectores o placas de apoyo |
| 4 | Envolvente | 12 | Deflector longitudinal |
| 5 | Brida de la envolvente | 13 | Partición de paso |
| 6 | Brida de la tapa de la envolvente | | |

Figura 13.2-1 – Terminología de componentes de intercambiadores de calor

13.4 Intercambiadores de calor de placa de tubos en U

13.4.1 Alcance

- a) Este apartado proporciona reglas para el diseño de intercambiadores de calor de tubos en U que tienen una placa de tubos fijada a la envolvente y al canal y conectada a un haz de tubos en U, tal como se muestra en la figura de 13.4.1-1.



(1) Configuración a, b, c, d, e o f (véase la figura 13.4.1-2)

Figura 13.4.1-1 – Intercambiador de calor típico de placa de tubos en U

- b) La placa de tubos puede tener una de las 6 configuraciones que se muestran en la figura 13.4.1-2:

- configuración a: placa de tubos integral con la envolvente y el canal;
- configuración b: placa de tubos integral con la envolvente y con una junta respecto al canal, prolongada como una brida;
- configuración c: placa de tubos integral con la envolvente y con una junta respecto al canal, no prolongada como una brida;
- configuración d: placa de tubos integral con la envolvente y con el canal, prolongada o no con una brida;
- configuración e: placa de tubos con junta respecto a la envolvente e integral con el canal, prolongada como una brida;
- configuración f: placa de tubos con junta respecto a la envolvente e integral con el canal, no prolongada como una brida.

La configuración d cubre los casos en los cuales la placa de tubos (véase la figura 13.4.1-3):

- no se prolonga como una brida (configuración d₁);
- se prolonga como una brida (configuración d₂).

- c) Los apartados 13.4.2 13.4.6 corresponden a la configuración a (en la cual la placa de tubos es integral) y a las configuraciones b, c, d, e y f, en las cuales la placa de tubos con junta tiene una junta estrecha.

El apartado 13.4.7 resume la manera de utilizar estas reglas para las configuraciones b', d', e' en las cuales la placa de tubos con junta tiene una junta de cara completa.

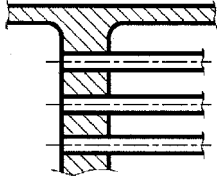
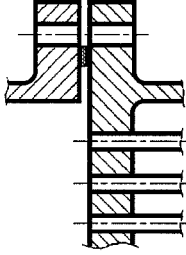
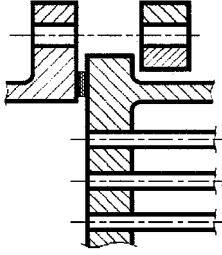
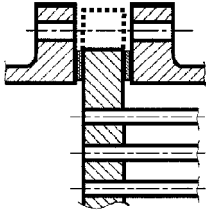
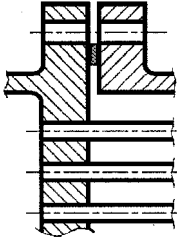
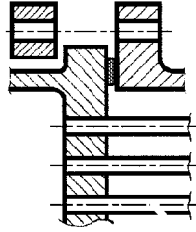
		
<p>a) Configuración a Placa de tubos integral con la envolvente y el canal</p>	<p>b) Configuración b Placa de tubos integral con la envolvente y con junta respecto al canal, prolongada como una brida</p>	<p>c) Configuración c Placa de tubos integral con la envolvente y con junta respecto al canal, no prolongada como una brida</p>
		
<p>d) Configuración d Placa de tubos con junta respecto a la envolvente y al canal, prolongada o no como una brida</p>	<p>e) Configuración e Placa de tubos con junta respecto a la envolvente e integral con el canal, prolongada como una brida</p>	<p>f) Configuración f Placa de tubos con junta respecto a la envolvente e integral con el canal, no prolongada como una brida</p>

Figura 13.4.1-2 – Configuraciones de placas de tubos en U

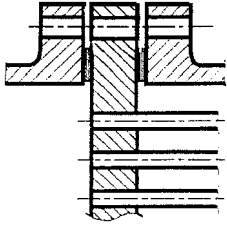
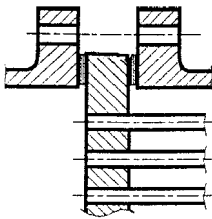
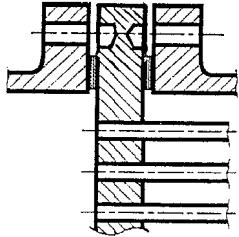
		
<p>a) Configuración d₁ Placa de tubos no prolongada como una brida</p>	<p>b) Configuración d₂ Placa de tubos prolongada como una brida</p>	

Figura 13.4.1-3 – Diversos tipos de configuración d (placa de tubos con junta por ambos lados)

13.4.2 Condiciones de aplicabilidad

13.4.2.1 Placa de tubos

La placa de tubos debe cumplir las condiciones de aplicabilidad siguientes.

- La placa de tubos debe ser plana, circular y de espesor uniforme.
- Se permite una reducción local del espesor en la periferia de la placa de tubos para una ranura para una junta o una ranura de alivio, siempre que el espesor de análisis restante, sea como mínimo igual a 0,8 veces el espesor de análisis, de la placa de tubos (véase la figura 13.4.2-1):

$$e_{a,p} \geq 0,8 e_a \quad (13.4.2-1)$$

El radio no debe ser inferior a 5 mm ni inferior al 20% del espesor de la envolvente adyacente. El requisito para el espesor de análisis restante dado anteriormente debe aplicarse solamente si la relación entre el diámetro exterior y el diámetro interior de la envolvente adyacente es mayor que 1,2.

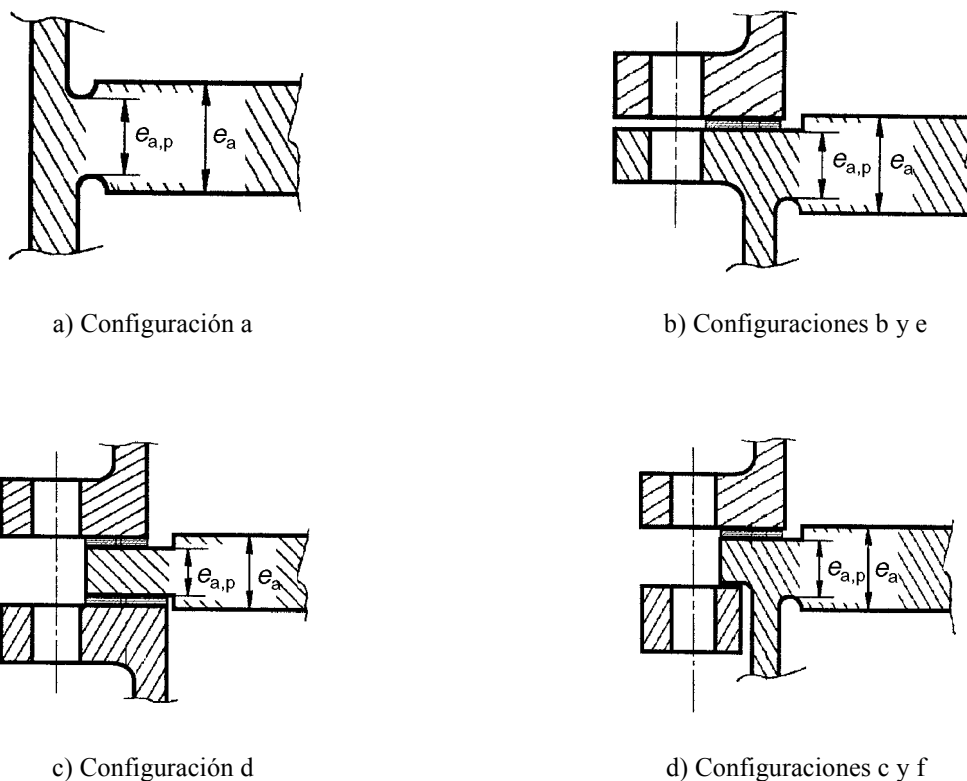


Figura 13.4.2-1 – Reducción local del espesor en la periferia de la placa de tubos

- Cuando la placa de tubos se prolongue como una brida, el espesor de la brida se debe calcular de acuerdo con:
 - el apartado 13.10 si la junta es estrecha (configuraciones b, d₂, e);
 - el apartado 13.11 si la junta es de cara completa (configuraciones b', d'₂, e').

d) a menos que se pueda demostrar que hay una experiencia satisfactoria con placas de tubos más delgadas, deben cumplirse las condiciones siguientes cuando los tubos se abocarden en la placa de tubos:

– cuando $d_t \leq 25$ mm:

$$e_a \geq 0,75 d_t \quad (13.4.2-2)$$

– cuando $25 \text{ mm} < d_t \leq 30$ mm:

$$e_a \geq 22 \text{ mm} \quad (13.4.2-3)$$

– cuando $30 \text{ mm} < d_t \leq 40$ mm:

$$e_a \geq 25 \text{ mm} \quad (13.4.2-4)$$

– cuando $40 \text{ mm} < d_t \leq 50$ mm:

$$e_a \geq 30 \text{ mm} \quad (13.4.2-5)$$

e) La placa de tubos se debe perforar uniformemente en una superficie nominalmente circular de diámetro D_o , según un patrón de triángulo equilátero o de cuadrado. Sin embargo, se permiten carriles sin tubos para particiones de paso, siempre que la distancia entre filas de tubos adyacentes U_L (véase la figura 13.7.2-1) sea tal que:

$$U_L \leq 4 p \quad (13.4.2-6)$$

donde

p es el paso de los tubos.

13.4.2.2 Tubos

a) Los tubos deben tener un espesor y diámetro nominales uniformes en toda su longitud recta y ser del mismo material.

b) Se deben fijar rígidamente a la placa de tubos.

13.4.2.3 Envoltente y canal

La envoltente y el canal deben ser cilíndricos en su unión a la placa de tubos.

13.4.2.4 Carga

La presión en el lado de los tubos P_t y la presión en el lado de la envoltente P_s se suponen uniformes en cada circuito.

No se tienen en cuenta otras cargas, tales como el peso o la pérdida de carga.

13.4.3 Símbolos

Todos los momentos en este capítulo son momentos por unidad de longitud [Nmm/mm]

A es el diámetro exterior de la placa de tubos;

C es el diámetro del círculo de los tornillos;

D_c es el diámetro interior del canal (véase la figura 13.4.1-1);

D_s es el diámetro interior del canal (véase la figura 13.4.1-1);

- D_o es el diámetro de la superficie perforada de la placa de tubos, dado por la ecuación (13.7.5-1);
- d_t es el diámetro nominal exterior de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- E es el módulo de elasticidad de la placa de tubos a la temperatura de diseño;
- E_c es el módulo de elasticidad del material del canal a la temperatura de diseño;
- E_s es el módulo de elasticidad de la materia de la envolvente a la temperatura de diseño;
- E^* es el módulo de elasticidad efectivo de la placa de tubos a la temperatura de diseño, véase el apartado 13.7;
- e es el espesor supuesto de la placa de tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- e_c es el espesor del canal (véase la figura 13.4.1-1);
- e_s es el espesor de la envolvente (véase la figura 13.4.1-1);
- F es un coeficiente que se da en el apartado 13.4.4.3d;
- f es la tensión nominal de diseño del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;
- f_c es la tensión nominal de diseño del material del canal a la temperatura de diseño;
- f_s es la tensión nominal de diseño del material de la envolvente a la temperatura de diseño;
- G_1 es el punto medio de la cara de contacto entre la brida y la placa de tubos, dado por la ecuación (11.5.97);
- G_c es el diámetro de la reacción de la carga de la junta del canal (véase el capítulo 11);
- G_s es el diámetro de la reacción de la carga de la junta de la envolvente (véase el capítulo 11);
- h'_g es la profundidad efectiva de la ranura de la partición de paso del lado de los tubos, véase el apartado 13.7;
- K es la relación del diámetro de la placa de tubos dada por la ecuación (13.4.4-6);
- k_c es el momento en el borde por unidad de longitud necesario para girar el borde del canal un ángulo unidad, dado por la tabla 13.4.4-1;
- k_s es el momento en el borde por unidad de longitud necesario para girar el borde de la envolvente un ángulo unidad, dado por la tabla 13.4.4-1;
- M_o es el momento que actúa en el centro de la placa de tubos, dado por la ecuación (13.4.5-7);
- M_p es el momento que actúa en el centro de la placa de tubos, dado por la ecuación (13.4.5-6);
- M_{pc} es el momento que actúa en el borde de la placa de tubos sin perforar debido a la presión en el canal integral, dado por la tabla 13.4.4-1;
- M_{ps} es el momento que actúa en el borde de la placa de tubos sin perforar debido a la presión en la envolvente integral, dado por la tabla 13.4.4-1;
- M_{TS} es el momento debido a las presiones P_s y P_t que actúa sobre el borde sin perforar de la placa de tubos, dado por la ecuación (13.4.4-5);
- M^* es el momento que actúa sobre el borde sin perforar de la placa de tubos (véase 13.4.5.1);

- P_s es la presión de cálculo del lado de la envolvente. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- P'_s es el coeficiente de presión de cálculo del lado de la envolvente, dado por la tabla 13.4.4-1;
- P_t es la presión de cálculo del lado de los tubos. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- P'_t es el coeficiente de presión de cálculo del lado de los tubos, dado por la tabla 13.4.4-1;
- $W_{\text{máx.}}$ es la carga máxima de diseño de los tornillos de la brida para el estado de montaje, dada por la ecuación (13.4.4-11);
- W_c es la carga de diseño de los tornillos de la brida del canal para el estado de montaje (véase 13.4.4.3);
- W_s es la carga de diseño de los tornillos de la brida de la envolvente para el estado de montaje (véase 13.4.4.3);
- β_c es el coeficiente dado por la tabla 13.4.4-1;
- β_s es el coeficiente dado por la tabla 13.4.4-1;
- λ_c es el coeficiente dado por la tabla 13.4.4-1;
- λ_s es el coeficiente dado por la tabla 13.4.4-1;
- μ es la eficiencia básica de ligamento de la placa de tubos (véase 13.7);
- μ^* es la eficiencia básica de ligamento de la placa de tubos (véase 13.7);
- ν_c es la relación de Poisson del material del canal;
- ν_s es la relación de Poisson del material de la envolvente;
- ν^* es la relación de Poisson efectiva de la placa de tubos (véase 13.7);
- ρ_c es la relación del diámetro del canal, dada por las ecuaciones (13.4.4-3) y (13.4.4-4);
- ρ_s es la relación del diámetro de la envolvente, dada por las ecuaciones (13.4.4-1) y (13.4.4-2);
- σ es la tensión calculada en un componente.

Subíndices:

- b para flexión;
- c para canal;
- eq para equivalente;
- m para membrana;
- p para periferia;
- s para envolvente;
- t para tubos;

Para placa de tubos no se utiliza ningún subíndice.

13.4.4 Consideraciones sobre el diseño

13.4.4.1 Condiciones de carga

Los diversos estados de carga a considerar deben incluir los estados normales de funcionamiento, los estados de arranque, los estados de parada, el pandeo y los estados de la prueba de presión que pueden determinar el diseño de las placas de tubos.

Para cada uno de estos estados, se deben considerar los casos de carga siguientes:

- caso de carga 1: Sólo actúa la presión P_t en el lado los tubos ($P_s = 0$);
- caso de carga 2: Sólo actúa la presión P_s en el lado de la envolvente ($P_t = 0$);
- caso de carga 3: Actúan simultáneamente la presión P_t en el lado de los tubos y la presión P_s en el lado de la envolvente.

El caso de carga 3 debe considerarse siempre si existe vacío en uno de los lados.

Si no se pueden presentar los casos 1 y 2 en servicio, el diseño puede basarse únicamente en el caso de carga 3.

13.4.4.2 Condiciones de diseño

- a) El diseño se debe realizar en estado corroído, salvo para los tubos en los cuales se debe utilizar el diámetro nominal exterior d_t y el espesor nominal e_t .
- b) Puesto que el procedimiento de cálculo es iterativo, se debe asumir para el cálculo un valor e para el espesor de la placa de tubos y se debe comprobar que las tensiones máximas en la placa de tubos, la envolvente y el canal están dentro de las tensiones admisibles. Se recomienda utilizar un espesor inicial supuesto para la placa de tubos no inferior al dado por la fórmula siguiente:

$$e = \frac{D_o}{4 \mu (0,8 f)} |P_s - P_t|$$

Son posibles dos casos:

- Si la tensión calculada del componente está dentro de los límites admisibles, se pueden repetir los cálculos utilizando un espesor menor del componente hasta que la tensión calculada sea igual a la tensión admisible con objeto de obtener el espesor mínimo requerido.
- Si la tensión calculada del componente supera la tensión admisible, se deben repetir los cálculos con un espesor mayor del componente (o modificando otros parámetros) hasta que la tensión calculada sea igual o menor que la tensión admisible.

13.4.4.3 Determinación de coeficientes intermedios

- a) Constantes elásticas efectivas de la placa de tubos. A partir del apartado 13.7 se calcula:

- El diámetro de la zona perforada de la placa de tubos D_o ,
- La eficiencia de ligamento básica μ ,
- La eficiencia de ligamento efectiva μ^* ,
- El módulo de elasticidad efectivo E^* ,
- La relación de Poisson ν^* ,

Los valores de μ^* , E^* , ν^* se deben determinar para el espesor supuesto de la placa de tubos, e .

b) Relaciones de diámetros ρ_s y ρ_c momento M_{TS} :

– Relación ρ_s para la envolvente:

- configuraciones a, b, c:

$$\rho_s = \frac{D_s}{D_o} \quad (13.4.4-1)$$

- configuraciones d, e, f:

$$\rho_s = \frac{G_s}{D_o} \quad (13.4.4-2)$$

– Relación ρ_c para el canal:

- configuraciones a, e, f:

$$\rho_c = \frac{D_c}{D_o} \quad (13.4.4-3)$$

- configuraciones b, c, d:

$$\rho_c = \frac{G_c}{D_o} \quad (13.4.4-4)$$

– Momento M_{TS} debido a las presiones P_s y P_t que actúan sobre el borde sin perforar de la placa de tubos:

$$M_{TS} = \frac{D_o^2}{16} \left[(\rho_s - 1) (p_s^2 + 1) P_s - (\rho_c - 1) (\rho_c^2 + 1) P_t \right] \quad (13.4.4-5)$$

c) Coeficientes y momentos de envolvente integral y/o canal integral M_{ps} y/o M_{pc} que actúan sobre la placa de tubos, debido a la presión en la envolvente integral y/o en el canal integral (véase la tabla 13.4.4-1).

Tabla 13.4.4-1 – Coeficientes para envolvente y/o canal integral

Envolvente integral (configuraciones a, b, c)	Canal integral (configuraciones a, e, f)
$\beta_s = \frac{\sqrt[4]{12(1-\nu_s^2)}}{\sqrt{(D_s + e_s) \cdot e_s}}$	$\beta_c = \frac{\sqrt[4]{12(1-\nu_c^2)}}{\sqrt{(D_c + e_c) \cdot e_c}}$
$k_s = \beta_s \frac{E_s e_s^3}{6(1-\nu_s^2)}$	$k_c = \beta_c \frac{E_c e_c^3}{6(1-\nu_c^2)}$
$\lambda_s = \frac{3D_s}{2e} k_s \left[\beta_s^2 + \left(\beta_s + \frac{2}{e} \right)^2 \right]$	$\lambda_c = \frac{3D_c}{2e} k_c \left[\beta_c^2 + \left(\beta_c + \frac{2}{e} \right)^2 \right]$
$P'_s = \frac{2-\nu_s}{8} \cdot \frac{D_s^2}{E_s e_s} \cdot P_s$	$P'_t = \frac{2-\nu_c}{8} \cdot \frac{D_c^2}{E_c e_c} \cdot P_t$
$M_{Ps} = \rho_s k_s \beta_s (1 + e \beta_s) P'_s$	$M_{Pc} = \rho_c k_c \beta_c (1 + e \beta_c) P'_t$

NOTA Estos coeficientes no son aplicables cuando la envolvente (configuraciones d, e, f) o el canal (configuraciones b, c, d) hacen contacto a través de una junta con la placa de tubos.

d) Relación del diámetro K para placa de tubos y coeficiente F :

– Relación del diámetro K :

$$K = \frac{A}{D_o} \quad (13.4.4-6)$$

– Coeficiente F :

• configuración a:

$$F = \frac{1-\nu^*}{E^*} (\lambda_s + \lambda_c + E \ln K) \quad (13.4.4-7)$$

• configuraciones b y c:

$$F = \frac{1-\nu^*}{E^*} (\lambda_s + E \ln K) \quad (13.4.4-8)$$

• configuración d:

$$F = \frac{1-\nu^*}{E^*} (E \ln K) \quad (13.4.4-9)$$

- configuraciones e y f:

$$F = \frac{1 - \nu^*}{E^*} (\lambda_c + E \ln K) \quad (13.4.4-10)$$

e) cargas de diseño de los tornillos de la brida que actúan sobre la placa de tubos con junta:

- Configuraciones d₂, e, f: W_s se deben calcular a partir de la ecuación (11.5-16) del capítulo 11;
- Configuraciones b, c, d₂: W_c se deben calcular a partir de la ecuación (11.5-16) del capítulo 11.

Para la configuración d₁ (placa de tubos no prolongada como una brida), la carga de diseño de los tornillos de la brida viene dada por:

$$W_{\text{máx.}} = \text{máx.} [(W_s); (W_c)] \quad (13.4.4-11)$$

13.4.5 Diseño de la placa de tubos

13.4.5.1 Determinación de los momentos flectores máximos en la placa de tubos

13.4.5.1.1 Momento M^* que actúa sobre el borde sin perforar de la placa de tubos

- Para la configuración a:

$$M^* = M_{TS} + M_{Pc} - M_{Ps} \quad (13.4.5-1)$$

- Para la configuración b:

$$M^* = M_{TS} - M_{Ps} - \frac{W_c (C - G_c)}{2 \pi D_o} \quad (13.4.5-2)$$

- Para la configuración c:

$$M^* = M_{TS} - M_{Ps} - \frac{W_c (G_1 - G_c)}{2 \pi D_o} \quad (13.4.5-3)$$

- Para la configuración d:

- configuración d₁:

$$M^* = M_{TS} + \frac{W_{\text{máx.}} (G_c - G_s)}{2 \pi D_o} \quad (13.4.5-4)$$

- configuración d₂:

$$M^* = M_{TS} + \frac{W_s (C - G_s) - W_c (C - G_c)}{2 \pi D_o} \quad (13.4.5-5)$$

– Para la configuración e:

$$M^* = M_{TS} + M_{Pc} + \frac{W_s (C - G_s)}{2 \pi D_o} \quad (13.4.5-6)$$

– Para la configuración f:

$$M^* = M_{TS} + M_{Pc} + \frac{W_s (G_1 - G_s)}{2 \pi D_o} \quad (13.4.5-7)$$

13.4.5.1.2 Momento M_p que actúa en la periferia de la placa de tubos

$$M_p = \frac{M^* - \frac{D_o^2}{32} F (P_s - P_t)}{1 + F} \quad (13.4.5-8)$$

13.4.5.1.3 Momento M_0 que actúa en el centro de la placa de tubos

$$M_0 = M_p + \frac{D_o^2}{64} (3 + \nu^*) (P_s - P_t) \quad (13.4.5-9)$$

13.4.5.1.4 Momento flector máximo que actúa en la placa de tubos

$$M = \max. (|M_p|; |M_0|) \quad (13.4.5-10)$$

13.4.5.2 Tensión de flexión en la placa de tubos

a) La tensión de flexión radial máxima en la placa de tubos viene dada por:

$$\sigma = \frac{6 M}{\mu^* (e - h'_g)^2} \quad (13.4.5-11)$$

b) Para cada uno de los casos de carga considerados, la tensión de flexión de la placa de tubos no debe ser superior a $2f$:

$$\sigma \leq 2 f \quad (13.4.5-12)$$

13.4.5.3 Tensión cortante en la placa de tubos

a) La tensión cortante máxima en la placa de tubos viene dada por:

$$\tau = \left(\frac{1}{4 \mu} \right) \left(\frac{D_o}{e} \right) |P_s - P_t| \quad (13.4.5-13)$$

b) Para cada uno de los casos de carga considerados, como la tensión cortante de la placa de tubos no debe exceder $0,8f$:

$$\tau \leq 0,8 f \quad (13.4.5-14)$$

13.4.6 Diseño de la envolvente y el canal en su unión con la placa de tubos

Este apartado sólo tiene aplicación las configuraciones a, b, c, e, f:

13.4.6.1 Determinación de las tensiones en la envolvente (configuraciones a, b, c)

La envolvente debe tener un espesor uniforme a lo largo de una longitud mínima adyacente a la placa de tubos, que viene dada por:

$$l_s = 1,4 \sqrt{(D_s + e_s) e_s} \quad (13.4.6-1)$$

a) La tensión de membrana axial viene dada por:

$$\sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4 e_s (D_s + e_s)} P_s \quad (13.4.6-2)$$

b) La tensión de flexión axial viene dada por:

$$\sigma_{s,b} = \frac{6}{e_s^2} k_s \left[\beta_s P_s' + 3 \frac{1-\nu^*}{E^*} \cdot \frac{D_o}{e^2} \left(\beta_s + \frac{2}{e} \right) \left(M_p + \frac{D_o^2}{32} (P_s - P_t) \right) \right] \quad (13.4.6-3)$$

c) La tensión equivalente en la envolvente, en su unión con la placa de tubos, viene dada por:

$$\sigma_{s,eq} = \text{máx.} \left[\left| \sigma_{s,m} - \sigma_{s,b} + P_s \right|; \left| \sigma_{s,m} + \sigma_{s,b} \right| \right] \quad (13.4.6-4)$$

13.4.6.2 Determinación de las tensiones en el canal (configuraciones a, e, f)

El canal debe tener un espesor uniforme a lo largo de una longitud mínima adyacente a la placa de tubos, que viene dada por:

$$l_c = 1,4 \sqrt{(D_c + e_c) e_c} \quad (13.4.6-5)$$

a) La tensión de membrana axial viene dada por:

$$\sigma_{c,m} = \frac{D_c^2}{4 e_c (D_c + e_c)} P_t \quad (13.4.6-6)$$

b) La tensión de flexión axial viene dada por:

$$\sigma_{c,b} = \frac{6}{e_c^2} k_c \left[\beta_c P_t' - 3 \frac{1-\nu^*}{E^*} \cdot \frac{D_o}{e^2} \left(\beta_c + \frac{2}{e} \right) \left(M_p + \frac{D_o^2}{32} (P_s - P_t) \right) \right] \quad (13.4.6-7)$$

c) La tensión equivalente en la envolvente, en su unión con la placa de tubos, viene dada por:

$$\sigma_{c,eq} = \text{máx.} \left[\left| \sigma_{c,m} - \sigma_{c,b} + P_t \right|; \left| \sigma_{c,m} + \sigma_{c,b} \right| \right] \quad (13.4.6-8)$$

13.4.6.3 Comprobación de las tensiones equivalentes en la envolvente y el canal

a) Para cada uno de los casos de carga de funcionamiento normal, $\sigma_{s,eq}$ y $\sigma_{c,eq}$, deben ser tales que:

– Para las configuraciones a, b, c:

$$\sigma_{s,eq} \leq 1,5 f_s \quad (13.4.6-9)$$

– Para las configuraciones a e, f:

$$\sigma_{s,eq} \leq 1,5 f_s \quad (13.4.6-10)$$

b) Si $\sigma_{s,eq} > 1,5 f_s$ (configuraciones a, b, c)

o $\sigma_{c,eq} > 1,5 f_c$ (configuraciones a e, f)

debe reconsiderarse el diseño. Puede utilizarse una de las 3 opciones siguientes o una combinación de ellas:

Opción 1: Aumentar el espesor supuesto de la placa de tubos e y rediseñar la envolvente y/o el canal de acuerdo con el apartado 13.4.6. Deben volver a calcularse los coeficientes pertinentes del apartado 13.4.4.3 que dependen de e en la medida necesaria.

Opción 2: Aumentar el espesor de la envolvente y/o canal integral de la manera siguiente:

- configuraciones a, b, c: si $\sigma_s > 1,5 f_s$, se aumenta el espesor de la envolvente e_s ;
- configuraciones a, e, f: si $\sigma_c > 1,5 f_c$, se aumenta el espesor de la envolvente e_c ;

Se rediseña la placa de tubos de acuerdo con el apartado 13.4.5 y la envolvente y/ canal de acuerdo con el apartado 13.4.6.

Los coeficientes pertinentes del apartado 13.4.4.3 que dependen de e_s , D_s y/o e_c , D_c se deben recalcular en la medida necesaria.

Opción 3: Esta opción sólo se debe utilizar si:

- $\sigma_s \leq 3 f_s$ (configuraciones a, b, c).
- $\sigma_c \leq 3 f_c$ (configuraciones a, e, f).

Se realiza un cálculo elástico- plástico simplificado utilizando un módulo elástico reducido para la envolvente y/o canal integral para reflejar la desviación prevista de la carga resultante de la acción plástica en la unión entre la envolvente y/o canal integral y la placa de tubos. Esto puede dar por resultado una tensión de flexión σ de la placa de tubos más alta.

Se sustituye:

$$- E_s \text{ por } E_s \sqrt{\frac{1,5 f_s}{\sigma_{s,eq}}} \text{ y se recalcula } k_s, \lambda_s, P'_s \text{ y } M_{Ps} \text{ (configuraciones a, b, c)}$$

$$- E_s \text{ por } E_s \sqrt{\frac{1,5 f_c}{\sigma_{c,eq}}} \text{ y se recalcula } k_c, \lambda_c, P'_t \text{ y } M_{Pc} \text{ (configuraciones a, e, f)}$$

Se recalcula la tensión de flexión de la placa de tubos de acuerdo con el apartado 13.4.5.2.

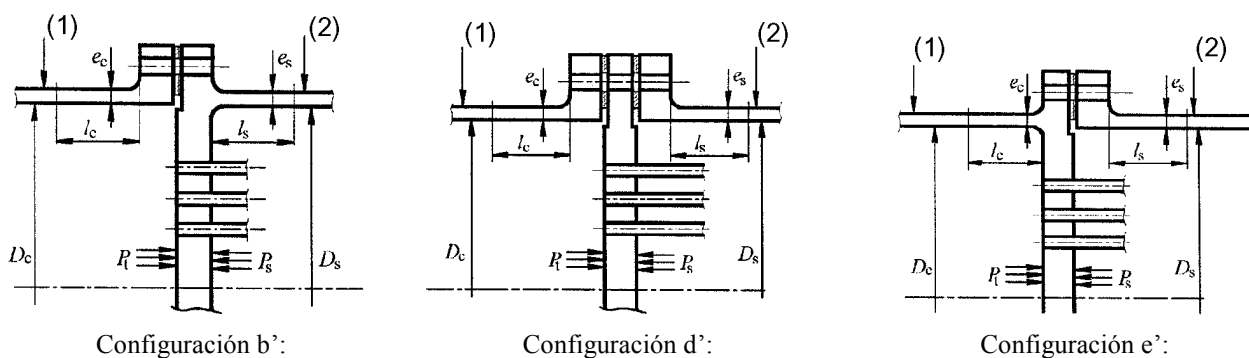
- Si $\sigma \leq 2f$: el espesor supuesto e es aceptable y el diseño queda terminado.
- Si $\sigma > 2f$: el espesor supuesto para la placa de tubos no es aceptable y se debe reconsiderar el diseño utilizando la opción 1 o la opción 2.

13.4.7 Tratamiento de configuraciones con una junta de cara completa

13.4.7.1 Alcance

Este apartado es aplicable a las configuraciones siguientes en las cuales la placa de tubos hace contacto a través de una junta con la envolvente y/o el canal con una junta de cara completa (véase la figura 13.4.7-1):

- Configuración b': placa de tubos integral con la envolvente y en contacto a través de junta con el canal.
- Configuración d': placa de tubos integral con la envolvente y el canal.
- Configuración e': placa de tubos integral con el canal y en contacto a través de junta con la envolvente.



Leyenda

- (1) Canal
- (2) Envolverte

Figura 13.4.7-1 – Placa de tubos prolongada como una brida con una junta de cara a completa (Configuraciones b', d', e')

La configuración d' cubre los casos en los cuales la placa de tubos (véase la figura 13.4.7-2):

- no se prolonga como una brida (configuración d'_1);
- se prolonga como una brida (configuración d'_2);



a) Placa de tubos no prolongada como una brida
(Configuración d'_1)

b) Placa de tubos prolongada como una brida
(Configuración d'_2)

Figura 13.4.7-2 – Diversos tipos de configuración d'

13.4.7.2 Condiciones de aplicabilidad

Se aplican las condiciones de aplicabilidad del apartado 13.4.2, considerando la envolvente y/o canal con junta integrales con la placa de tubos.

13.4.7.3 Regla de diseño

El diseño se debe realizar de acuerdo con apartados 13.4.4 a 13.4.6, con las modificaciones siguientes:

- a) La envolvente, cuando esté en contacto con la placa de tubos a través de una junta (configuraciones d', e'), se debe considerar integral con la placa de tubos utilizando para k_s :

$$k_s = \frac{1}{2} \cdot \frac{\beta_s E_s e_s^3}{6(1-\nu_s^2)} \quad (13.4.7-1)$$

- b) El canal, cuando esté en contacto con la placa de tubos a través de una junta (configuraciones b', d'), se debe considerar integral con la placa de tubos utilizando para k_c :

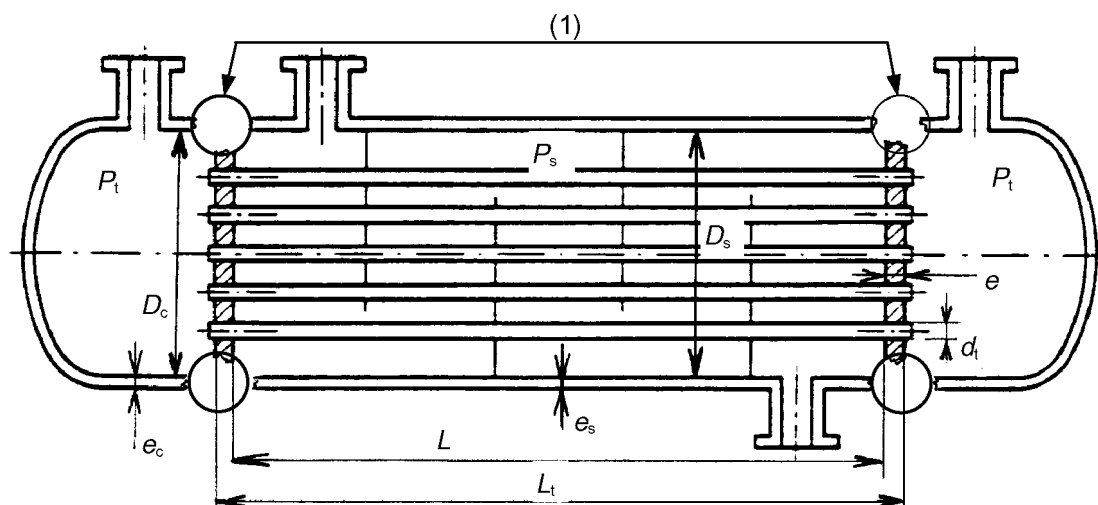
$$k_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{\beta_c E_c e_c^3}{6(1-\nu_c^2)} \quad (13.4.7-2)$$

13.5 Intercambiadores de calor de placas de tubos fijas

13.5.1 Alcance

- a) Este capítulo proporciona reglas para el diseño de intercambiadores de calor de placas de tubos fijas que tienen dos placas de tubos unidas a la envolvente y el canal y conectadas a un haz de tubos rectos, como se muestra en la figura de 13.5.1-1.

La envolvente puede estar provista de un fuelle de dilatación.



(1) Configuraciones a, b, c o d (véase la figura 13.5.1-2)

Figura 13.5.1-1 – Intercambiador de calor típico de placas de tubos fijas

b) Las placas de tubos pueden tener una de las 4 configuraciones que se muestran en la figura 13.5.1-2:

- configuración a: placa de tubos integral con la envolvente y el canal.
- configuración b: placa de tubos integral con la envolvente y con una junta respecto al canal, prolongada como una brida.
- configuración c: placa de tubos integral con la envolvente y con una junta respecto al canal, no prolongada como una brida.
- configuración d: placa de tubos en contacto a través de junta con la envolvente y con el canal, no prolongada como una brida.

c) Los apartados 13.5.2 a 13.5.9 corresponden a la configuración a (en la cual la placa de tubos es integral) y a las configuraciones b, c y d, en las cuales la placa de tubos con junta tiene una junta estrecha.

El apartado 13.5.10 resume la manera de utilizar estas reglas para las configuraciones b' y d' en las cuales la placa de tubos con junta tiene una junta de cara completa.

El apartado 13.5.9 permite cubrir la envolvente que tiene un espesor distinto o un material distinto, adyacente a la placa de tubos cuando es integral con la placa de tubos (configuraciones a, b, c).

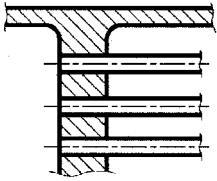
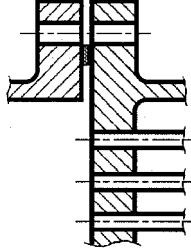
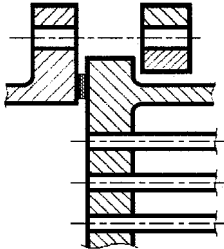
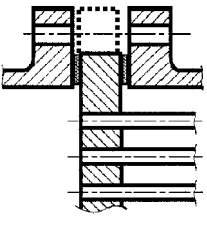
	
<p>a) Configuración a</p> <p>Placa de tubos integral con la envolvente y el canal</p>	<p>b) Configuración b</p> <p>Placa de tubos integral con la envolvente y en contacto a través de junta con el canal, prolongada como una brida</p>
	
<p>c) Configuración c</p> <p>Placa de tubos integral con la envolvente y en contacto a través de junta con el canal, no prolongada como una brida</p>	<p>d) Configuración d</p> <p>Placa de tubos de en contacto a través de junta con la envolvente y el canal, no prolongada como una brida</p>

Figura 13.5.1-2 – Configuraciones de placas de tubos fijas

13.5.2 Condiciones de aplicabilidad

13.5.2.1 Placas de tubos

Las placas de tubos deben cumplir las condiciones de aplicabilidad siguientes.

- Las 2 placas de tubos deben ser planas, circulares e idénticas (es decir, mismo espesor uniforme, mismo material, misma conexión con la envolvente y el canal).
- Se permite una reducción local del espesor en la periferia de la placa de tubos para una ranura para una junta o una ranura de alivio, siempre que el espesor de análisis restante, $e_{a,p}$, sea como mínimo igual a 0,8 veces el espesor de análisis, e_a , de la placa de tubos (véase la figura 13.5.2-1):

$$e_{a,p} \geq 0,8 e_a \quad (13.5.2-1)$$

El radio no debe ser inferior a 5 mm ni inferior al 20% del espesor de la envolvente adyacente. El requisito para el espesor de análisis restante dado anteriormente debe aplicarse solamente si la relación entre el diámetro exterior y el diámetro interior de la envolvente adyacente es mayor que 1,2.

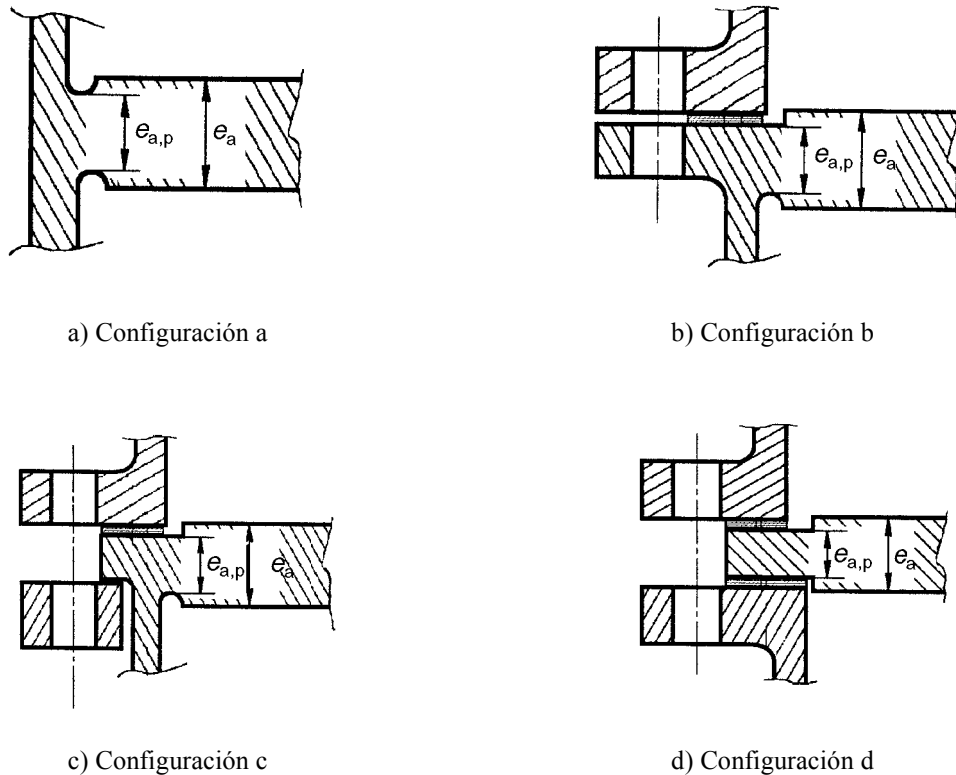


Figura 13.5.2-1 – Reducción local del espesor en la periferia de la placa de tubos

- c) Cuando la placa de tubos se prolongue como una brida, el espesor de la brida se debe calcular de acuerdo con:
- el apartado 13.10 si la junta es estrecha (configuración b);
 - el apartado 13.11 si la junta es de cara completa (configuración b').
- d) A menos que se pueda demostrar que hay una experiencia satisfactoria con placas de tubos más delgadas, deben cumplirse las condiciones siguientes cuando los tubos se abocarden en la placa de tubos:

- cuando $d_t \leq 25$ mm :

$$e_a \geq 0,75 d_t \quad (13.5.2-2)$$

- cuando $25 \text{ mm} \leq d_t \leq 30$ mm :

$$e_a \geq 22 \text{ mm} \quad (13.5.2-3)$$

- cuando $30 \text{ mm} \leq d_t \leq 40$ mm :

$$e_a \geq 25 \text{ mm} \quad (13.5.2-4)$$

- cuando $40 \text{ mm} \leq d_t \leq 50$ mm :

$$e_a \geq 30 \text{ mm} \quad (13.5.2-5)$$

- e) La placa de tubos se debe perforar uniformemente en una superficie nominalmente circular de diámetro D_o , según un patrón de triángulo equilátero o de cuadrado.
- Sin embargo, se permiten filas diametrales sin perforar para particiones de paso, siempre que la distancia entre filas adyacentes U_L (véase la figura 13.7.2-1) sea tal que:

$$U_L \leq 4 p \quad (13.5.2-6)$$

donde p es el paso de los tubos.

- f) Se permite un anillo anular sin perforar siempre que:

$$D_o \geq 0,85 D_e \quad (13.5.2-7)$$

13.5.2.2 Tubos

- a) Los tubos deben ser rectos e idénticos (es decir, mismo espesor uniforme, mismo material y mismo diámetro).
- b) Se deben fijar rígidamente a las placas de tubos.

13.5.2.3 Envolverte

- a) La envolvente debe ser cilíndrica y de espesor y diámetro uniformes (sin embargo, cuando sea integral con las placas de tubos (configuraciones a, b, c), el espesor de la envolvente adyacente a las placas de tubos puede aumentarse como se muestra en la figura 13.5.9-1).

Para las configuraciones a, b y c, la envolvente debe tener un espesor e_s , a lo largo de una longitud mínima l_s adyacente a la placa de tubos, dada por:

$$l_s = 1,4 \sqrt{(D_s + e_s) \cdot e_s} \quad (13.5.2-8)$$

Las longitudes de envolvente efectivas (l_1 , l_1) adyacentes a las placas de tubos se miden como se muestra en la figura 13.5.9-1. Las soldaduras se permiten sobre esas longitudes. Véase el apartado 9.7.2.1 si la envolvente tiene una abertura cerca de las placas de tubos.

- b) La envolvente puede estar provista de un fuelle de dilatación siempre que las extremidades del fuelle estén situadas a una distancia de las placas de tubos que sea como mínimo igual a $1,4 \sqrt{(D_s + e_s) \cdot e_s}$.

13.5.2.4 Canal

- a) Los diámetros interiores D_s y D_c de la envolvente y el canal deben ser tales que:

– para la configuración a:

$$0,9 D_s \leq D_c \leq 1,1 D_s \quad (13.5.2-9)$$

– para las configuraciones b y c:

$$0,9 D_s \leq G_c \leq 1,2 D_s \quad (13.5.2-10)$$

– para la configuración d:

$$0,9 G_s \leq G_c \leq 1,1 G_s \quad (13.5.2-11)$$

- b) Cuando los canales sean integrales con las placas de tubos (configuración a), deben ser cilíndricos y de espesor constante, e_c , a lo largo de una longitud mínima l_c adyacente a las placas de tubos dada por:

$$l_c = 1,4 \sqrt{(D_c + e_c) \cdot e_c} \quad (13.5.2-12)$$

Las longitudes de canal efectivas adyacentes a las placas de tubos se miden como se explica en el apartado 13.5.2.3a). Las soldaduras se permiten sobre esas longitudes. Véase el apartado 9.7.2.1 si la envolvente tiene una abertura cerca de las placas de tubos.

13.5.2.5 Carga

Este apartado cubre los intercambiadores de calor sujetos a:

- Presión en el lado de los tubos P_t y la presión en el lado de la envolvente P_s , que se suponen uniformes en cada circuito.
- Cargas resultantes de la dilatación térmica γ

No se tienen en cuenta otras cargas, tales como el peso o la pérdida de carga.

13.5.3 Símbolos

- D_c es el diámetro interior del canal (véase la figura 13.5.1-1);
- D_e es el diámetro efectivo de la placa de tubos, dado por las ecuaciones (13.5.4-1) a (13.5.4-4);
- D_j es el diámetro interior de las circunvoluciones del fuelle de dilatación (este diámetro D_j corresponde al diámetro D_i en la figura 14.1-1);
- D_s es el diámetro interior del canal (véase la figura 13.5.1-1);
- D_o es el diámetro equivalente del círculo exterior del límite de los tubos, dado por la ecuación (13.7.5-1);
- D^* es la rigidez a la flexión equivalente de la placa de tubos, dada por la ecuación (13.7.9-1);
- d_t es el diámetro nominal exterior de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- E es el módulo de elasticidad de la placa de tubos a la temperatura de diseño;
- E_c es el módulo de elasticidad del material del canal a la temperatura de diseño;
- E_s es el módulo de elasticidad del material de la envolvente a la temperatura de diseño;
- E_t es el módulo de elasticidad del material de los tubos a la temperatura de diseño;
- E^* es el módulo de elasticidad efectivo de la placa de tubos a la temperatura de diseño, véase el apartado 13.7;
- e es el espesor de la placa de tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- e_c es el espesor del canal (véase la figura 13.5.1-1);
- e_s es el espesor de la envolvente (véase la figura 13.5.1-1);
- e_t es el espesor nominal de la pared de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- F_i es un coeficiente dado como una función de X , para distintos valores de Z (véanse las figuras 13.5.6-1 y 2);

- F_q es un coeficiente dado como una función de X , para distintos valores de Z (véanse las figuras 13.5.4-1 y 2);
- f es la tensión nominal de diseño del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;
- f_c es la tensión nominal de diseño del material del canal a la temperatura de diseño;
- f_s es la tensión nominal de diseño del material de la envolvente a la temperatura de diseño;
- f_t es la tensión nominal de diseño del material de los tubos a la temperatura de diseño;
- $f_{t,bk}$ es la tensión máxima de pandeo admisible de los tubos;
- $f_{t,j}$ es la tensión máxima admisible en la unión de tubo a placa de tubos;
- G_c es el diámetro de la reacción de la carga de la junta del canal (véase el capítulo 11);
- G_s es el diámetro de la reacción de la carga de la junta de la envolvente (véase el capítulo 11);
- H es el coeficiente dado como una función de X , para distintos valores de Z (véanse las figuras 13.5.5-1 y 2);
- h'_g es la profundidad efectiva de la ranura de la partición de paso del lado de los tubos, véase el apartado 13.7;
- J es la relación del fuelle de dilatación a la rigidez axial de la envolvente dada por la ecuación (13.5.4-11);
 $J = 1,0$ si no hay fuelle de dilatación;
- K_j es la rigidez axial del fuelle de dilatación (véase el capítulo 14);
- K_s es la rigidez axial de la envolvente, dada por la ecuación (13.5.4-8);
- $K_{s,t}$ es la relación del fuelle de dilatación a la rigidez axial del haz de tubos, dada por la ecuación (13.5.4-9);
- K_t es la rigidez axial de los tubos, dada por la ecuación (13.5.4-7);
- K_w es el módulo de la fundación elástica equivalente al haz de tubos, dado por la ecuación (13.5.4-10);
- k_c es el momento en el borde por unidad de longitud necesario para girar el borde del canal un ángulo unidad, dado por la ecuación (13.5.4-15);
- k_s es el momento en el borde por unidad de longitud necesario para girar el borde de la envolvente un ángulo unidad, dado por la ecuación (13.5.4-13);
- L es la longitud del tubo entre las caras interiores de las placas de tubos, dada por la ecuación (13.5.4-4);
- L_t es la longitud del tubo entre las cargas exteriores de las placas de tubos (véase la figura 13.5.1-1);
- N_t es el número de tubos;
- P_e es la presión efectiva que actúa sobre la placa de tubos, dada por la ecuación (13.5.4-18);
- P_s es la presión de cálculo del lado de la envolvente. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- P_t es la presión de cálculo del lado de los tubos. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- $T_{s,m}$ es la temperatura media del metal a lo largo de la envolvente en °C;

- $T_{t,m}$ es la temperatura media del metal del tubo a lo largo del tubo en °C;
- w_j es la altura del fuelle de dilatación (véase el capítulo 14);
- X es el factor de rigidez de haz de tubos a placa de tubos, dado por la ecuación (13.5.4-12);
- x_s es el coeficiente de taladrado de la placa de tubos en el lado de la envolvente, dado por la ecuación (13.5.4-5);
- x_t es el coeficiente de taladrado de la placa de tubos en el lado de los tubos, dado por la ecuación (13.5.4-6);
- Z es el coeficiente de empotramiento del borde de la placa de tubos debido a la envolvente y al canal, dado por la ecuación (13.5.4-17);
- $\alpha_{s,m}$ es el coeficiente medio de dilatación térmica del material de la envolvente a la temperatura $T_{s,m}$;
- $\alpha_{t,m}$ es el coeficiente medio de dilatación térmica del material de los tubos a la temperatura $T_{t,m}$;
- γ es la dilatación térmica diferencial axial entre los tubos y la envolvente, dada por la ecuación (13.5.4-19);
- μ es la eficiencia básica de ligamento de la placa de tubos (véase 13.7);
- μ^* es la eficiencia básica de ligamento de la placa de tubos (véase 13.7);
- ν_c es la relación de Poisson del material del canal;
- ν_s es la relación de Poisson del material de la envolvente;
- ν_t es la relación de Poisson del material de los tubos;
- ν^* es la relación de Poisson efectiva de la placa de tubos (véase 13.7);
- σ es la tensión calculada en un componente.
- τ es la tensión cortante calculada en un componente.

Subíndices

- b para flexión;
- c para canal;
- eq para equivalente;
- J para fuelle de dilatación;
- m para membrana;
- p para periferia;
- s para envolvente;
- t para tubos;

Para placa de tubos no se utiliza ningún subíndice.

13.5.4 Consideraciones sobre el diseño

13.5.4.1 Condiciones de carga

Es necesario evaluar todas las condiciones de carga previstas para asegurar que se considera la peor combinación de cargas en el diseño.

NOTA Generalmente, no es posible determinar, por observación, las condiciones más desfavorables coincidentes de presión P_t y P_s y dilatación térmica γ .

Los diversos estados de carga a considerar deben incluir los normales de funcionamiento, los estados de arranque, los estados de parada, el pandeo y los estados de la ensayo de presión que pueden determinar el diseño de los principales componentes del intercambiador de calor (es decir, placas de tubos, tubos, envolvente, canal).

Para cada uno de estos estados se deben considerar los casos de carga siguientes para determinar la presión efectiva P_e a utilizar en las fórmulas de diseño:

- caso de carga 1: Presión en el lado de los tubos P_t actuando sola ($P_s = 0$), sin dilatación térmica ($\gamma = 0$).
- caso de carga 2: Presión en el lado de la envolvente P_s actuando sola ($P_t = 0$), sin dilatación térmica ($\gamma = 0$).
- caso de carga 3: Actúan simultáneamente la presión P_t en el lado de los tubos P_s y la presión en el lado de la envolvente sin dilatación térmica ($\gamma = 0$).
- caso de carga 4: Dilatación térmica γ actuando sola ($P_t = 0$, $P_s = 0$).
- caso de carga 5: Presión en el lado de los tubos P_t actuando sola ($P_s = 0$), con dilatación térmica γ .
- caso de carga 6: Presión en el lado de la envolvente P_s actuando sola ($P_t = 0$), con dilatación térmica γ .
- caso de carga 7: Actúan simultáneamente la presión en el lado de los tubos P_t y la presión en el lado de la envolvente P_s con dilatación térmica γ .

Si no se pueden presentar los casos 1, 2, 5 y 6 en servicio, el diseño podrá basarse únicamente en los casos de carga 3, 4 y 7.

Para las condiciones de ensayo de presión, sólo se deben estudiar los casos de carga en los cuales $\gamma = 0$ (casos 1, 2 y 3).

Véase el anexo I para obtener más detalles sobre los casos de carga que se tienen que estudiar.

13.5.4.2 Condiciones de diseño

- a) El diseño se debe realizar en estado corroído, salvo para los tubos en los cuales se debe utilizar el diámetro y nominal exterior d_t y el espesor nominal e_t .
- b) Puesto que el procedimiento de cálculo es iterativo, se debe suponer un valor e para el espesor de la placa de tubos para calcular y comprobar que las tensiones máximas en la placa de tubos, la envolvente y el canal están dentro de las tensiones máximas admisibles. Son posibles dos casos:
 - Si la tensión calculada del componente está dentro de los límites admisibles, se pueden repetir los cálculos utilizando un espesor menor del componente hasta que la tensión calculada sea igual a la tensión admisible con objeto de obtener el espesor mínimo requerido.
 - Si la tensión calculada del componente supera la tensión admisible, se deben repetir los cálculos con un espesor mayor del componente (o modificando otros parámetros) hasta que la tensión calculada sea igual o menor que la tensión admisible.

Cuando las placas de tubos son integrales con la envolvente (configuraciones a, b, c), una solución alternativa consiste en aumentar el espesor de la envolvente adyacente a la placa de tubos, según se detalla en el apartado 13.5.9.

NOTA El diseñador debería tener en cuenta que cualquier aumento o disminución del espesor de un componente modificará las tensiones no sólo en este componente, sino también en otros.

- c) Debido a que cualquier incremento del espesor de la placa de tubos puede conducir a tensiones excesivas en los tubos, envolvente o canal, se debe realizar una comprobación final utilizando en las fórmulas los espesores de análisis de las placas de tubos, tubos, envolvente y canal.

13.5.4.3 Determinación de coeficientes intermedios

- a) Constantes elásticas efectivas de la placa de tubos. A partir del apartado 13.7 se calcula:

- El diámetro de la zona perforada de la placa de tubos, D_o
- La eficiencia de ligamento básica, μ
- La eficiencia de ligamento efectiva, μ^*
- El módulo de elasticidad efectivo, E^*
- La relación de Poisson, ν^*

Los valores de μ^* , E^* , ν^* se deben determinar para el espesor supuesto de la placa de tubos, e .

- b) Diámetro efectivo de la placa de tubos

- Para la configuración a:

$$D_e = \frac{D_s + D_c}{2} \quad (13.5.4-1)$$

- Para las configuraciones b y c:

$$D_e = \frac{D_s + G_c}{2} \quad (13.5.4-2)$$

- Para la configuración d:

$$D_e = \frac{G_s + G_c}{2} \quad (13.5.4-3)$$

- c) Longitud efectiva de los tubos:

$$L = L_t - 2 e \quad (13.5.4-4)$$

- d) Coeficientes de taladrado de la placa de tubos:

$$x_s = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t}{D_e} \right)^2 \quad (13.5.4-5)$$

$$x_t = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t - 2 e_t}{D_e} \right)^2 \quad (13.5.4-6)$$

e) Rigideces axiales:

$$K_t = \frac{\pi e_t \cdot (d_t - e_t) \cdot E_t}{L} \quad (13.5.4-7)$$

$$K_s = \frac{\pi e_s \cdot (D_s + e_s) \cdot E_s}{L} \quad (13.5.4-8)$$

$$K_{s,t} = \frac{K_s}{N_t K_t} \quad (13.5.4-9)$$

$$K_w = \frac{8 N_t \cdot K_t}{\pi D_e^2} \quad (13.5.4-10)$$

$$J = \frac{1}{1 + \frac{K_s}{K_J}} \quad (13.5.4-11)$$

f) Relación de rigidez de haz de tubos a placa de tubos:

$$X = \left(\frac{K_w}{D^*} \right)^{0,25} \cdot \frac{D_e}{2} \quad (13.5.4-12)$$

g) Rigideces a la flexión

– Para envolvente;

– configuraciones a, b, c:

$$k_s = \frac{2 E_s \cdot (e_s)^{2,5}}{\left[12 (1 - \nu_s^2) \right]^{0,75} \cdot (D_s + e_s)^{0,5}} \quad (13.5.4-13)$$

– configuración d:

$$k_s = 0 \quad (13.5.4-14)$$

– Para canal:

– configuración a:

$$k_c = \frac{2 E_c \cdot (e_c)^{2,5}}{\left[12 (1 - \nu_c^2) \right]^{0,75} \cdot (D_c + e_c)^{0,5}} \quad (13.5.4-15)$$

– configuraciones b, c, d:

$$k_c = 0 \quad (13.5.4-16)$$

h) Factor de empotramiento del borde de la placa de tubos debido a la envolvente y al canal:

$$Z = \frac{k_s + k_c}{(K_w)^{0,25} \cdot (D^*)^{0,75}} \quad (13.5.4-17)$$

NOTA para valores bajos de Z (próximos a cero) : la placa de tubos está esencialmente simplemente apoyada;
para altos valores de Z (superiores a 5) : la placa de tubos está esencialmente empotrada.

13.5.4.4 Presión efectiva P_e

La presión efectiva que tiene en cuenta las presiones P_t y P_s y la dilatación térmica viene dada por:

$$P_e = \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} \left[x_s + 2 v_t \cdot (1 - x_s) + \frac{2 v_s}{K_{s,t}} - \frac{1 - J}{2 J \cdot K_{s,t}} \cdot \frac{(D_J + 2 w_J)^2 - D_s^2}{D_s^2} \right] \cdot P_s$$

$$- \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} \left[x_t + 2 v_t \cdot (1 - x_t) + \frac{1}{J \cdot K_{s,t}} \right] \cdot P_t$$

$$+ \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} \left[\frac{K_w}{2} \right] \cdot \gamma \quad (13.5.4-18)$$

donde

$$\gamma = \left[\alpha_{t,m} \cdot (t_{t,m} - 20 \text{ °C}) - \alpha_{s,m} \cdot (t_{s,m} - 20 \text{ °C}) \right] \cdot L \quad (13.5.4-19)$$

13.5.5 Diseño de la placa de tubos

13.5.5.1 Tensión de flexión

a) La tensión de flexión radial máxima en la placa de tubos viene dada por:

$$\sigma = \left(\frac{1,5 F_m}{\mu^*} \right) \cdot \left(\frac{D_e}{e - h_g} \right)^2 \cdot P_e \quad (13.5.5-1)$$

$$F_m = \frac{1}{6 H} \quad (13.5.5-2)$$

NOTA La tensión de flexión mínima en la placa de tubos se obtiene cuando el valor de Z es cercano a 0,52. Este valor se puede conseguir modificando el espesor de la envolvente o del canal en la proximidad de la placa de tubos (véase 13.5.9).

b) La tensión calculada se debe comprobar comparándolo con la tensión admisible de la manera siguiente.

1) Cuando la placa de tubos se prolonga como una brida (configuración b):

- Para cada uno de los casos de carga considerados, la tensión en la placa de tubos σ debida a las presiones (P_t y P_s) actuando solas (es decir, calculado utilizando $\gamma=0$ en P_e) no debe exceder $1,5 f$:

$$|\sigma| \leq 1,5 f \quad (13.5.5-3)$$

- Para cada uno de los casos de carga de funcionamiento normal, la tensión en la placa de tubos σ debida a las presiones (P_t y P_s) y a la dilatación térmica (γ) actuando simultáneamente no debe exceder $2,25 f$:

$$|\sigma| \leq 2,25 f \quad (13.5.5-4)$$

El espesor de la prolongación de la brida se debe calcular de acuerdo con lo siguiente:

- el apartado 13.10 si la junta es estrecha;
- el apartado 13.11 si la junta es de cara completa.

2) Cuando la placa de tubos no se prolongue como una brida (configuraciones a, c y d):

- Para cada uno de los casos de carga considerados la tensión de la placa de tubos σ debida a las presiones (P_t y P_s) actuando solas (es decir, calculadas utilizando $\gamma=0$ en P_e) no debe exceder $2 f$:

$$|\sigma| \leq 2 f \quad (13.5.5-5)$$

- Para cada uno de los casos de carga de funcionamiento normal, la tensión en la placa de tubos σ debida a las presiones (P_t y P_s) y a la dilatación térmica (γ) actuando simultáneamente no debe exceder $3 f$:

$$|\sigma| \leq 3 f \quad (13.5.5-6)$$

c) Si no se cumplen las condiciones anteriores, se supone un valor mayor del espesor de la placa de tubos e y repetir los cálculos.

Si la placa de tubos es integral con la envolvente o el canal (configuraciones a, b, c) también es posible aumentar el espesor de estos dos componentes en la proximidad de la placa de tubos, según se ha explicado en la apartado 13.5.9, especialmente si el valor de Z es cercano a 0,5.

13.5.5.2 Tensión cortante

a) La tensión cortante máxima en la placa de tubos viene dada por:

$$\tau = \left(\frac{1}{4\mu} \right) \cdot \left(\frac{D_o}{e} \right) \cdot P_e \quad (13.5.5-7)$$

b) Para cada uno de los casos de carga considerados, la tensión cortante no debe exceder $0,8 f$:

$$|\tau| \leq 0,8 f \quad (13.5.5-8)$$

13.5.6 Diseño de los tubos

13.5.6.1 Tensión de membrana axial

a) La tensión axial máxima en los tubos viene dada por:

– Para la fila exterior de tubos:

$$\sigma_{t,o} = \frac{1}{x_t - x_s} \left[(P_s \cdot x_s - P_t \cdot x_t) - P_e \cdot F_q \right] \quad (13.5.6-1)$$

– Para la fila interior de tubos:

$$\sigma_{t,i} = \frac{1}{x_t - x_s} \left[(P_s \cdot x_s - P_t \cdot x_t) - P_e \cdot F_i \right] \quad (13.5.6-2)$$

b) Para cada uno de los casos de carga considerados, el valor absoluto de estas tensiones no debe exceder el valor máximo admisible de la tensión en la unión de tubo a placa de tubos $f_{t,j}$, dado en el apartado 13.8:

$$|\sigma_{t,o}| \leq f_{t,j} \quad (13.5.6-3)$$

$$|\sigma_{t,i}| \leq f_{t,j} \quad (13.5.6-4)$$

c) Para cada uno de los casos de carga para los cuales $\sigma_{t,o}$ o $\sigma_{t,i}$ sean negativos (tubos sometidos a compresión), el valor absoluto de estas tensiones no debe exceder el límite de la tensión de pandeo máxima admisible $f_{t,bk}$ de los tubos, dado en el apartado 13.9:

$$|\sigma_{t,o}| \leq f_{t,bk} \quad (13.5.6-5)$$

$$|\sigma_{t,i}| \leq f_{t,bk} \quad (13.5.6-6)$$

13.5.6.2 Tensión equivalente

a) La tensión máxima equivalente en los tubos viene dada por:

$$\sigma_{t,eq} = \max. \left[|\sigma_{t,i} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,i} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,r}| \right] \quad (13.5.6-7)$$

donde

$\sigma_{t,\theta}$ es la tensión circunferencial media en los tubos:

$$\sigma_{t,\theta} = \frac{P_t (d_t - 2e_t) - P_s \cdot d_t}{2 e_t} \quad (13.5.6-8)$$

$\sigma_{t,r}$ es la tensión circunferencial media en los tubos:

$$\sigma_{t,r} = \frac{P_t + P_s}{2} \quad (13.5.6-9)$$

- b) para cada uno de los casos de carga considerados, la tensión equivalente $\sigma_{t,eq}$ debida a las presiones P_t y P_s actuando solas (es decir, calculadas utilizando $\gamma=0$ en P_e) no debe exceder f_t :

$$\sigma_{t,eq} \leq f_t \quad (13.5.6-10)$$

- Para cada uno de los casos de carga en los cuales $\gamma \neq 0$, la tensión equivalente $\sigma_{t,eq}$ no debe exceder $1,5 f_t$:

$$\sigma_{t,eq} \leq 1,5 f_t \quad (13.5.6-11)$$

13.5.7 Diseño de la envolvente

13.5.7.1 Diseño de la envolvente lejos de las placas de tubos

13.5.7.1.1 Tensión de membrana axial

- a) La tensión de membrana axial en la envolvente viene dada por:

$$\sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4 e_s (D_s + e_s)} \cdot (P_t + P_e) \quad (13.5.7-1)$$

- b) Para cada uno de los casos de carga para los cuales $\sigma_{s,m}$ sea negativo (envolvente sometida a compresión), su valor absoluto no debe exceder la tensión de pandeo permitida de la envolvente $f_{s,bk}$:

$$|\sigma_{s,m}| \leq f_{s,bk} \quad (13.5.7-2)$$

donde

$$f_{s,bk} = K \cdot \frac{e_s \cdot E_s}{4 (D_s + e_s)} \quad (13.5.7-3)$$

donde

$K = 1,0$ para estados de funcionamiento normales.

$K = 1,35$ para estados de funcionamiento excepcionales y estados de ensayo de presión.

13.5.7.1.2 Tensión equivalente

- a) La tensión máxima equivalente viene dada por:

$$\sigma_{s,eq} = \text{máx.} \left(|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,\theta}|; |\sigma_{s,m} - \sigma_{s,r}|; |\sigma_{s,\theta} - \sigma_{s,r}| \right) \quad (13.5.7-4)$$

donde

$\sigma_{s,\theta}$ es la tensión circunferencial media en la envolvente

$$\sigma_{s,\theta} = \frac{P_s \cdot D_s}{2 e_s} \quad (13.5.7-5)$$

$\sigma_{s,r}$ es la tensión radial media en la envolvente:

$$\sigma_{s,r} = -\frac{P_s}{2} \quad (13.5.7-6)$$

b) Para cada uno de los casos de carga considerados, la tensión equivalente $\sigma_{s,eq}$ debida a la presión P_t y P_s actuando sola (es decir calculada utilizando $\gamma=0$ en P_e) no debe exceder f_s :

$$\sigma_{s,eq} \leq f_s \quad (13.5.7-7)$$

c) Para cada uno de los casos de carga en los cuales $\gamma \neq 0$, $\sigma_{s,eq}$ no debe exceder a $1,5 f_s$:

$$\sigma_{s,eq} \leq 1,5 f_s \quad (13.5.7-8)$$

13.5.7.2 Diseño de la envolvente en su unión con las placas de tubos

Este apartado sólo se aplica cuando la envolvente sea integral con las placas de tubos (configuraciones a, b, c).

13.5.7.2.1 Tensión de flexión axial

La tensión de flexión axial máxima en la envolvente, en su unión con la placa de tubos, viene dada por:

$$\sigma_{s,b} = \frac{k_s}{k_s + k_c} \cdot \frac{1}{l_1} \cdot \left(\frac{D_e}{2 e_s} \right)^2 \cdot P_e \quad (13.5.7-9)$$

donde

$$l_1 = H_\infty \left[\left(\frac{2}{X \cdot Z} \cdot F_{q,\infty} \right) + \left(1 - \frac{1 - \nu^*}{X \cdot Z} \right) \right] \quad (13.5.7-10)$$

donde

H_∞ y $F_{q,\infty}$ son los valores de los coeficientes H y F_q para $Z = \infty$ (véanse las figuras 13.5.5-1 y 13.5.4-1).

13.5.7.2.2 Tensión equivalente

a) La tensión máxima equivalente en la envolvente, en su unión con la placa de tubos, viene dada por:

$$\sigma_{s,eq,1} = \max. \left(\left| \sigma_{s,m} - \sigma_{s,b} + P_s \right|; \left| \sigma_{s,m} + \sigma_{s,b} \right| \right) \quad (13.5.7-11)$$

donde

$\sigma_{s,m}$ es dado por la ecuación (13.5.7-1);

b) Para cada uno de los casos de carga de funcionamiento normal considerados, $\sigma_{s,eq,1}$ no debe exceder $3 f_s$:

$$\sigma_{s,eq,1} \leq 3 f_s \quad (13.5.7-12)$$

NOTA Si no se cumple esta condición, una posibilidad es aumentar el espesor de la envolvente adyacente a las placas de tubos, según lo explicado en el apartado 13.5.9.

13.5.8 Diseño del canal en su unión con la placa de tubos

Este apartado sólo se aplica cuando el canal sea integral con la placa de tubos (configuración a).

13.5.8.1 Tensión de membrana axial

La tensión de membrana axial en el canal viene dada por:

$$\sigma_{c,m} = \frac{D_c^2}{4 e_c (D_c + e_c)} \cdot P_t \quad (13.5.8-1)$$

13.5.8.2 Tensión de flexión axial

La tensión de flexión axial máxima en el canal, en su unión con la placa de tubos, viene dada por:

$$\sigma_{c,b} = \frac{k_c}{k_s + k_c} \cdot \frac{1}{l_1} \cdot \left(\frac{D_e}{2 e_c} \right)^2 P_e \quad (13.5.8-2)$$

donde

l_1 viene dado por la ecuación (13.5.7-10);

13.5.8.3 Tensión equivalente

a) La tensión máxima equivalente en el canal, en su unión con la placa de tubos, viene dada por:

$$\sigma_{c,eq,1} = \text{máx.} \left(\left| \sigma_{c,m} + \sigma_{c,b} + P_t \right|; \left| \sigma_{c,m} - \sigma_{c,b} \right| \right) \quad (13.5.8-3)$$

b) Para cada uno de los casos de carga de funcionamiento normal considerados, $\sigma_{c,eq,1}$ debe exceder $3 f_c$:

$$\sigma_{c,eq,1} \leq 3 f_c \quad (13.5.8-4)$$

13.5.9 Envoltente con un espesor distinto o con un material distinto junto a la placa de tubos

13.5.9.1 Objeto

Este apartado describe la manera de utilizar las reglas del apartado 13.5 cuando la envoltente tiene un espesor distinto y/o un material distinto junto a las placas de tubos (véase la figura 13.5.9-1) con objeto de:

- cumplir las condiciones de tensión relativas a la placa de tubos, envoltente o canal cuando estos componentes están sobrecargados;
- disminuir el espesor de la placa de tubos;
- modificar el factor de empotramiento del borde Z , con objeto de obtener un valor próximo a 0,52 que minimizará la tensión de flexión σ en la placa de tubos. Esto conduce a un diseño óptimo del espesor de la placa de tubos si se realizan cálculos iterativos utilizando las fórmulas del apartado 13.5.5.1;
- solucionar el problema de materiales incompatibles de la envoltente y de la placa de tubos.

13.5.9.2 Condiciones de aplicabilidad

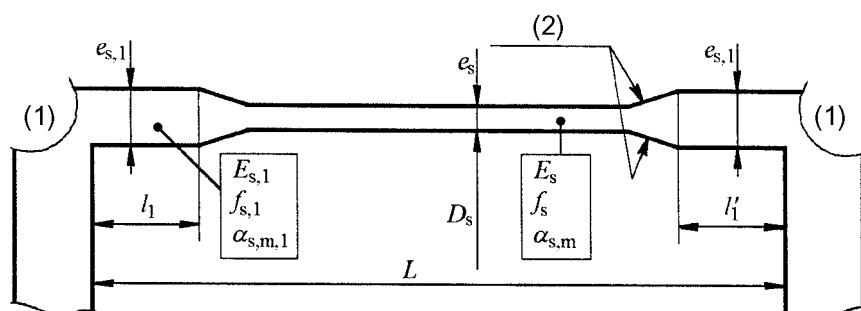
Este apartado sólo se aplica cuando la envoltente sea integral con la placa de tubos (configuraciones a, b, c).

Este capítulo se debe aplicar además de los apartados 13.5.1 a 13.5.8.

Las partes de la envolvente adyacentes a las placas de tubos deben tener el mismo diámetro, el mismo espesor uniforme y el mismo material.

Sus longitudes l_1 y l'_1 , que pueden ser distintas, deben ser como mínimo iguales a:

$$l_{s,1} = 1,4 \sqrt{(D_s + e_{s,1}) \cdot e_{s,1}} \quad (13.5.9-1)$$



Leyenda

- (1) Configuración a, b o c
 (2) Pendiente $\leq 1/3$

Figura 13.5.9-1 – Envoltura con espesor aumentado junto a las placas de tubos

13.5.9.3 Símbolos adicionales

Los símbolos siguientes son adicionales a los incluidos en el capítulo 13.5.3.

- $E_{s,1}$ es el módulo de elasticidad del material de la envolvente junto a las placas de tubos a la temperatura de diseño;
- $e_{s,1}$ es el espesor de la envolvente junto a las placas de tubos;
- $f_{s,1}$ es la tensión nominal de diseño del material de la envolvente junto a las placas de tubos;
- l_1, l'_1 son las longitudes de envolvente de espesor adyacentes a las placas de tubos (véase la figura 13.5.9-1);
- K'_s es la rigidez axial equivalente de la envolvente, dada por la ecuación (13.5.9-2);
- $\alpha_{s,m,1}$ es el coeficiente medio de dilatación térmica del material de la envolvente adyacente a las placas de tubos a la temperatura;
- γ^* es la dilatación térmica diferencial axial entre los tubos y la envolvente, dada por la ecuación (13.5.9-3).

13.5.9.4 Cálculos de diseño

Los cálculos se deben realizar de acuerdo con apartados 13.5.4 a 13.5.8, teniendo en cuenta las modificaciones siguientes:

a) En la ecuación (13.5.4-11) que da J y (13.5.4-9) que da $K_{s,t}$, se sustituye K_s por K_s^* , donde:

$$K_s^* = \frac{\pi (D_s + e_s)}{\frac{L - l_1 - l_1'}{e_s \cdot E_s} + \frac{l_1 + l_1'}{e_{s,1} \cdot E_{s,1}}} \quad (13.5.9-2)$$

b) En la ecuación (13.5.4-13) que da k_s , se sustituye:

- e_s por $e_{s,1}$,
- E_s por $E_{s,1}$.

c) En la ecuación (13.5.4-8) que da P_e , se sustituye γ por γ^* , donde:

$$\gamma^* = (t_{t,m} - 20^\circ\text{C}) \alpha_{t,m} \cdot L - (t_{s,m} - 20^\circ\text{C}) \left[\alpha_{s,m} (L - l_1 - l_1') + \alpha_{s,m,1} (l_1 + l_1') \right] \quad (13.5.9-3)$$

d) En el apartado 13.5.7.2 se sustituye e_s por $e_{s,1}$ y f_s por $f_{s,1}$.

13.5.10 Tratamiento de configuraciones con una junta de cara completa

13.5.10.1 Alcance

Este apartado se aplica a las configuraciones siguientes en las cuales la placa de tubos hace contacto a través de una junta con la envolvente y/o el canal con una junta de cara completa (véase la figura 13.5.10-1):

- Configuración b': placa de tubos integral con la envolvente y en contacto a través de junta con el canal.
- Configuración d': placa de tubos en contacto a través de junta con la envolvente y con el canal, no prolongada como una brida.



Configuración b':

Configuración d':

Figura 13.5.10-1 – Placa de tubos con una junta de cara completa (configuraciones b', d')

13.5.10.2 Condiciones de aplicabilidad

Se aplican las condiciones de aplicabilidad del apartado 13.5.2, considerando la envolvente y/o canal con junta integrales con la placa de tubos.

13.5.10.3 Regla de diseño

El diseño se debe realizar de acuerdo con los apartados 13.5.4 a 13.5.8, con las modificaciones indicadas en el apartado 13.5.4.3 g):

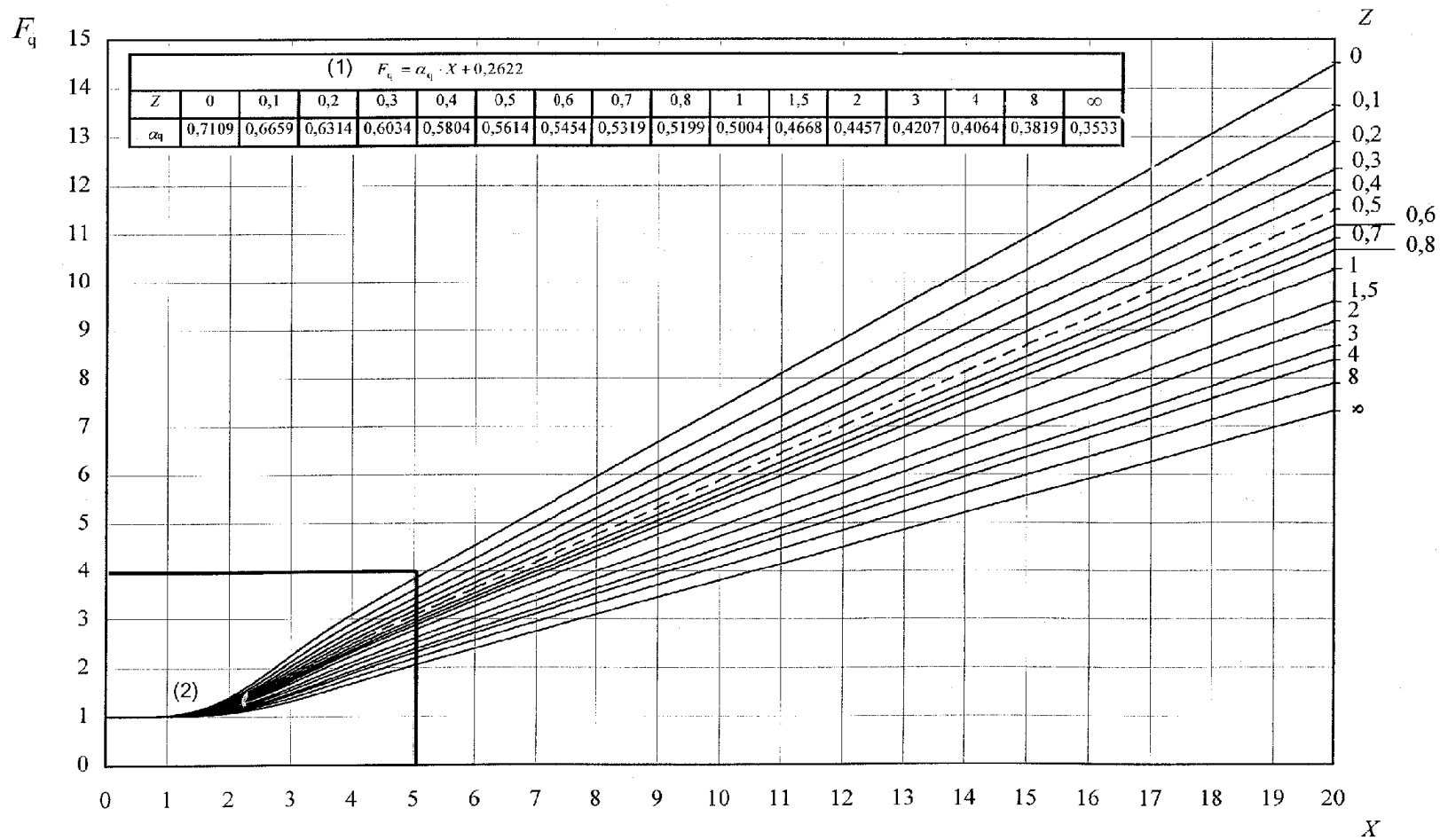
- a) La envolvente, cuando esté en contacto con la placa de tubos a través de una junta (configuración d'), se debe considerar integral con la placa de tubos utilizando para k_s :

$$k_s = \frac{1}{2} \frac{2 E_s \cdot e_s^{2,5}}{\left[12(1-\nu_s^2)\right]^{0,75} (D_s + e_s)^{0,5}} \quad (13.5.10-1)$$

- b) El canal, cuando esté en contacto con la placa de tubos a través de una junta (configuraciones b', d'), se debe considerar integral con la placa de tubos utilizando para k_c :

$$k_c = \frac{1}{2} \frac{2 E_c \cdot e_c^{2,5}}{\left[12(1-\nu_c^2)\right]^{0,75} (D_c + e_c)^{0,5}} \quad (13.5.10-2)$$

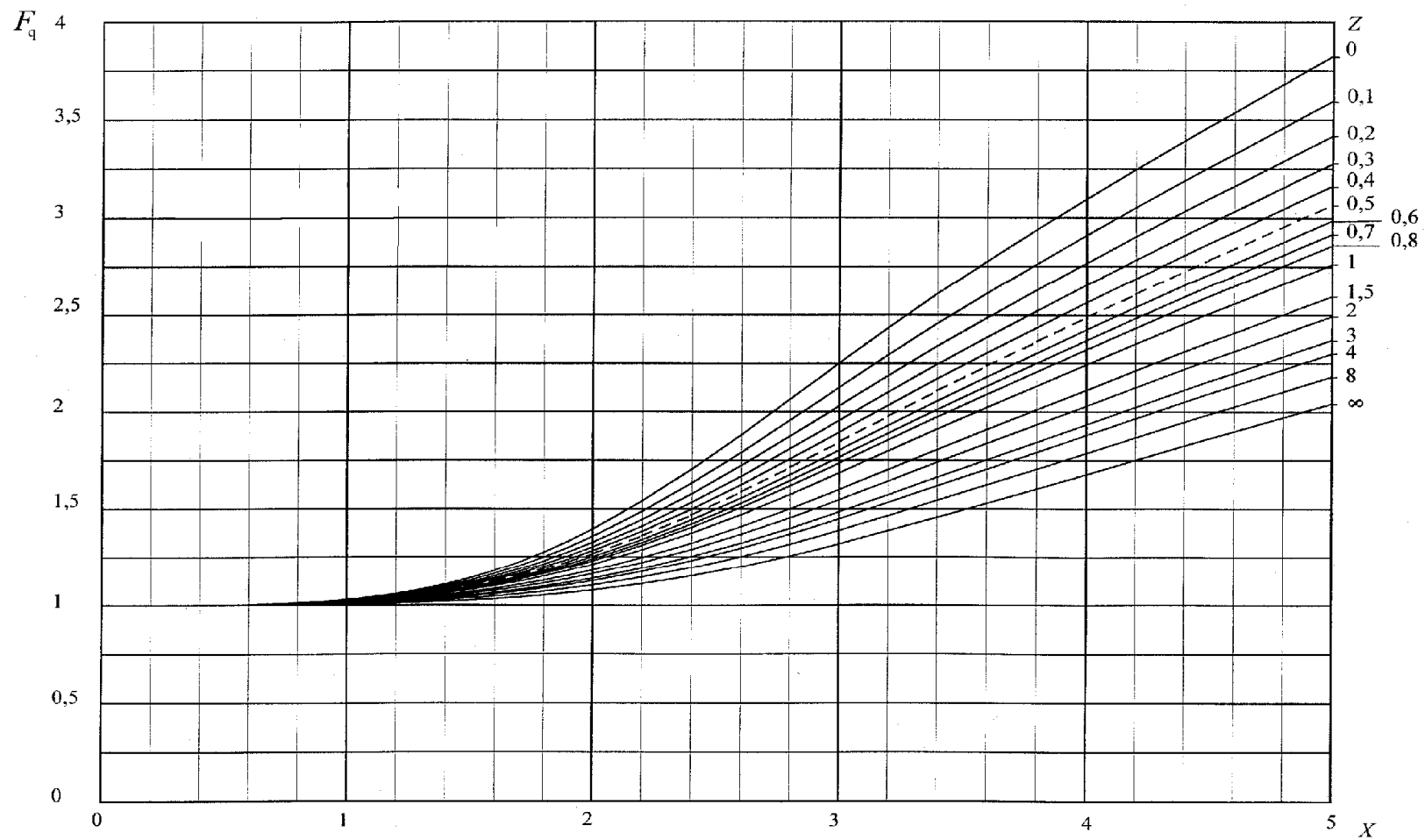
No es aplicable el contenido del apartado 13.5.9.



Leyenda

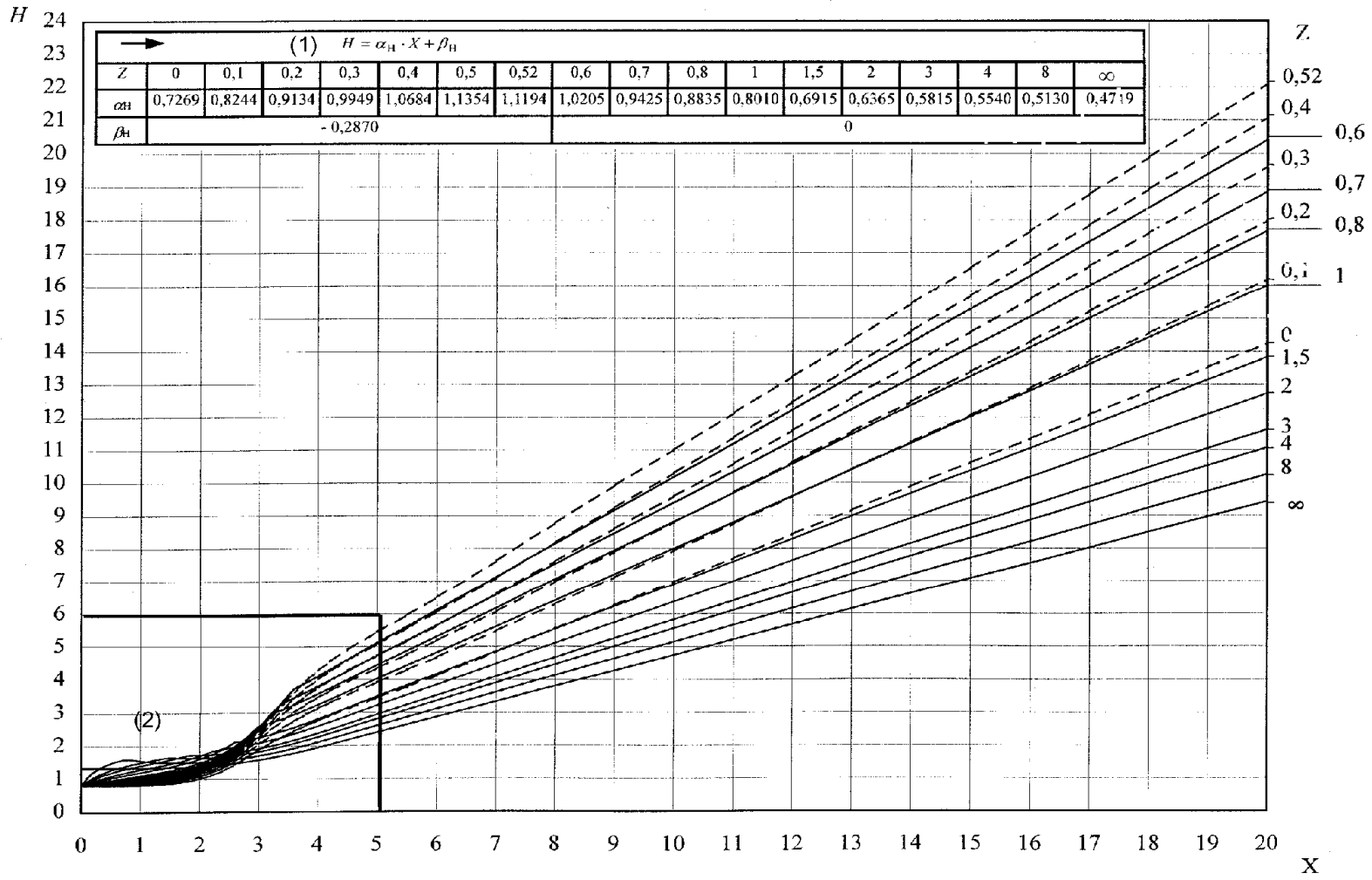
- (1) Para $X \geq 5$:
- (2) Para $X \leq 5$: véase la figura 13.5.4-2.

Figura 13.5.4-1 – Curvas para la determinación del coeficiente F_q para $0 \leq X \leq 20$



Los valores de los coeficientes F_q para $X \leq 5$ se dan en la tabla 13.5.4-1.

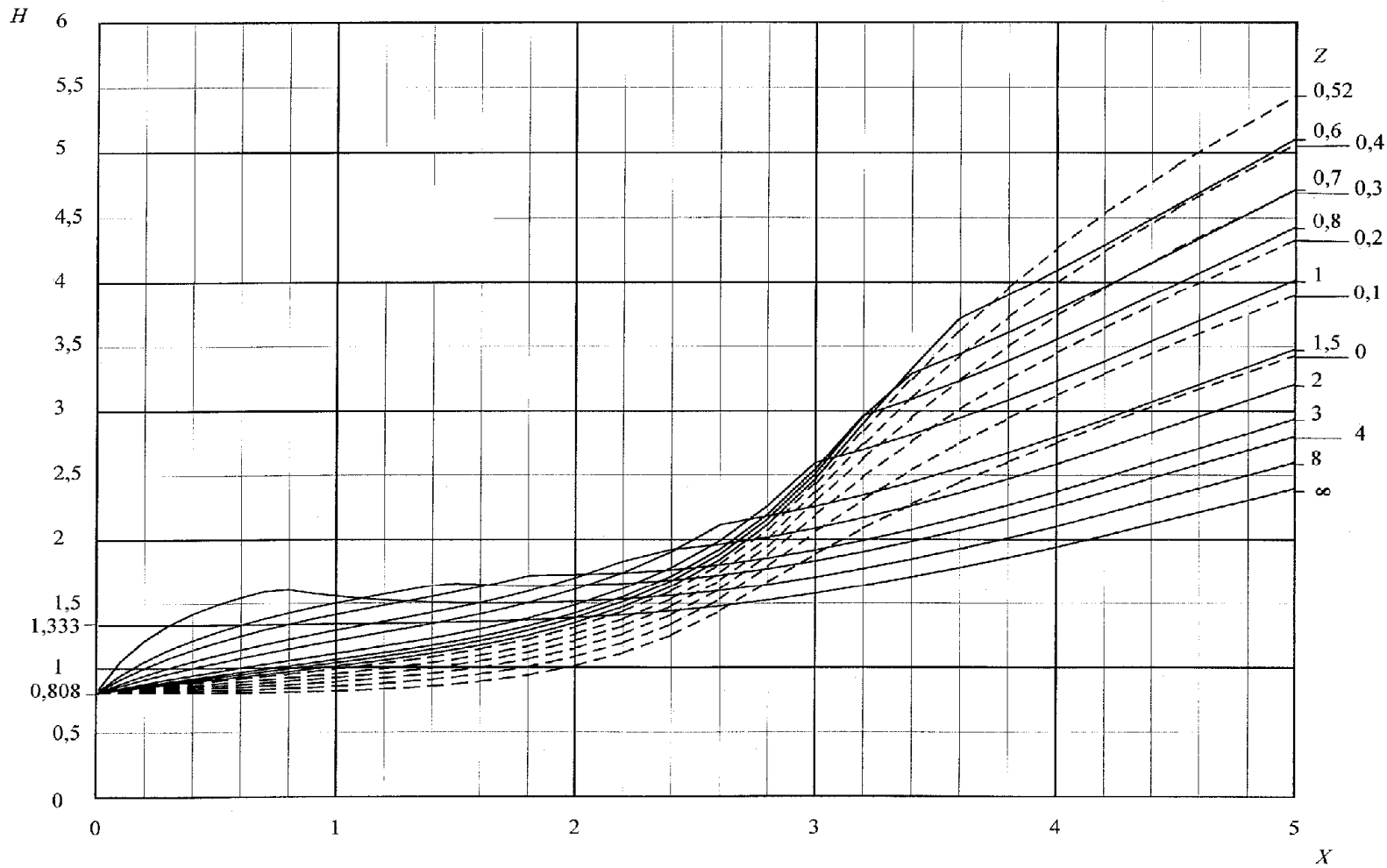
Figura 13.5.4-2 – Curvas para la determinación del coeficiente F_q para $0 \leq X \leq 5$



Leyenda

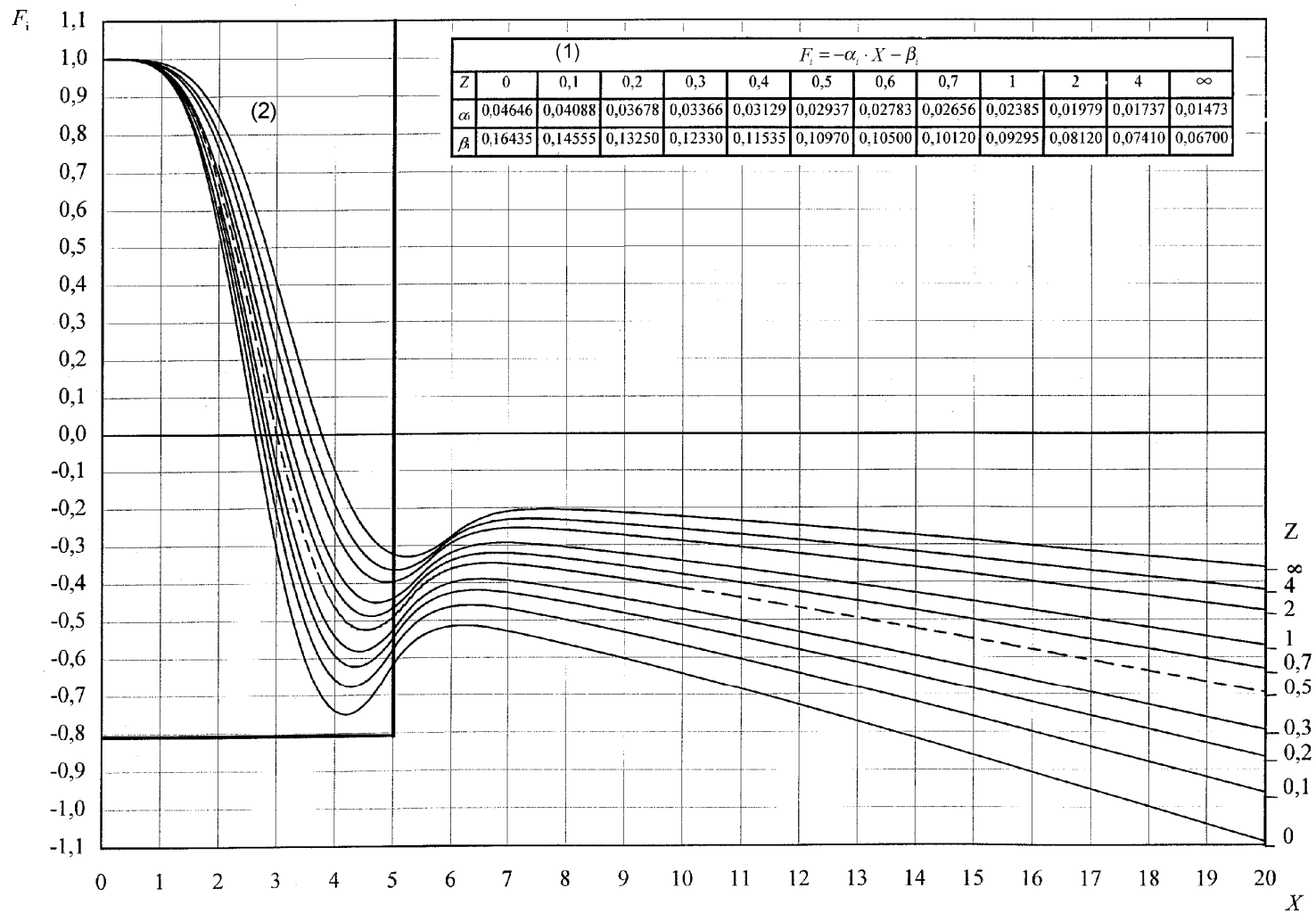
- (1) Para $X \geq 5$:
- (2) Para $X \leq 5$: véase la figura 13.5.5-2

Figura 13.5.5-1 – Curvas para la determinación del coeficiente H para $0 \leq X \leq 20$



Los valores del coeficiente H para $X \leq 5$ se dan en la tabla 13.5.5-1.

Figura 13.5.5-2 – Curvas para la determinación del coeficiente H para $0 \leq X \leq 5$



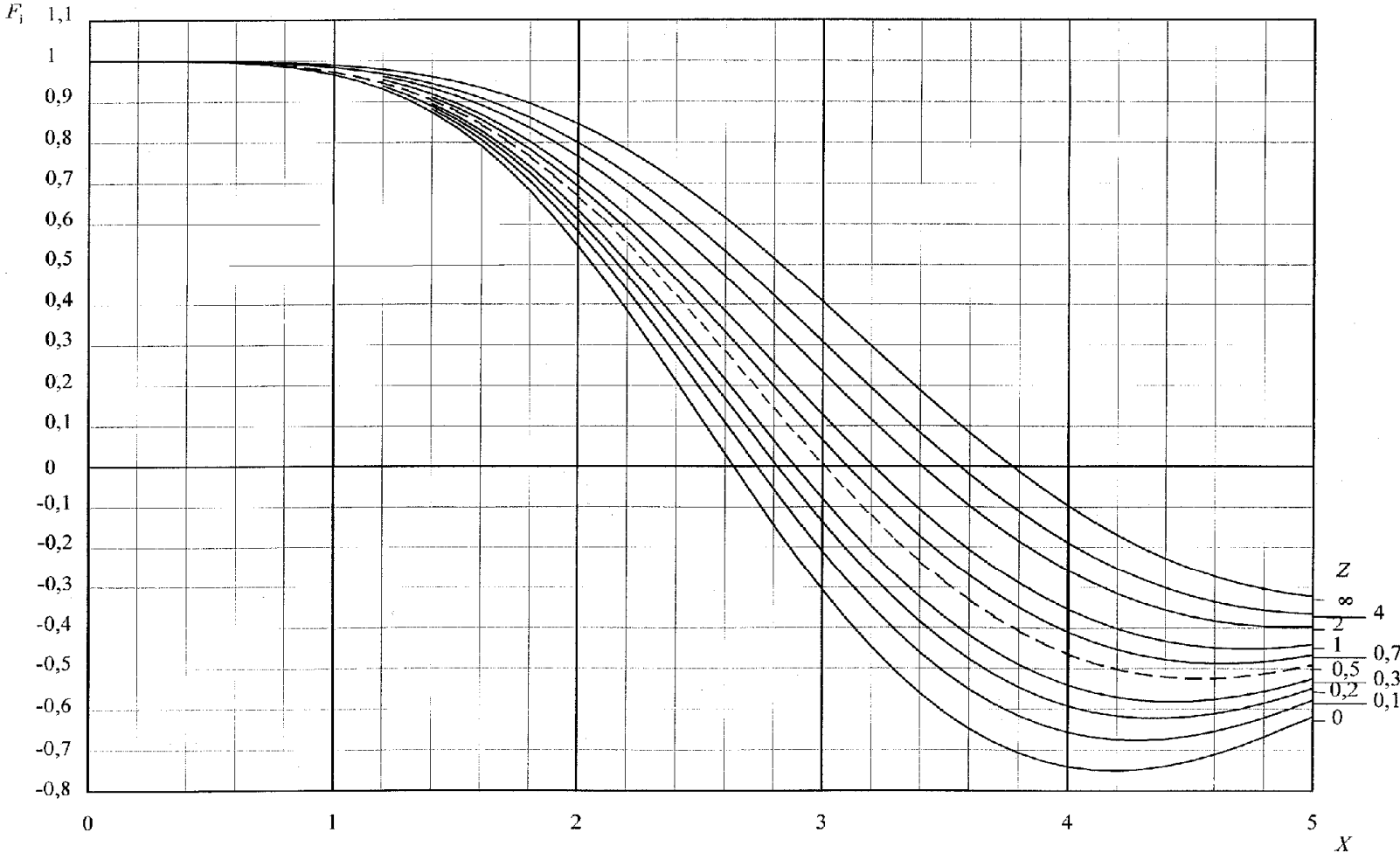
Leyenda

(1) Para $X \geq 13$:

(2) Para $X \leq 5$: véase la figura 13.5.6-2

Los valores del coeficiente F_i para $X \leq 13$ se dan en la tabla 13.5.6-1

Figura 13.5.6-1 – Curvas para la determinación del coeficiente F_i para $0 \leq X \leq 20$



Los valores del coeficiente F_i para $X \leq 5$ se dan en la tabla 13.5.6-1.

Figura 13.5.6-2 – Curvas por la determinación del coeficiente F_i para $0 \leq X \leq 20$

Tabla 13.5.4-1 – Valores del coeficiente F_q para $X \leq 5$

$X \backslash Z$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,5	2	3	4	8	∞
0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,4	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,001	1,000	1,001	1,001	1,001
0,6	1,004	1,004	1,004	1,003	1,003	1,003	1,003	1,003	1,003	1,003	1,003	1,003	1,002	1,002	1,002	1,001
0,8	1,012	1,011	1,011	1,011	1,010	1,010	1,009	1,009	1,009	1,008	1,007	1,007	1,005	1,005	1,004	1,002
1	1,029	1,027	1,026	1,024	1,023	1,022	1,022	1,021	1,020	1,018	1,016	1,015	1,012	1,011	1,008	1,005
1,2	1,059	1,055	1,052	1,049	1,047	1,044	1,042	1,041	1,040	1,036	1,031	1,028	1,024	1,021	1,016	1,010
1,4	1,108	1,099	1,092	1,087	1,081	1,077	1,073	1,071	1,067	1,063	1,054	1,048	1,041	1,037	1,029	1,019
1,6	1,178	1,163	1,151	1,140	1,132	1,124	1,118	1,113	1,108	1,100	1,086	1,077	1,065	1,059	1,047	1,033
1,8	1,274	1,249	1,228	1,212	1,199	1,188	1,178	1,169	1,162	1,150	1,128	1,114	1,099	1,089	1,072	1,053
2	1,396	1,358	1,326	1,303	1,283	1,267	1,252	1,240	1,229	1,212	1,182	1,163	1,140	1,127	1,104	1,079
2,2	1,541	1,487	1,445	1,411	1,384	1,360	1,341	1,325	1,311	1,287	1,247	1,221	1,192	1,175	1,145	1,111
2,4	1,704	1,633	1,577	1,533	1,498	1,468	1,443	1,422	1,404	1,374	1,322	1,290	1,253	1,231	1,195	1,152
2,6	1,882	1,791	1,723	1,668	1,624	1,587	1,556	1,530	1,508	1,471	1,408	1,369	1,322	1,297	1,253	1,201
2,8	2,067	1,958	1,875	1,810	1,758	1,713	1,676	1,646	1,619	1,574	1,501	1,454	1,400	1,369	1,317	1,256
3	2,251	2,126	2,031	1,955	1,895	1,844	1,802	1,766	1,735	1,684	1,599	1,546	1,484	1,448	1,388	1,317
3,2	2,433	2,294	2,186	2,102	2,034	1,977	1,929	1,888	1,854	1,797	1,701	1,641	1,571	1,531	1,463	1,385
3,4	2,610	2,456	2,339	2,245	2,171	2,108	2,056	2,012	1,973	1,910	1,805	1,739	1,662	1,617	1,543	1,455
3,6	2,778	2,613	2,486	2,386	2,305	2,237	2,181	2,133	2,091	2,023	1,909	1,837	1,753	1,704	1,623	1,529
3,8	2,941	2,765	2,630	2,522	2,436	2,364	2,304	2,252	2,208	2,135	2,012	1,935	1,844	1,793	1,705	1,603
4	3,096	2,911	2,768	2,655	2,564	2,488	2,424	2,369	2,322	2,244	2,113	2,031	1,935	1,880	1,787	1,678
4,5	3,467	3,260	3,099	2,973	2,870	2,784	2,711	2,650	2,597	2,508	2,360	2,266	2,157	2,094	1,987	1,862
5	3,826	3,596	3,419	3,278	3,164	3,069	2,987	2,919	2,859	2,762	2,597	2,494	2,372	2,301	2,182	2,043

Tabla 13.5.5-1 – Valores del coeficiente H para $X \leq 5$

$X \backslash Z$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,52	0,6	0,7	0,8	1	1,5	2	3	4	8	∞
0	0,808	0,809	0,809	0,809	0,810	0,810	0,810	0,811	0,811	0,812	0,814	0,816	0,819	0,823	0,838	1,334
0,2	0,808	0,816	0,823	0,830	0,838	0,846	0,852	0,859	0,866	0,879	0,912	0,943	0,999	1,051	1,214	1,333
0,4	0,808	0,823	0,838	0,852	0,866	0,882	0,893	0,906	0,918	0,943	1,000	1,051	1,140	1,214	1,420	1,333
0,6	0,810	0,832	0,853	0,874	0,894	0,917	0,932	0,950	0,968	1,001	1,076	1,141	1,248	1,333	1,546	1,334
0,8	0,813	0,843	0,871	0,897	0,923	0,952	0,971	0,994	1,015	1,056	1,145	1,219	1,337	1,425	1,607	1,335
1	0,820	0,857	0,892	0,924	0,955	0,990	1,012	1,038	1,063	1,110	1,209	1,290	1,413	1,502	1,556	1,337
1,2	0,834	0,877	0,918	0,956	0,992	1,032	1,057	1,086	1,114	1,166	1,273	1,358	1,483	1,571	1,525	1,341
1,4	0,856	0,906	0,953	0,997	1,037	1,081	1,109	1,141	1,172	1,227	1,340	1,428	1,553	1,639	1,508	1,347
1,6	0,890	0,948	1,000	1,049	1,093	1,142	1,172	1,207	1,239	1,298	1,416	1,504	1,629	1,645	1,501	1,356
1,8	0,940	1,005	1,064	1,117	1,165	1,217	1,249	1,287	1,321	1,382	1,503	1,593	1,715	1,636	1,503	1,369
2	1,012	1,084	1,149	1,206	1,258	1,314	1,348	1,387	1,423	1,486	1,609	1,698	1,724	1,640	1,514	1,387
2,2	1,113	1,192	1,262	1,324	1,379	1,438	1,474	1,514	1,551	1,616	1,741	1,829	1,737	1,655	1,533	1,411
2,4	1,252	1,338	1,413	1,479	1,537	1,599	1,635	1,677	1,715	1,781	1,905	1,924	1,763	1,683	1,562	1,442
2,6	1,441	1,534	1,613	1,683	1,743	1,807	1,844	1,887	1,925	1,991	2,114	1,963	1,802	1,721	1,600	1,479
2,8	1,668	1,791	1,880	1,951	2,013	2,078	2,116	2,158	2,196	2,262	2,183	2,018	1,854	1,771	1,648	1,525
3	1,885	2,057	2,189	2,290	2,366	2,433	2,470	2,511	2,548	2,596	2,256	2,087	1,917	1,832	1,705	1,578
3,2	2,087	2,307	2,486	2,629	2,742	2,847	2,903	2,959	2,963	2,698	2,344	2,168	1,991	1,903	1,771	1,638
3,4	2,273	2,539	2,762	2,948	3,100	3,248	3,329	3,290	3,092	2,815	2,445	2,260	2,075	1,983	1,844	1,706
3,6	2,445	2,751	3,015	3,240	3,431	3,621	3,722	3,444	3,236	2,945	2,556	2,362	2,168	2,071	1,925	1,779
3,8	2,604	2,944	3,243	3,504	3,729	3,959	3,902	3,610	3,391	3,085	2,676	2,472	2,268	2,165	2,012	1,859
4	2,754	3,122	3,451	3,742	3,997	4,262	4,092	3,785	3,555	3,233	2,803	2,588	2,373	2,265	2,104	1,943
4,5	3,101	3,525	3,911	4,258	4,568	4,898	4,593	4,246	3,986	3,622	3,137	2,894	2,651	2,530	2,348	2,166
5	3,434	3,904	4,332	4,719	5,069	5,442	5,105	4,718	4,428	4,022	3,481	3,210	2,939	2,804	2,601	2,398

Tabla 13.5.6-1 – Valores del coeficiente F_i para $X \leq 13$

$Z \backslash X$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	1,0	2,0	4,0	∞
0,0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,5	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,999	0,999	0,999
0,8	0,986	0,987	0,987	0,988	0,988	0,989	0,990	0,991	0,993	0,996
1,0	0,966	0,968	0,969	0,970	0,973	0,974	0,976	0,980	0,984	0,990
1,3	0,905	0,911	0,916	0,920	0,927	0,932	0,938	0,949	0,957	0,971
1,5	0,837	0,848	0,857	0,865	0,877	0,886	0,896	0,914	0,928	0,949
1,8	0,683	0,707	0,726	0,742	0,766	0,784	0,803	0,836	0,861	0,896
2,0	0,546	0,582	0,610	0,633	0,668	0,693	0,719	0,766	0,800	0,846
2,3	0,300	0,357	0,401	0,436	0,489	0,526	0,565	0,632	0,681	0,745
3,0	-0,306	-0,210	-0,137	-0,080	0,005	0,065	0,128	0,234	0,309	0,408
3,3	-0,507	-0,407	-0,331	-0,270	-0,181	-0,118	-0,053	0,059	0,138	0,242
3,5	-0,608	-0,510	-0,434	-0,374	-0,286	-0,224	-0,159	-0,048	0,031	0,135
3,8	-0,708	-0,616	-0,546	-0,491	-0,408	-0,350	-0,289	-0,185	-0,111	-0,013
4,0	-0,741	-0,657	-0,592	-0,541	-0,465	-0,411	-0,354	-0,258	-0,189	-0,098
4,2	-0,751	-0,675	-0,617	-0,571	-0,502	-0,454	-0,403	-0,315	-0,253	-0,170
4,3	-0,748	-0,677	-0,622	-0,579	-0,514	-0,468	-0,420	-0,338	-0,279	-0,201
4,4	-0,740	-0,674	-0,623	-0,582	-0,522	-0,479	-0,434	-0,357	-0,302	-0,228
4,5	-0,728	-0,666	-0,619	-0,581	-0,525	-0,485	-0,443	-0,372	-0,321	-0,252
4,6	-0,711	-0,655	-0,611	-0,576	-0,525	-0,488	-0,449	-0,383	-0,336	-0,273
4,8	-0,669	-0,622	-0,585	-0,557	-0,514	-0,483	-0,451	-0,396	-0,357	-0,304
5,0	-0,618	-0,577	-0,548	-0,525	-0,491	-0,466	-0,441	-0,397	-0,365	-0,323
5,3	-0,564	-0,520	-0,489	-0,467	-0,440	-0,424	-0,407	-0,378	-0,357	-0,330
5,5	-0,541	-0,494	-0,462	-0,438	-0,408	-0,390	-0,376	-0,356	-0,342	-0,323
5,8	-0,521	-0,471	-0,436	-0,410	-0,376	-0,355	-0,337	-0,315	-0,307	-0,299
6,0	-0,515	-0,463	-0,426	-0,399	-0,363	-0,340	-0,320	-0,293	-0,282	-0,276
6,3	-0,514	-0,459	-0,420	-0,391	-0,352	-0,327	-0,304	-0,272	-0,256	-0,244
6,5	-0,516	-0,460	-0,420	-0,390	-0,348	-0,322	-0,298	-0,263	-0,245	-0,230
7,0	-0,529	-0,469	-0,426	-0,394	-0,350	-0,321	-0,294	-0,254	-0,232	-0,210
8,0	-0,564	-0,499	-0,452	-0,417	-0,368	-0,336	-0,306	-0,260	-0,234	-0,205
10,0	-0,642	-0,567	-0,512	-0,471	-0,414	-0,377	-0,342	-0,289	-0,257	-0,224
13,0	-0,771	-0,680	-0,613	-0,563	-0,494	-0,449	-0,405	-0,341	-0,302	-0,261

13.6 Intercambiadores de calor de placas de tubos flotantes

13.6.1 Alcance

a) Este capítulo proporciona reglas para el diseño de intercambiadores de calor de las placas de tubos flotantes que tienen 2 placas de tubos conectadas por un haz de tubos rectos, como se muestra en la figura 13.6.1-1:

- una placa de tubos estacionaria fijada a la envolvente y al canal;
- una placa de tubos flotante.

Se consideran tres tipos de intercambiadores de calor (véase la figura 13.6.1-1):

- cabezal flotante sumergido;
- cabezal flotante sellado exteriormente;
- cabezal flotante sellado interiormente.

Los tipos flotantes sumergidos y sellados exteriormente se tratan en los apartados 13.6.1b a 13.6.9. El tipo sellado interiormente se trata en el apartado 13.6.10.

b) La placa de tubos estacionaria puede tener una de las seis configuraciones que se muestran en la figura 13.6.1-2:

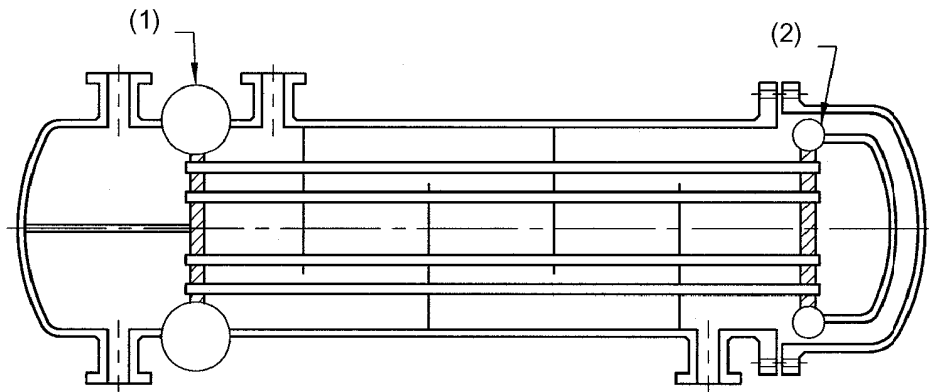
- configuración a: placa de tubos integral con la envolvente y el canal;
- configuración b: placa de tubos integral con la envolvente y con una junta respecto al canal, prolongada como una brida;
- configuración c: placa de tubos integral con la envolvente y con una junta respecto al canal, no prolongada como una brida;
- configuración d: placa de tubos en contacto a través de junta con la envolvente y con el canal, no prolongada como una brida;
- configuración e: placa de tubos con junta respecto a la envolvente e integral con el canal, prolongada como una brida;
- configuración f: placa de tubos con junta respecto a la envolvente e integral con el canal, no prolongada como una brida.

La placa de tubos flotante estacionaria puede tener una de las tres configuraciones que se muestran en la figura 13.6.1-3:

- configuración A: placa de tubos integral;
- configuración B: placa de tubos con junta, prolongada como una brida;
- configuración C: placa de tubos con junta, no prolongada como una brida.

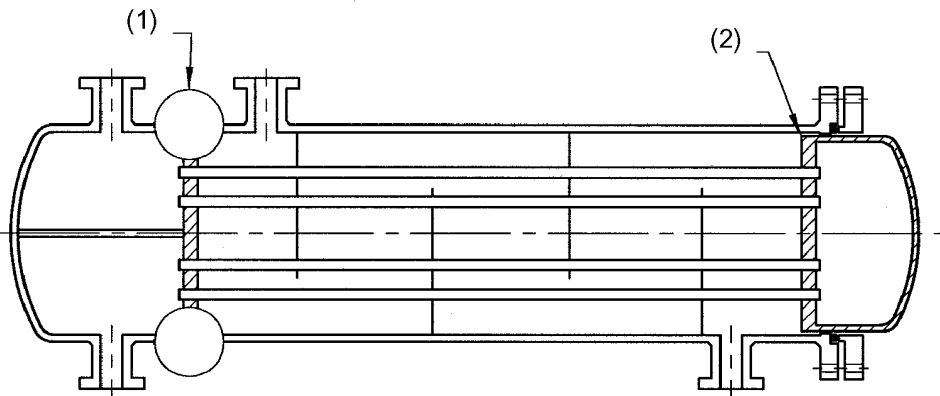
c) Los apartados 13.6.2 a 13.6.8 se aplican a la configuración a (en la cual la placa de tubos estacionaria es integral) y a las configuraciones b, c, d, e y f, en las cuales la placa de tubos con junta tiene una junta estrecha.

El apartado 13.6.9 resume la manera de utilizar estas reglas para las configuraciones b', d', e' en las cuales la placa de tubos con junta tiene una junta de cara completa.



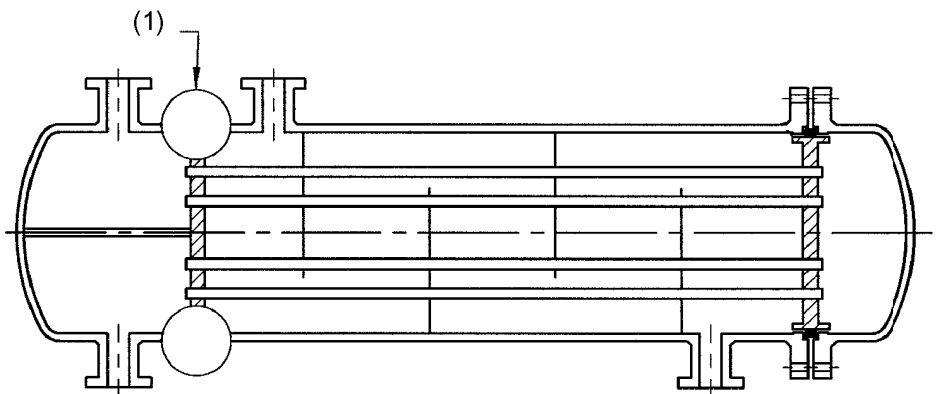
1) Placa de tubos estacionaria, configuración a, b, c, d, e o f (2) Configuración de placa de tubos flotante A, B, o C

a) Intercambiador de calor de placa de tubos flotante con un cabezal flotante sumergido



(1) Placa de tubos estacionaria, configuración a, b, c, d, e o f (2) Configuración de placa de tubos flotante C

b) Intercambiador de calor de placa de tubos flotante con un cabezal flotante externo



(1) Placa de tubos estacionaria, configuración a, b, c, d, e o f

c) Intercambiador de calor de placa de tubos flotante con un cabezal flotante interno

Figura 13.6.1-1 – Intercambiador de calor típico de placas de tubos flotantes

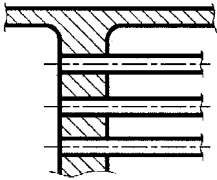
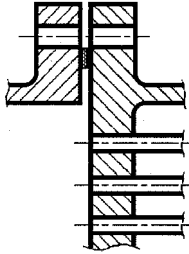
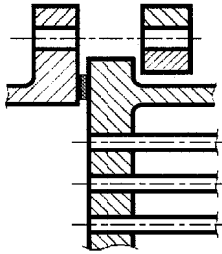
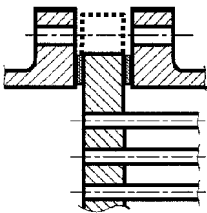
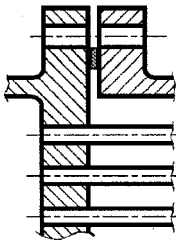
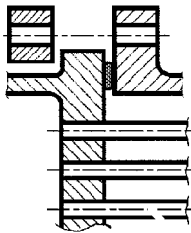
		
<p>a) Configuración a</p> <p>Placa de tubos integral con la envolvente y con el canal</p>	<p>b) Configuración b</p> <p>Placa de tubos integral con la envolvente y con junta respecto al canal, prolongada como una brida</p>	<p>c) Configuración c</p> <p>Placa de tubos integral con la envolvente y con junta respecto al canal, no prolongada como una brida</p>
		
<p>d) Configuración d</p> <p>Placa de tubos integral con la envolvente y con el canal, no prolongada como una brida</p>	<p>e) Configuración e</p> <p>Placa de tubos integral con la envolvente y con el canal, prolongada como una brida</p>	<p>f) Configuración f</p> <p>Placa de tubos integral con la envolvente y con el canal, no prolongada como una brida</p>

Figura 13.6.1-2 – Configuraciones de placas de tubos estacionarias

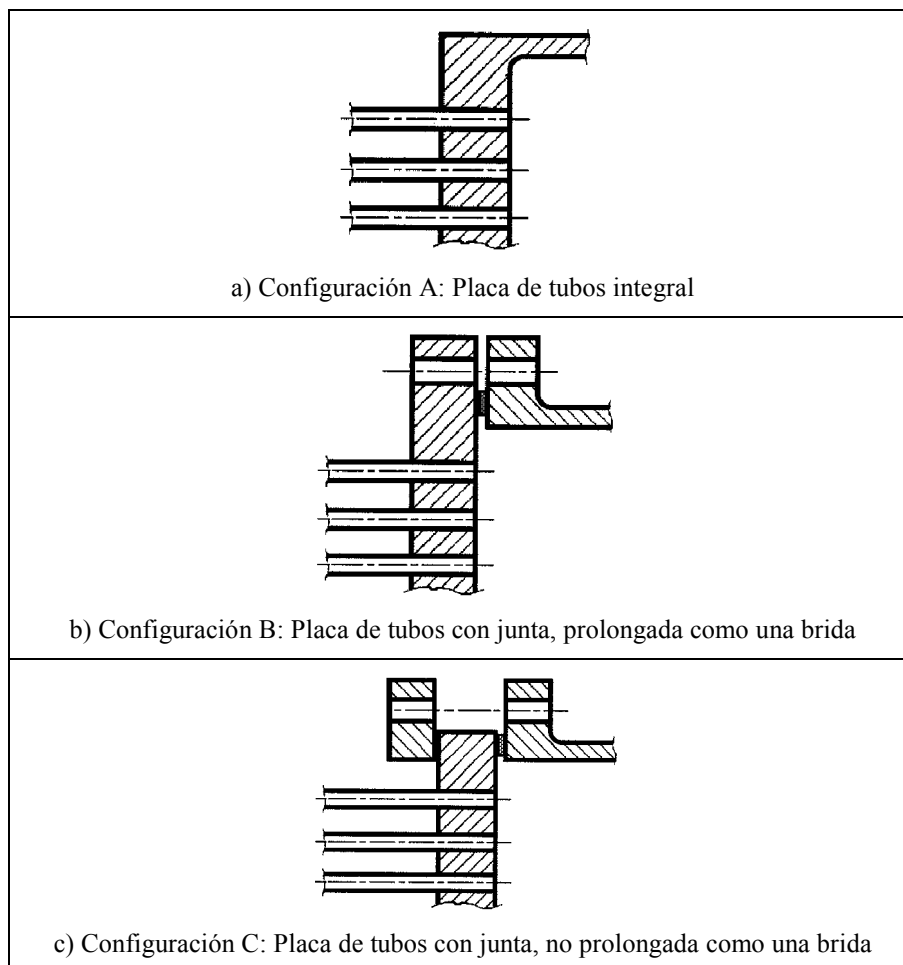


Figura 13.6.1-3 – Configuraciones de placas de tubos flotantes

13.6.2 Condiciones de aplicabilidad

13.6.2.1 Placas de tubos

Las placas de tubos deben cumplir las condiciones de aplicabilidad siguientes.

- Las dos placas de tubos deben ser planas, circulares, del mismo espesor uniforme y del mismo material.
- Los diámetros efectivos de las placas de tubos D_e , de la estacionaria, y de la flotante, $D_{e,f}$, deben ser tales que:

$$0,9 D_e \leq D_{e,f} \leq 1,1 D_e$$

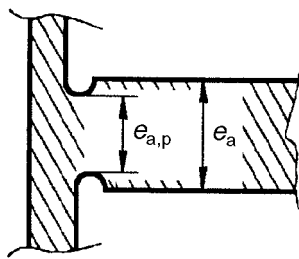
cuando el diámetro efectivo $D_{e,f}$ sea (véase la figura 13.6.2-2):

- para las configuraciones B y C: el diámetro de la reacción de la carga de la junta de la placa de tubos flotante: $D_{e,f} = G_f$;
- para la configuración A: el diámetro interior D_f el canal unido a la placa de tubos flotante: $D_{e,f} = D_f$.

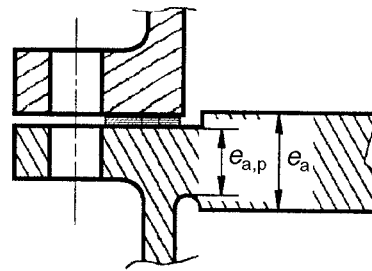
- c) Se permite una reducción local del espesor en la periferia de la placa de tubos para una ranura para una junta o una ranura de alivio, siempre que el espesor de análisis restante, $e_{a,p}$, sea como mínimo igual a 0,8 veces el espesor de análisis, e_a , de la placa de tubos (véanse las figuras 13.6.2-1 y 2):

$$e_{a,p} \geq 0,8 e_a \quad (13.6.2-1)$$

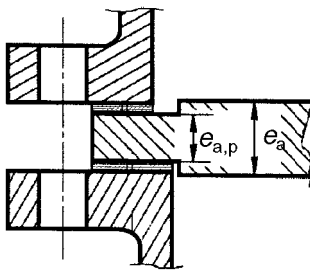
El radio no debe ser inferior a 5 mm ni inferior al 20% del espesor de la envolvente adyacente. El requisito para el espesor de análisis restante dado anteriormente debe aplicarse solamente si la relación entre el diámetro exterior y el diámetro interior de la envolvente adyacente es mayor que 1,2.



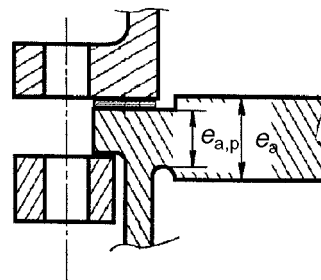
a) Configuración a



b) Configuración b y e



c) Configuración d



d) Configuración c y f

Figura 13.6.2-1 – Reducción local del espesor en la periferia de la placa de tubos estacionaria

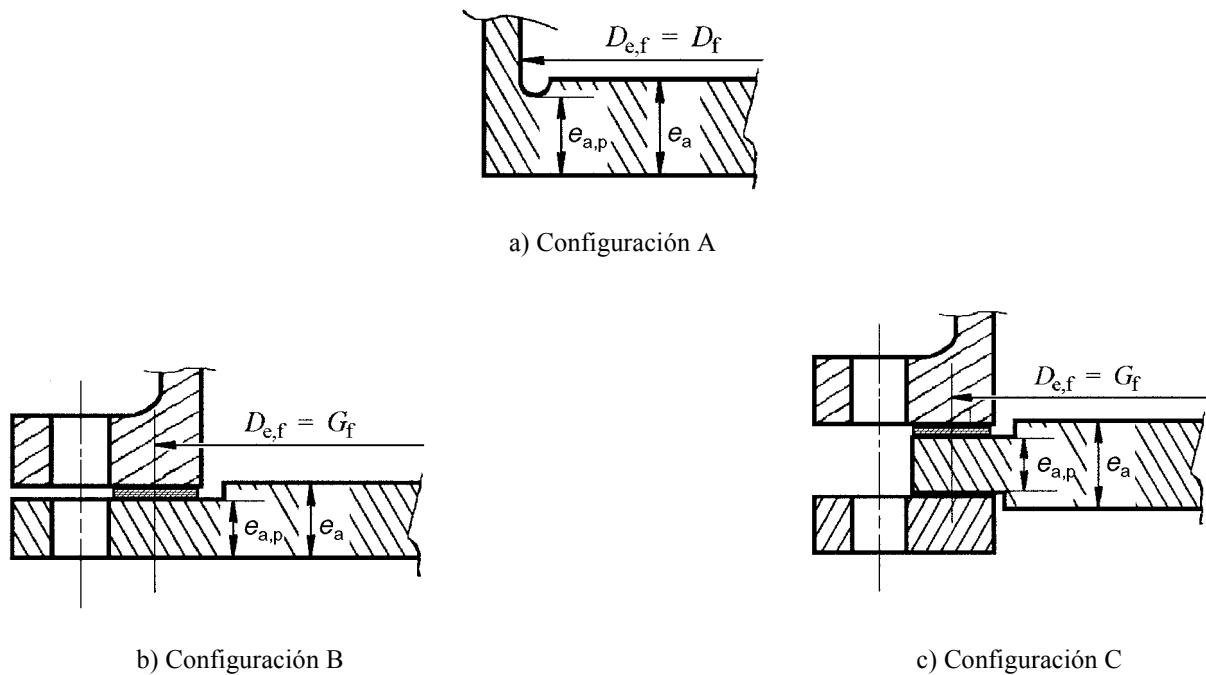


Figura 13.6.2-2 – Reducción local del espesor en la periferia de la placa de tubos flotante

- d) Cuando las placas de tubos se prolonguen como una brida, el espesor de la brida se debe calcular de acuerdo con:
- el apartado 13.10 si la junta es estrecha (configuraciones b, d, e);
 - el apartado 13.11 si la junta es de cara completa (configuraciones b', d', e').
- e) A menos que se pueda demostrar que hay una experiencia satisfactoria con placas de tubos más delgadas, deben cumplirse las condiciones siguientes cuando los tubos se abocarden en la placa de tubos:

- cuando $d_t \leq 25$ mm:

$$e_a \geq 0,75 d_t \quad (13.6.2-2)$$

- cuando $25 \text{ mm} \leq d_t \leq 30$ mm:

$$e_a \geq 22 \text{ mm} \quad (13.6.2-3)$$

- cuando $30 \text{ mm} \leq d_t \leq 40$ mm:

$$e_a \geq 25 \text{ mm} \quad (13.6.2-4)$$

- cuando $40 \text{ mm} \leq d_t \leq 50$ mm:

$$e_a \geq 30 \text{ mm} \quad (13.6.2-5)$$

- f) Las placas de tubos se deben perforar uniformemente en una superficie nominalmente circular de diámetro D_o , según un patrón de triángulo equilátero o de cuadrado.

Sin embargo, se permiten filas diametrales sin perforar para particiones de paso, siempre que la distancia entre filas adyacentes U_L (véase la figura 13.7.2-1) sea tal que:

$$U_L \leq 4 p \quad (13.6.2-6)$$

donde p es el paso de los tubos.

- g) Se permite un anillo anular sin perforar siempre que:

$$D_o \geq 0,85 D_e \quad (13.6.2-7)$$

13.6.2.2 Tubos

- a) Los tubos deben ser rectos e idénticos (es decir, mismo espesor uniforme, mismo material y mismo diámetro).
b) Se deben fijar rígidamente a las placas de tubos.

13.6.2.3 Envolvente

- a) La envolvente debe ser cilíndrica en su unión con la placa de tubos.
b) La envolvente debe ser cilíndrica y de un espesor y diámetro uniformes.

Para las configuraciones a, b y c, la envolvente deben tener un espesor e_s , a lo largo de una longitud mínima l_s adyacente a la placa de tubos, dado por:

$$l_s = 1,4 \sqrt{(D_s + e_s) \cdot e_s} \quad (13.6.2-8)$$

La longitud de envolvente efectiva (l_1) adyacente a la placa de tubos estacionaria se mide como se muestra en la figura 13.5.9-1. Las soldaduras se permiten sobre esa longitud. Véase el apartado 9.7.2.1 si la envolvente tiene una abertura cerca de las placas de tubos.

13.6.2.4 Canal

- a) El canal debe ser cilíndrico en su unión con la placa de tubos.
b) Los diámetros, D_s , G_s y, D_c , G_c de la envolvente y del canal deben ser tales que:

– para la configuración a:

$$0,9 D_s \leq D_c \leq 1,1 D_s \quad (13.6.2-9)$$

– para las configuraciones b y c:

$$0,9 D_s \leq G_c \leq 1,2 D_s \quad (13.6.2-10)$$

– para la configuración d:

$$0,9 G_s \leq G_c \leq 1,1 G_s \quad (13.6.2-11)$$

– para las configuraciones e y f:

$$0,9 G_s \leq D_c \leq 1,1 G_s \quad (13.6.2-12)$$

c) Cuando sea integral con la placa de tubos estacionaria (configuraciones a, e, f), el canal debe tener un espesor e_c , a lo largo de una longitud mínima l_c adyacente a la placa de tubos estacionaria, dado por:

$$l_c = 1,4 \sqrt{(D_c + e_c) \cdot e_c} \quad (13.6.2-13)$$

Las longitudes de canal efectiva adyacente a la placa de tubos estacionaria se mide como se explica en el apartado 13.5.2.3a). Las soldaduras se permiten sobre esas longitudes. Véase el apartado 9.7.2.1 si la envolvente tiene una abertura cerca de las placas de tubos.

13.6.2.5 Carga

La presión en el lado de los tubos P_t y la presión en el lado de la envolvente P_s se suponen uniformes en cada circuito.

No se consideran en cuenta otras cargas, tales como el peso o la pérdida de carga.

13.6.3 Símbolos

D_c es el diámetro interior del canal;

D_e es el diámetro efectivo de la placa de tubos estacionaria, dado por la ecuación 13.6.4-3b);

D_s es el diámetro interior de la envolvente;

D_o es el diámetro equivalente del círculo exterior del límite de los tubos, dado por la ecuación (13.7.5-1);

D^* es la rigidez a la flexión equivalente de la placa de tubos estacionaria, dada por la ecuación (13.7.9-1);

d_t es el diámetro nominal exterior de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);

E es el módulo de elasticidad del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;

E_c es el módulo de elasticidad del material del canal a la temperatura de diseño;

E_s es el módulo de elasticidad del material de la envolvente a la temperatura de diseño;

E_t es el módulo de elasticidad del material de los tubos a la temperatura de diseño;

E^* es el módulo de elasticidad efectivo de la placa de tubos a la temperatura de diseño, véase el apartado 13.7;

e es el espesor de la placa de tubos estacionaria (véase la figura 13.7.3-3);

e_c es el espesor del canal;

e_s es el espesor de la envolvente;

e_t es el espesor nominal de la pared de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);

F_1 es un coeficiente dado como una función de X , para distintos valores de Z (véanse las figuras 13.5.6-1 y 2);

F_m es un coeficiente dado por la ecuación (13.6.5-2);

- F_q es un coeficiente dado como una función de X , para distintos valores de Z (véanse las figuras 13.5.4-1 y 2);
- f es la tensión nominal de diseño del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;
- f_c es la tensión nominal de diseño del material del canal a la temperatura de diseño;
- f_s es la tensión nominal de diseño del material de la envolvente a la temperatura de diseño;
- f_t es la tensión nominal de diseño del material de los tubos a la temperatura de diseño;
- G_c es el diámetro de la reacción de la carga de la junta del canal (véase el capítulo 11);
- G_s es el diámetro de la reacción de la carga de la junta de la envolvente (véase el capítulo 11);
- H es el coeficiente dado por las curvas como una función de X , para distintos valores de Z (véanse las figuras 13.5.5-1 y 2);
- h'_g es la profundidad efectiva de la ranura de la partición de paso del lado de los tubos, véase el apartado 13.7;
- K_t es la rigidez axial de los tubos, dada por la ecuación (13.6.4-7);
- K_w es el módulo de la fundación elástica equivalente al haz de tubos, dado por la ecuación (13.6.4-8);
- k_c es el momento en el borde por unidad de longitud necesario para girar el borde del canal un ángulo unidad, dado por la ecuación (13.6.4-11);
- k_s es el momento en el borde por unidad de longitud necesario para girar el borde de la envolvente un ángulo unidad, dado por la ecuación (13.6.4-10);
- L es la longitud del tubo entre las caras interiores de las placas de tubos, dada por la ecuación (13.6.4-4);
- L_t es la longitud del tubo entre las caras exteriores de la placa de tubos;
- N_t es el número de tubos;
- P_e es la presión efectiva que actúa sobre la placa de tubos, dada por las ecuaciones (13.6.4-13 y 13.6.4-14);
- P_s es la presión de cálculo del lado de la envolvente. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- P_t es la presión de cálculo del lado de los tubos. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- X es el factor de rigidez de haz de tubos a placa de tubos, dado por la ecuación (13.6.4-9);
- x_s es el coeficiente de taladrado de la placa de tubos en el lado de la envolvente, dado por la ecuación (13.6.4-5);
- x_t es el coeficiente de taladrado de la placa de tubos en el lado de los tubos, dado por la ecuación (13.6.4-6);
- Z es el coeficiente de empotramiento del borde del tubo debido a la envolvente y al canal, dado por la ecuación (13.6.4-12);
- μ es la eficiencia básica de ligamento de la placa de tubos (véase 13.7);
- μ^* es la eficiencia básica de ligamento de la placa de tubos (véase 13.7);
- ν_c es la relación de Poisson del material del canal;

- ν_s es la relación de Poisson del material de la envolvente;
- ν_t es la relación de Poisson del material de los tubos;
- ν^* es la relación de Poisson efectiva de la placa de tubos (véase 13.7);
- σ es la tensión calculada en un componente.
- τ es la tensión de cortadura calculada en un componente.

Subíndices

- b para flexión;
- c para canal;
- eq para equivalente;
- m para membrana;
- p para periferia;
- s para envolvente;
- t para tubos;

Para la placa de tubos no se utiliza ningún subíndice.

13.6.4 Consideraciones sobre el diseño

13.6.4.1 Condiciones de carga - presión de diseño

Los diversos estados de carga a considerar deben incluir los normales de funcionamiento, los estados de arranque, los estados de parada, el pandeo y los estados de la prueba de presión que pueden determinar el diseño de los principales componentes del intercambiador de calor (es decir, placas de tubos, tubos, envolvente, canal).

Para cada uno de estos estados es necesario tener en cuenta los siguientes casos de carga para determinar la presión efectiva P_e (véase 13.6.4.4) que se utiliza en las fórmulas de diseño:

- caso de carga 1: Presión en el lado los tubos P_t actuando aisladamente ($P_s = 0$);
- caso de carga 2: Presión en el lado de la envolvente P_s actuando aisladamente ($P_t = 0$);
- caso de carga 3: Presión en el lado de los tubos P_t y presión en el lado de la envolvente P_s actuando simultáneamente.

Este caso de carga 3 debe considerarse siempre si existe vacío en uno de los lados.

Si no se pueden presentar los casos 1 y 2 en servicio, el diseño puede basarse únicamente en el caso de carga 3.

13.6.4.2 Condiciones de diseño

- a) El diseño se debe realizar en estado corroído, salvo para los tubos en los cuales se debe utilizar el diámetro nominal exterior d_t y el espesor nominal e_t .
- b) Los cálculos se deben realizar para la placa de tubos estacionario. La placa de tubos flotante debe tener el mismo espesor que la placa de tubos estacionaria.

- c) Puesto que el procedimiento de cálculo es iterativo, se supondrá para el cálculo un valor e para el espesor de la placa de tubos estacionaria y se comprobará que las tensiones máximas en las placas de tubos y en los tubos están dentro de las tensiones máximas admisibles. Se recomienda utilizar un espesor inicial supuesto para la placa de tubos no inferior al dado por la fórmula siguiente:

$$e = \frac{D_o}{4 \mu (0,8 f)} P_e$$

Son posibles dos casos:

- Si la tensión calculada del componente está dentro de los límites admisibles, se pueden repetir los cálculos utilizando un espesor menor del componente hasta que la tensión calculada sea igual a la tensión admisible con objeto de obtener el espesor mínimo requerido.
- Si la tensión calculada del componente supera la tensión admisible, se deben repetir los cálculos con un espesor mayor del componente (o modificando otros parámetros) hasta que la tensión calculada sea igual o menor que la tensión admisible.

NOTA El diseñador debería tener en cuenta que cualquier aumento o disminución del espesor de un componente modificará las tensiones no sólo en este componente, sino también en otros.

13.6.4.3 Determinación de factores intermedios

- a) Constantes elásticas efectivas de la placa de tubos. A partir del apartado 13.7 se calcula:

- El diámetro de la zona perforada de la placa de tubos, D_o
- La eficiencia de ligamento básica, μ
- La eficiencia de ligamento efectiva, μ^*
- El módulo de elasticidad efectivo, E^*
- La relación de Poisson, ν^*

Los valores de μ^* , E^* , ν^* se deben determinar para el espesor supuesto de la placa de tubos, e .

- b) Diámetro efectivo de la placa de tubos

- Para la configuración a:

$$D_e = \frac{D_s + D_c}{2} \quad (13.6.4-1)$$

- Para las configuraciones b y c:

$$D_e = \frac{D_s + G_c}{2} \quad (13.6.4-2)$$

- Para la configuración d:

$$D_e = \frac{G_s + G_c}{2} \quad (13.6.4-3)$$

- Para las configuraciones e y f: $D_e = \frac{D_c + G_s}{2}$

c) Longitud efectiva de los tubos:

$$L = L_t - 2 e \quad (13.6.4-4)$$

d) Coeficientes de taladrado de la placa de tubos:

$$x_s = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t}{D_e} \right)^2 \quad (13.6.4-5)$$

$$x_t = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t - 2 e_t}{D_e} \right)^2 \quad (13.6.4-6)$$

e) Rigideces axiales:

$$K_t = \frac{\pi e_t \cdot (d_t - e_t) \cdot E_t}{L} \quad (13.6.4-7)$$

$$K_w = \frac{8 N_t \cdot K_t}{\pi D_e^2} \quad (13.6.4-8)$$

f) Relación de rigidez de haz de tubos a placa de tubos:

$$X = \left(\frac{K_w}{D^*} \right)^{0,25} \cdot \frac{D_e}{2} \quad (13.6.4-9)$$

g) Rigideces a la flexión

– Para envolvente;

– configuraciones a, b, c:

$$k_s = \frac{2 E_s \cdot (e_s)^{2,5}}{\left[12 (1 - \nu_s^2) \right]^{0,75} \cdot (D_s + e_s)^{0,5}} \quad (13.6.4-10)$$

– configuraciones d, e, f:

$$k_s = 0$$

– Para canal:

– configuraciones a, e, f:

$$k_c = \frac{2 E_c \cdot (e_c)^{2,5}}{\left[12 (1 - \nu_c^2) \right]^{0,75} \cdot (D_c + e_c)^{0,5}} \quad (13.6.4-11)$$

– configuraciones b, c, d:

$$k_c = 0$$

h) Factor de empotramiento del borde de la placa de tubos debido a la envolvente y al canal:

$$Z = \frac{k_s + k_c}{(K_w)^{0,25} \cdot (D^*)^{0,75}} \quad (13.6.4-12)$$

NOTA para valores bajos de Z (próximos a cero) : la placa de tubos está esencialmente simplemente apoyada;

para altos valores de Z (superiores a 5) : la placa de tubos está esencialmente empotrada.

13.6.4.4 Presión efectiva P_e

La presión efectiva P_e debida a las presiones P_t y P_s que actúa sobre la placa de tubos estacionaria viene dada por:

– Para intercambiador de calor de cabezal flotante sumergido:

$$P_e = P_s - P_t \quad (13.6.4-13)$$

– Para intercambiador de calor de cabezal flotante sellado exteriormente:

$$P_e = - P_t \quad (13.6.4-14)$$

13.6.5 Diseño de la placa de tubos

13.6.5.1 Tensión de flexión

a) La tensión de flexión radial máxima en la placa de tubos viene dada por:

$$\sigma = \left(\frac{1,5 F_m}{\mu^*} \right) \cdot \left(\frac{D_e}{e - h_g} \right)^2 \cdot P_e \quad (13.6.5-1)$$

$$F_m = \frac{1}{6 H} \quad (13.6.5-2)$$

NOTA La tensión de flexión mínima en la placa de tubos se obtiene cuando el valor de Z es cercano a 0,52.

b) Para cada uno de los casos de carga considerados, la tensión de flexión de la placa de tubos σ no debe exceder:

– $2 f$ para configuraciones de placas de tubos estacionarias a, c, d, f junto con configuraciones de placas de tubos flotantes A o C (cuando ni la placa de tubos estacionaria ni la flotante se prolongan como una brida):

$$|\sigma| \leq 2 f \quad (13.6.5-3)$$

– $1,5 f$ para otras configuraciones (cuando ni la placa de tubos estacionaria ni la flotante se prolongan como una brida):

$$|\sigma| \leq 1,5 f \quad (13.6.5-4)$$

El espesor de la prolongación de la brida se debe calcular de acuerdo con lo siguiente:

- el apartado 13.10 si la junta es estrecha;
- el apartado 13.11 si la junta es de cara completa.

13.6.5.2 Tensión cortante

a) La tensión cortante máxima en la placa de tubos viene dada por:

$$\tau = \left(\frac{1}{4\mu} \right) \cdot \left(\frac{D_o}{e} \right) \cdot P_e \quad (13.6.5-5)$$

b) Para cada uno de los casos de carga considerados, la tensión cortante τ no debe exceder a $0,8 f$:

$$|\tau| \leq 0,8 f \quad (13.6.5-6)$$

13.6.6 Diseño de los tubos

13.6.6.1 Tensión de membrana axial

a) La tensión axial máxima en los tubos viene dada por:

- Para la fila exterior de tubos:

$$\sigma_{t,o} = \frac{1}{x_t - x_s} \left[(P_s \cdot x_s - P_t \cdot x_t) - P_e \cdot F_q \right] \quad (13.6.6-1)$$

- Para la fila interior de tubos:

$$\sigma_{t,i} = \frac{1}{x_t - x_s} \left[(P_s \cdot x_s - P_t \cdot x_t) - P_e \cdot F_i \right] \quad (13.6.6-2)$$

b) Para cada uno de los casos de carga considerados, el valor absoluto de estas tensiones no debe exceder al valor máximo admisible de la tensión en la unión de tubo a placa de tubos, $f_{t,j}$, dado en el apartado 13.8:

$$|\sigma_{t,o}| \leq f_{t,j} \quad (13.6.6-3)$$

$$|\sigma_{t,i}| \leq f_{t,j} \quad (13.6.6-4)$$

c) Para cada uno de los casos de carga para los cuales $\sigma_{t,o}$ o $\sigma_{t,i}$ sean negativos, el valor absoluto de estas tensiones no debe exceder el límite de la tensión de pandeo máxima admisible $f_{t,bk}$ de los tubos, dado en el apartado 13.9:

$$|\sigma_{t,o}| \leq f_{t,bk} \quad (13.6.6-5)$$

$$|\sigma_{t,i}| \leq f_{t,bk} \quad (13.6.6-6)$$

13.6.6.2 Tensión equivalente

a) La tensión máxima equivalente en los tubos viene dada por:

$$\sigma_{t,eq} = \text{máx.} \left[\left| \sigma_{t,i} - \sigma_{t,\theta} \right|; \left| \sigma_{t,i} - \sigma_{t,r} \right|; \left| \sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,r} \right|; \left| \sigma_{t,o} - \sigma_{t,\theta} \right|; \left| \sigma_{t,o} - \sigma_{t,r} \right| \right] \quad (13.6.6-7)$$

donde

$\sigma_{t,\theta}$ es la tensión circunferencial media en los tubos:

$$\sigma_{t,\theta} = \frac{P_t (d_t - 2 e_t) - P_s \cdot d_t}{2 e_t} \quad (13.6.6-8)$$

$\sigma_{t,r}$ es la tensión circunferencial media en los tubos:

$$\sigma_{t,r} = - \frac{P_t + P_s}{2} \quad (13.6.6-9)$$

b) Para cada uno de los casos de carga considerados la tensión equivalente $\sigma_{t,eq}$ no debe exceder f_t :

$$\left| \sigma_{t,eq} \right| \leq f_t \quad (13.6.6-10)$$

13.6.7 Diseño de la envolvente en su unión con la placa de tubos estacionaria

Este apartado sólo se aplica cuando la envolvente sea integral con la placa de tubos estacionaria (configuraciones a, b, c).

13.6.7.1 Tensión de membrana axial

La tensión de membrana axial en la envolvente viene dada por:

$$\sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4 e_s (D_s + e_s)} \cdot (P_t + P_e) \quad (13.6.7-1)$$

13.6.7.2 Tensión de flexión axial

La tensión de flexión axial máxima en la envolvente, en su unión con la placa de tubos estacionaria, viene dada por:

$$\sigma_{s,b} = \frac{k_s}{k_s + k_c} \cdot \frac{1}{l_1} \cdot \left(\frac{D_e}{2 e_s} \right)^2 \cdot P_e \quad (13.6.7-2)$$

donde

$$l_1 = H_\infty \left[\left(\frac{2}{X \cdot Z} \cdot F_{q,\infty} \right) + \left(1 - \frac{1 - \nu^*}{X \cdot Z} \right) \right] \quad (13.6.7-3)$$

donde H_∞ y $F_{q,\infty}$ son los valores de los coeficientes H y F_q para $Z = \infty$ (véanse las figuras 13.5.5-1 y 13.5.4-1).

13.6.7.3 Tensión equivalente

a) La tensión máxima equivalente en la envolvente, en su unión con la placa de tubos estacionaria, viene dada por:

$$\sigma_{s,eq} = \max. \left(\left| \sigma_{s,m} - \sigma_{s,b} + P_s \right|; \left| \sigma_{s,m} + \sigma_{s,b} \right| \right) \quad (13.6.7-4)$$

b) Para cada uno de los casos de carga de funcionamiento normal considerados $\sigma_{s,eq}$, debe exceder $3 f_s$:

$$\sigma_{s,eq} \leq 3 f_s \quad (13.6.7-5)$$

13.6.8 Diseño del canal en su unión con la placa de tubos estacionaria

Este apartado sólo se aplica cuando la envolvente sea integral con la placa de tubos estacionaria (configuraciones a, e, f).

13.6.8.1 Tensión de membrana axial

La tensión de membrana axial en el canal viene dada por:

$$\sigma_{c,m} = \frac{D_c^2}{4 e_c (D_c + e_c)} \cdot P_t \quad (13.6.8-1)$$

13.6.8.2 Tensión de flexión axial

La tensión de flexión axial máxima en el canal, en su unión con la placa de tubos estacionaria, viene dada por:

$$\sigma_{c,b} = \frac{k_c}{k_s + k_c} \cdot \frac{1}{l_1} \cdot \left(\frac{D_e}{2 e_c} \right)^2 P_e \quad (13.6.8-2)$$

donde

$$l_1 = H_\infty \left[\left(\frac{2}{X \cdot Z} \cdot F_{q,\infty} \right) + \left(1 - \frac{1 - \nu^*}{X \cdot Z} \right) \right] \quad (13.6.8-3)$$

donde H_∞ y $F_{q,\infty}$ son los valores de los coeficientes H y F_q para $Z = \infty$ (véanse las figuras 13.5.5-1 y 13.5.4-1).

13.6.8.3 Tensión equivalente

a) La tensión máxima equivalente en el canal, en su unión con la placa de tubos estacionaria, viene dada por:

$$\sigma_{c,eq} = \max. \left(\left| \sigma_{c,m} + \sigma_{c,b} + P_t \right|; \left| \sigma_{c,m} - \sigma_{c,b} \right| \right) \quad (13.6.8-4)$$

b) Para cada uno de los casos de carga de funcionamiento normal considerados, $\sigma_{c,eq,1}$ no debe exceder $3 f_c$:

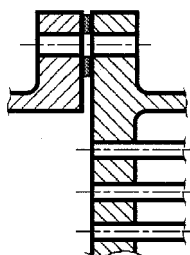
$$\sigma_{c,eq} \leq 3 f_c \quad (13.6.8-5)$$

13.6.9 Tratamiento de configuraciones con una junta de cara completa

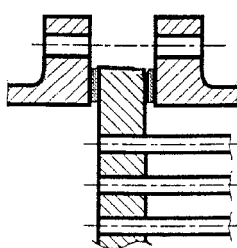
13.6.9.1 Alcance

Este apartado es aplicable a las configuraciones siguientes en las cuales la placa de tubos integral hace contacto a través de una junta con la envolvente y/o el canal con una junta de cara completa (véase la figura 13.6.9-1):

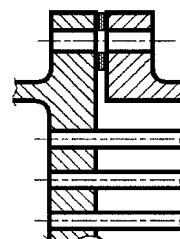
- Configuración b': placa de tubos integral con la envolvente y en contacto a través de junta con el canal.
 - Configuración d': placa de tubos en contacto a través de junta con la envolvente y con el canal, no prolongada como una brida.
- Configuración e': placa de tubos integral con el canal y en contacto a través de junta con la envolvente;



Configuración b':



Configuración d':



Configuración e':

**Figura 13.6.9-1 – Placa de tubos con junta de cara completa
(Configuraciones b', d', e')**

13.6.9.2 Condiciones de aplicabilidad

Se aplican las condiciones de aplicabilidad del apartado 13.6.2, considerando la envolvente y/o canal con junta integrales con la placa de tubos.

13.6.9.3 Regla de diseño

El diseño se debe realizar de acuerdo con los apartados 13.6.3 a 13.6.8, con las modificaciones indicadas en el apartado 13.6.4.3g:

- a) La envolvente, cuando esté en contacto con la placa de tubos a través de una junta (configuraciones d', e'), se debe considerar integral con la placa de tubos utilizando para k_s :

$$k_s = \frac{1}{2} \frac{2 E_s \cdot e_s^{2,5}}{\left[12(1-\nu_s^2)\right]^{0,75} (D_s + e_s)^{0,5}} \quad (13.6.9-1)$$

- b) El canal, cuando esté en contacto con la placa de tubos a través de una junta (configuraciones b', d'), se debe considerar integral con la placa de tubos utilizando para k_c :

$$k_c = \frac{1}{2} \frac{2 E_c \cdot e_c^{2,5}}{\left[12(1-\nu_c^2)\right]^{0,75} (D_c + e_c)^{0,5}} \quad (13.6.9-2)$$

13.6.10 Intercambiador de calor de placas de tubos flotantes selladas internamente

13.6.10.1 Alcance

Este apartado proporciona reglas para el diseño de intercambiadores de calor de placas de tubos flotantes selladas internamente (véase la figura 13.6.1-1). Este tipo de intercambiador de calor tiene dos placas de tubos:

- una placa de tubos estacionaria fijada a la envolvente y al canal (configuraciones a, b, c, d, e, f – véase la figura 13.6.1-2);
- una placa de tubos flotante sellada internamente (véase la figura 13.6.1-1).

13.6.10.2 Condiciones de aplicabilidad

- Las placas de tubos deben cumplir las condiciones de los apartados 13.6.2.1a, d, e y f.
- Los tubos deben cumplir las condiciones del apartado 13.6.2.2.
- La envolvente debe cumplir las condiciones del apartado 13.6.2.3a.
- El canal debe cumplir las condiciones del apartado 13.6.2.4a.
- La carga debe cumplir la condición del apartado 13.6.2.5.

13.6.10.3 Diseño de las placas de tubos

La placa de tubos estacionaria debe tener un espesor de análisis e_a determinado a partir de la aplicación de las condiciones del apartado 13.6.2.1e, independientemente de que los tubos estén o no abocardados en la placa de tubos.

La placa de tubos flotante debe tener el mismo espesor que la placa de tubos estacionaria.

13.6.10.4 Diseño de los tubos

Los tubos se deben diseñar de acuerdo con el apartado 13.6.6, utilizando en 13.6.6.1a:

$$\sigma_{t,o} = \sigma_{t,i} = \frac{P_s x_s - P_t x_t}{x_t - x_s} \quad (13.6.10-1)$$

13.7 Características de las placas de tubos

13.7.1 Objeto

Este apartado proporciona reglas para determinar la profundidad efectiva de la ranura de la partición de paso del lado de los tubos, las eficiencias de ligamento y las constantes elásticas efectivas de las placas de tubos perforadas.

13.7.2 Condiciones de aplicabilidad

- a) Las placas de tubos deben ser planas, circulares y de espesor uniforme.
- b) Deben estar perforadas uniformemente en una superficie nominalmente circular de diámetro D_o (véase la figura 13.7.3-1), según un patrón de triángulo equilátero o cuadrado (véase la figura 13.7.3-4).
- c) Sin embargo, se deben permitir filas diametrales sin perforar para particiones de paso, siempre que la distancia entre filas de tubos adyacentes U_L (véase la figura 13.7.3-1) sea tal que U_L sea inferior a:

$$U_L \leq 4 p \quad (13.7.2-1)$$

13.7.3 Símbolos

c_t es el sobreespesor de corrosión de la placa de tubos en el lado los tubos;

D_o es el diámetro equivalente del círculo exterior del límite de los tubos (véase la figura 13.7.3-1), dado por la ecuación (13.7.5-1);

- D^* es la rigidez a la flexión efectiva de la placa de tubos a la temperatura de diseño, dada por la ecuación (13.7.9-1);
- d_t es el diámetro exterior nominal de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- d^* es el diámetro efectivo del agujero de los tubos, dado por la ecuación (13.7.7-2);
- E es el módulo de elasticidad del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;
- E_t es el módulo de elasticidad del material de los tubos a la temperatura de diseño;
- E^* es el módulo de elasticidad efectivo de la placa de tubos perforada a la temperatura de diseño (véanse las figuras 13.8-1 y 2);
- e es el espesor de la placa de tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- e_t es el espesor nominal de la pared de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- f es la tensión nominal de diseño del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;
- f_t es la tensión nominal de diseño del material de los tubos a la temperatura de diseño;
- h_g es la profundidad de la ranura de la partición de paso del lado de los tubos (véase la figura 13.7.3-2);
- h'_g es la profundidad efectiva de la ranura de la partición de paso del lado de los tubos, dada por la ecuación (13.7.5-2);
- $l_{t,x}$ esa longitud abocardada del tubo en la placa de tubos ($0 \leq l_{t,x} \leq e$), (véase la figura 13.7.3-3);
- p es el paso de los tubos;
- p^* es el paso efectivo de los tubos, dado por la ecuación (13.7.7-4);
- r_o es el radio hasta el centro del agujero de tubo más alejado (véase la figura 13.7.3-1);
- S es la superficie total de los carriles sin tubos (véase la figura 13.7.3-5);
- U_L es la mayor distancia entre centros entre filas de tubos adyacentes (véase la figura 13.7.3-1);
- μ es la eficiencia básica de ligamento de la placa de tubos perforada para cortadura, dada por la ecuación (13.7.6-1);
- μ^* es la eficiencia efectiva de ligamento de la placa de tubos perforada para flexión, dada por la ecuación (13.7.7-1);
- ν^* es la relación de Poisson de la placa de tubos perforada (véanse las figuras 13.7.8-1 y 2);
- ρ es la relación de la profundidad de abocardamiento del tubo ($0 \leq \rho \leq 1$), dada por la ecuación (13.7.7-3).

13.7.4 Consideraciones sobre el diseño

- Los valores de μ^* , E^*/E y ν^* se deben determinar para el espesor supuesto e de la placa de tubos y para el valor pertinente de ρ , que se puede elegir como una constante o calcular a partir de e y $l_{t,x}$.
- Las presentes reglas se aplican a las uniones soldadas habituales de tubo a placa de tubos. Para otros tipos de uniones, véase el apartado 13.12.

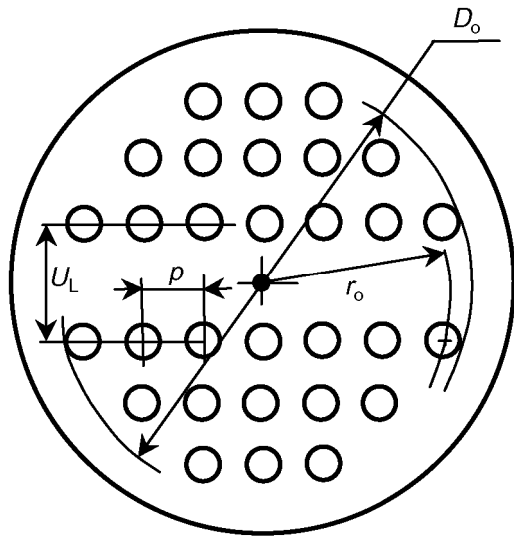


Figura 13.7.3-1 – Disposición de la placa de tubos

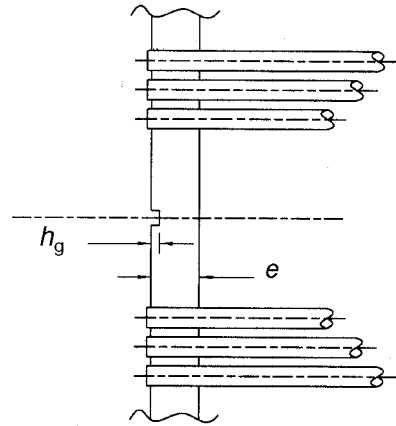


Figura 13.7.3-2 – Definición de h_g

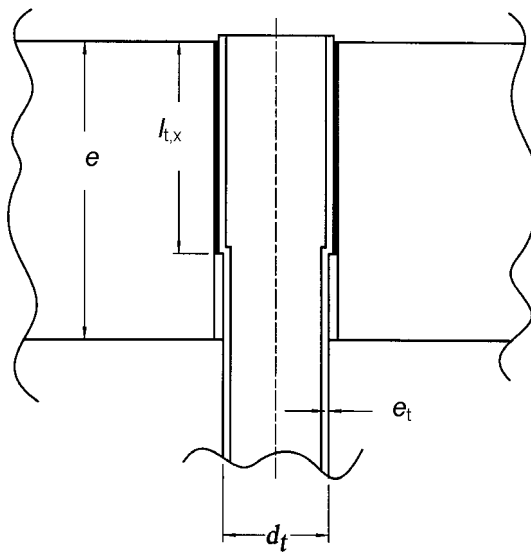


Figura 13.7.3-3 – Definición de $l_{t,x}$

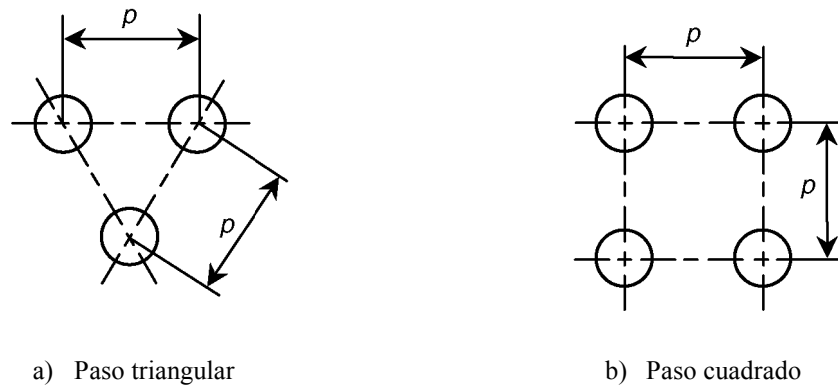


Figura 13.7.3-4 – Paso de los tubos

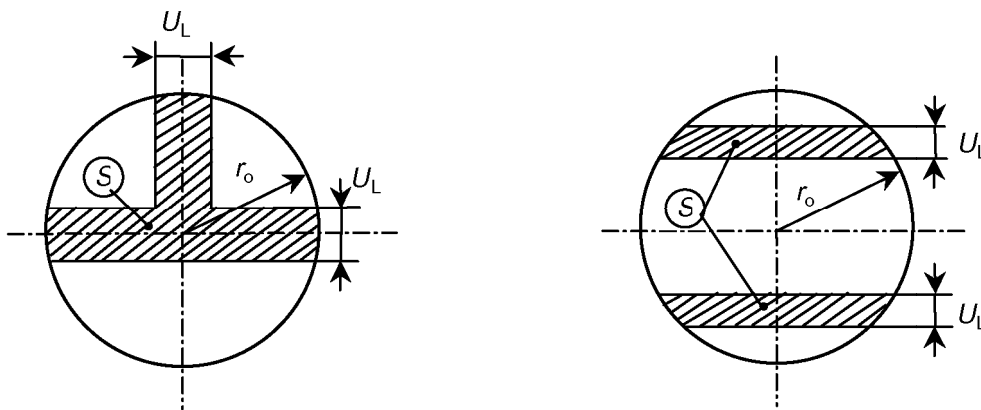


Figura 13.7.3-5 – Determinación del área S

13.7.5 Determinación de las dimensiones efectivas de la placa de tubos

a) El diámetro de la zona perforada de la placa de tubos viene dado por:

$$D_o = 2 r_o + d_t \tag{13.7.5-1}$$

b) La profundidad efectiva de la ranura de partición de paso del lado de los tubos viene dada por:

$$h'_g = \text{máx.} \left[(h_g - c_t); (0, 0) \right] \tag{13.7.5-2}$$

13.7.6 Determinación de la eficiencia básica de ligamento μ para cortadura

La eficiencia básica de ligamento de la placa de tubos a utilizarse en la fórmula de cortadura viene dada por:

$$\mu = \frac{p - d_t}{p} \tag{13.7.6-1}$$

13.7.7 Determinación de la eficiencia básica de ligamento μ^* para flexión

La eficiencia efectiva de ligamento de la placa de tubos a utilizarse en la fórmula de flexión viene dada por:

$$\mu^* = \frac{p^* - d^*}{p^*} \quad (13.7.7-1)$$

donde

– El diámetro efectivo del agujero del tubo d^* viene dado por:

$$d^* = \text{máx.} \left\{ \left[d_t - 2 e_t \left(\frac{E_t}{E} \right) \cdot \left(\frac{f_t}{f} \right) \cdot \rho \right]; [d_t - 2 e_t] \right\} \quad (13.7.7-2)$$

donde

$$\rho = \frac{l_{t,x}}{e} \quad (13.7.7-3)$$

NOTA ρ puede ser – elegido como una constante
– o calculado partir de los valores de e y $l_{t,x}$.

– El diámetro efectivo del paso p^* viene dado por:

$$p^* = \frac{p}{\sqrt{1 - 4 \frac{\text{mín.} [(S); (4D_o p)]}{\pi D_o^2}}} \quad (13.7.7-4)$$

Si no hay ninguna fila diametral sin perforar ($S = 0$):

$$p^* = p$$

Si sólo hay un carril diametral sin perforar de anchura U_L (véase la figura 13.7.2-1):

$$p^* = \frac{p}{\sqrt{1 - \frac{4 U_L}{\pi D_o}}} \quad (13.7.7-5)$$

13.7.8 Determinación de las constantes elásticas efectivas E^* y ν^*

Las constantes elásticas efectivas E^* y ν^* de la placa de tubos se dan como una función de la eficiencia de ligamento efectiva μ^* , para diversos valores de la relación e/p :

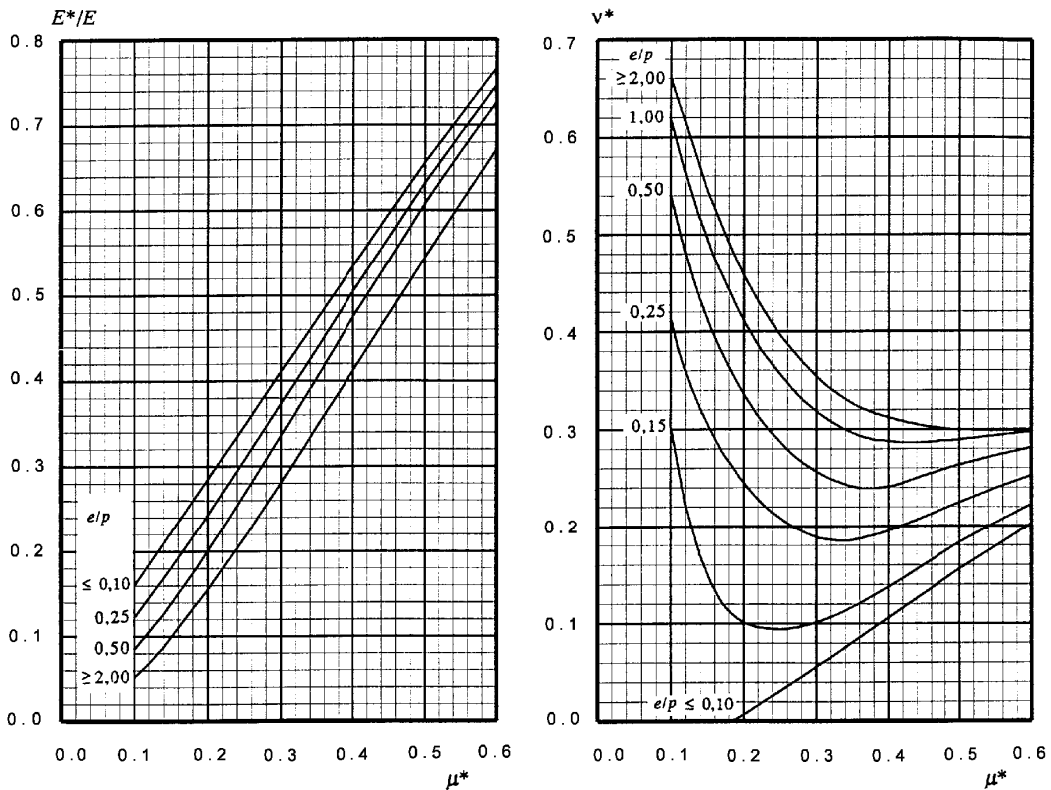
- para patrón de triángulo equilátero, por la figura 13.7.8-1 a y b respectivamente;
- para patrón de cuadrado, por la figura 13.7.8-2 a y b respectivamente.

El espesor e a utilizarse es el espesor supuesto de la placa de tubos utilizado en la regla pertinente.

13.7.9 Determinación de la rigidez a la flexión efectiva de la placa de tubos D^*

La rigidez a la flexión efectiva de la placa de tubos viene dada por:

$$D^* = \frac{E^* \cdot e^3}{12 (1 - \nu^{*2})} \quad (13.7.9-1)$$



a) E^* / E (patrón de triángulo equilátero) b) v^* (patrón de triángulo equilátero)

También se pueden utilizar las ecuaciones polinómicas que se indican a continuación.

NOTA Estos coeficientes sólo son válidos para $0,1 \leq \mu^* \leq 0,6$.

- Para valores de e/p inferiores a 0,1, utilizar $e/p = 0,1$.
- Para valores de e/p superiores a 2,0, utilizar $e/p = 2,0$.

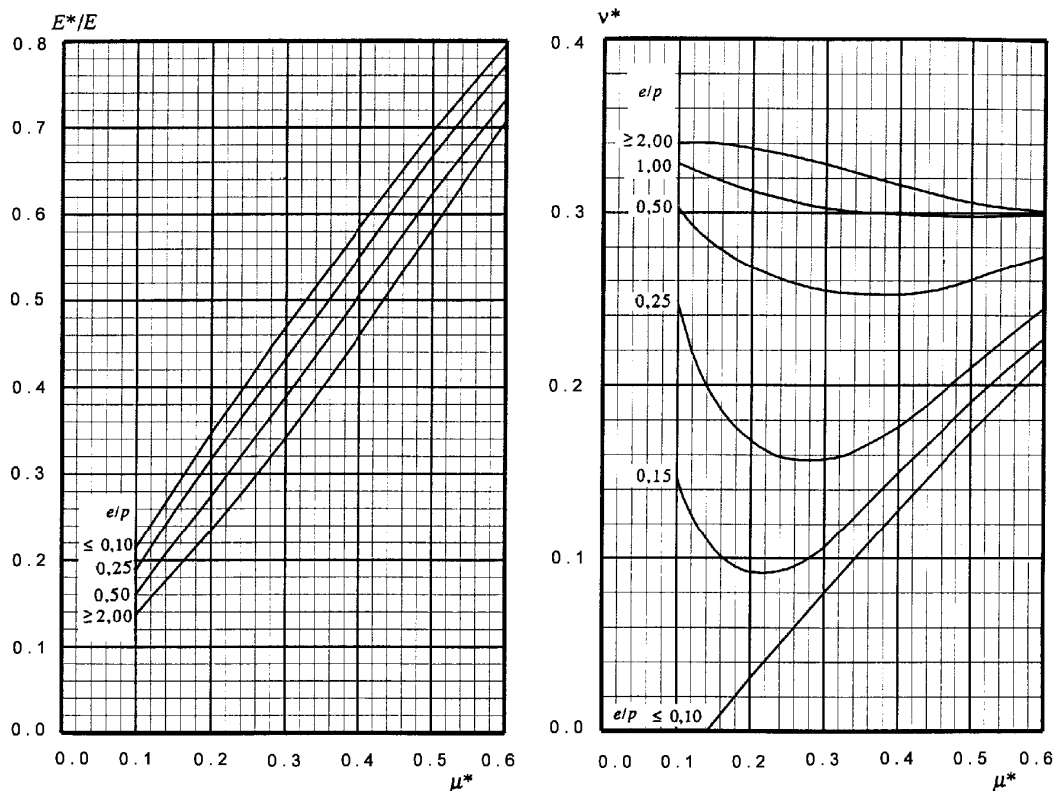
a) Patrón de triángulo equilátero $E^* / E = \alpha_0 + \alpha_1 \mu^* + \alpha_2 \mu^{*2} + \alpha_3 \mu^{*3} + \alpha_4 \mu^{*4}$

e/p	α_0	α_1	α_2	α_3	α_4
0,10	0,0353	1,2502	-0,0491	0,3604	-0,6100
0,25	0,0135	0,9910	1,0080	-1,0498	0,0184
0,50	0,0054	0,5279	3,0461	-4,3657	1,9435
2,00	-0,0029	0,2126	3,9906	-6,1730	3,4307

b) Patrón de triángulo equilátero $v^* = \beta_0 + \beta_1 \mu^* + \beta_2 \mu^{*2} + \beta_3 \mu^{*3} + \beta_4 \mu^{*4}$

e/p	β_0	β_1	β_2	β_3	β_4
0,10	-0,0958	0,6209	-0,8683	2,1099	-1,6831
0,15	0,8897	-9,0855	36,1435	-59,5425	35,8223
0,25	0,7439	-4,4989	12,5779	-14,2092	5,7822
0,50	0,9100	-4,8901	12,4325	-12,7039	4,4298
1,00	0,9923	-4,8759	12,3572	-13,7214	5,7629
2,00	0,9966	-4,1978	9,0478	-7,9955	2,2398

Figura 13.7.8-1 – Curvas para la determinación de E^* / E y v^* (patrón de triángulo equilátero)



a) E^* / E (patrón cuadrado)

b) v^* (patrón cuadrado)

También se pueden utilizar las ecuaciones polinómicas que se indican a continuación.

NOTA Estos coeficientes sólo son válidos para $0,1 \leq \mu^* \leq 0,6$.

- Para valores de e/p inferiores a 0,1, utilizar $e/p = 0,1$.
- Para valores de e/p superiores a 2,0, utilizar $e/p = 2,0$.

a) Patrón cuadrado $E^* / E = \alpha_0 + \alpha_1 \mu^* + \alpha_2 \mu^{*2} + \alpha_3 \mu^{*3} + \alpha_4 \mu^{*4}$

e/p	α_0	α_1	α_2	α_3	α_4
0,10	0,0676	1,5756	-1,2119	1,7715	-1,2628
0,25	0,0250	1,9251	-3,5230	6,9830	-5,0017
0,50	0,0394	1,3024	-1,1041	2,8714	-2,3994
2,00	0,0372	1,0314	-0,6402	2,6201	-2,1929

b) Patrón cuadrado $v^* = \beta_0 + \beta_1 \mu^* + \beta_2 \mu^{*2} + \beta_3 \mu^{*3} + \beta_4 \mu^{*4}$

e/p	β_0	β_1	β_2	β_3	β_4
0,10	-0,0791	0,6008	-0,3468	0,4858	-0,3606
0,15	0,3345	-2,8420	10,9709	-15,8994	8,3516
0,25	0,4296	-2,6350	8,6864	-11,5227	5,8544
0,50	0,3636	-0,8057	2,0463	-2,2902	1,1862
1,00	0,3527	-0,2842	0,4354	-0,0901	-0,1590
2,00	0,3341	0,1260	-0,6920	0,6877	-0,0600

Figura 13.7.8-2 – Curvas para la determinación de E^* / E y v^* (patrón cuadrado)

13.8 Tensión máxima permitida en la unión de tubo a placa de tubos

13.8.1 Objeto

Este capítulo proporciona reglas para determinar la tensión máxima permitida en la unión de tubo a placa de tubos.

13.8.2 Símbolos

a_t es el espesor de la garganta de soldadura;

d_t es el diámetro nominal exterior de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);

e_t es el espesor nominal de la pared de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);

f es la tensión nominal de diseño del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;

f_t es la tensión nominal de diseño del material de los tubos a la temperatura de diseño;

$l_{t,x}$ esa longitud abocardada del tubo en la placa de tubos ($0 \leq l_{t,x} \leq e$), (véase la figura 13.7.3-3);

$f_{\min.}$ es la tensión de diseño nominal mínima del material de la placa de tubos o de los tubos:

$$f_{\min.} = \min. \left[(f); (f_t) \right] \quad (13.8.2-1)$$

13.8.3 Determinación de la tensión máxima permitida en la unión de tubo a placa de tubos

La tensión máxima permitida en la unión de tubo a placa de tubos, $f_{t,j}$, viene dada por:

a) Para unión solamente soldada:

$$f_{t,j} = \min. \left[\left(f_{\min.} \cdot \frac{a_t}{e_t} \right); (f_t) \right] \quad (13.8.3-1)$$

b) Para unión abocardada:

– con agujeros lisos

$$f_{t,j} = 0,5 f_{\min.} \cdot \min. \left[\left(\frac{l_{t,x}}{d_t} \right); (1,6) \right] \quad (13.8.3-2)$$

– con una sola ranura:

$$f_{t,j} = 0,6 f_{\min.} \quad (13.8.3-3)$$

– con 2 o más ranuras:

$$f_{t,j} = 0,8 f_{\min.} \quad (13.8.3-4)$$

Estas fórmulas también se pueden aplicar si el abocardado se completa mediante un soldeo para estanquidad, siempre que esta soldadura no sea perjudicial para la unión abocardada.

c) Estos valores de $f_{t,j}$ se pueden aumentar hasta el valor de f_t si el procedimiento de unión entre tubos y placa de tubos se aprueba y comprueba mediante ensayos de extracción.

13.9 Tensión de compresión longitudinal máxima admisible para tubos

13.9.1 Objeto

Este capítulo proporciona reglas para determinar la tensión de compresión longitudinal máxima admisible en los tubos de los intercambiadores con un par de placas de tubos unidas por un haz de tubos rectos para cubrir su posible fallo por inestabilidad elástica y pandeo bajo el efecto de una fuerza de compresión axial y de las presiones P_t y P_s .

13.9.2 Símbolos

- b_0 es el factor de imperfección de los tubos;
- d_t es el diámetro nominal exterior de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- E_t es el módulo de elasticidad del material de los tubos a la temperatura de diseño;
- e_t es el espesor nominal de la pared de los tubos (véase la figura 13.7.3-3);
- $f_{t,bk}$ es la tensión máxima de pandeo permitida de los tubos;
- $l_{t,bk}$ es la longitud de pandeo de los tubos;
- P_s es la presión de cálculo del lado de la envolvente. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- P_t es la presión de cálculo del lado de los tubos. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- $R_{p0,2/t}$ es la resistencia a la rotura del material de los tubos a la temperatura de diseño;
- x es el factor de seguridad sobre pandeo de tubos;
- $\sigma_{t,cr}$ es la tensión crítica de Euler para tubos;
- $\sigma_{t,p}$ es el factor para el efecto de la presión en los tubos;

Símbolos l_1 , l'_1 , l_2 , l'_2 y l_3 se definen en la figura 13.9.3-1.

13.9.3 Determinación de la tensión de pandeo máxima admisible

a) La longitud de pandeo de los tubos, $l_{t,bk}$, viene dada por:

- si algunos tubos no están soportados por ninguna placa-deflector:

$$l_{t,bk} = 0,5 L \quad (13.9.3-1)$$

- si todos los tubos están soportados al menos por una placa-deflector (véase la figura 13.9.3-1);

$$l_{t,bk} = \min. \left\{ [0,5L]; \max. \left[(0,7 l_1); (0,7 l'_1); (0,7 l_2); (0,7 l'_2); (l_3) \right] \right\} \quad (13.9.3-2)$$

b) Se calcula:

$$b_0 = 0,206 \sqrt{\frac{\sigma_{t,cr}}{R_{p0,2/T}}} \left(1 - 0,2 \sqrt{\frac{\sigma_{t,cr}}{R_{p0,2/T}}} \right) \quad (13.9.3-3)$$

$$x = 1,1 \quad (13.9.3-4)$$

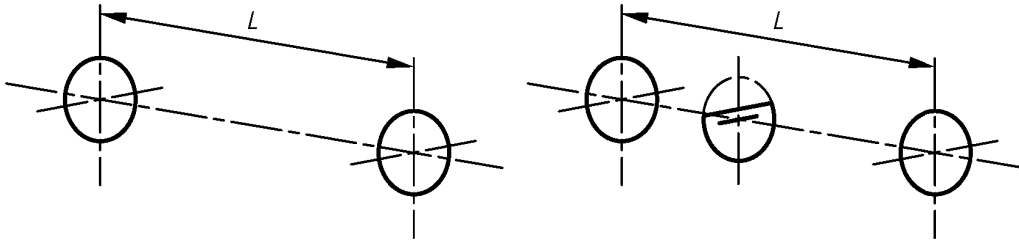
$$\sigma_{t,p} = \frac{P_s \cdot d_t^2 - P_t (d_t - 2 e_t)^2}{d_t^2 - (d_t - 2 e_t)^2} \quad (13.9.3-5)$$

$$\sigma_{t,cr} = \frac{\pi^2 \cdot E_t}{l_{t,bk}^2} \cdot \frac{d_t^2 + (d_t - 2 e_t)^2}{16} \quad (13.9.3-6)$$

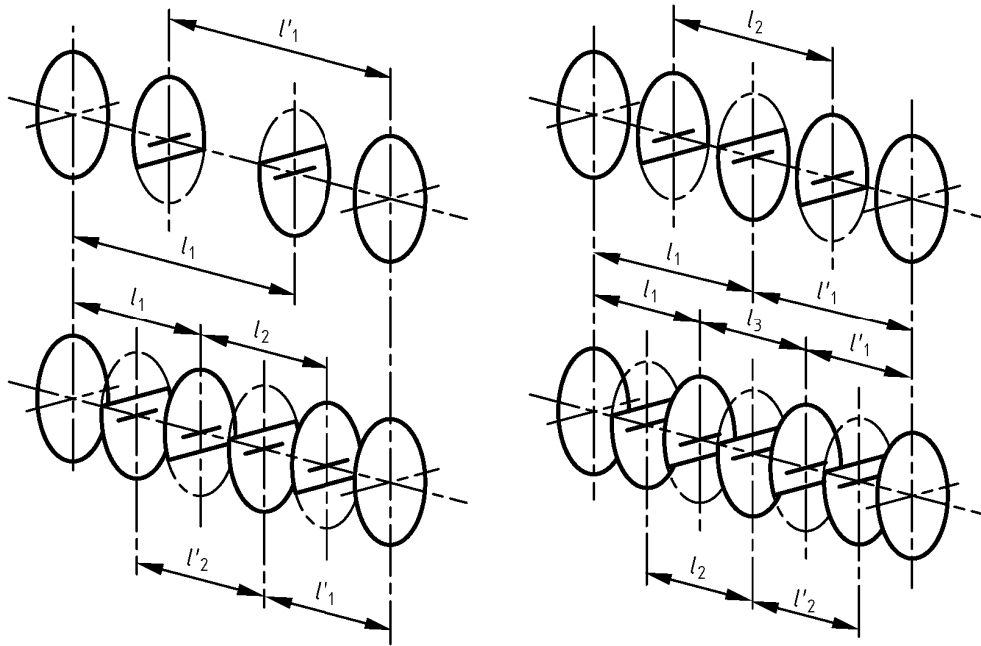
c) La tensión de pandeo máxima permitida de los tubos, $f_{t,bk}$, viene dada por:

$$f_{t,bk} = \frac{1}{x} \left[x \sigma_{t,p} + \frac{R_{p0,2/T} - |x \sigma_{t,p}|}{\sqrt{1 + \left(\frac{(1 + b_0) R_{p0,2/T} - |x \sigma_{t,p}|}{\sigma_{t,cr}} \right)^2}} \right] \quad (13.9.3-7)$$

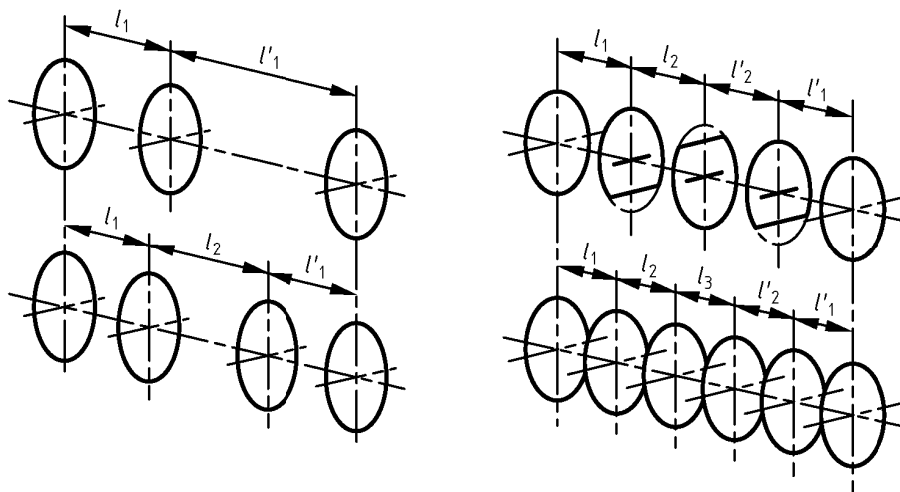
El valor de $f_{t,bk}$ tiene que ser positivo. si se obtiene un valor negativo, la longitud de pandeo $l_{t,bk}$ debe reducirse lo necesario para obtener un valor positivo $f_{t,bk}$.



a) Intercambiadores de calor sin placa deflectora o con una placa deflectora que no soporta todos los tubos del haz



b) Intercambiadores de calor con varias placas deflectoras que no soportan todos los tubos del haz



c) Intercambiadores de calor con una o varias placas deflectoras que soportan todos los tubos de los haces

Figura 13.9.3-1 – Definición de longitudes $l_1, l'_1, l_2, l'_2, l_3$

13.10 Diseño de prolongación de placa de tubos como brida con una junta de cara estrecha

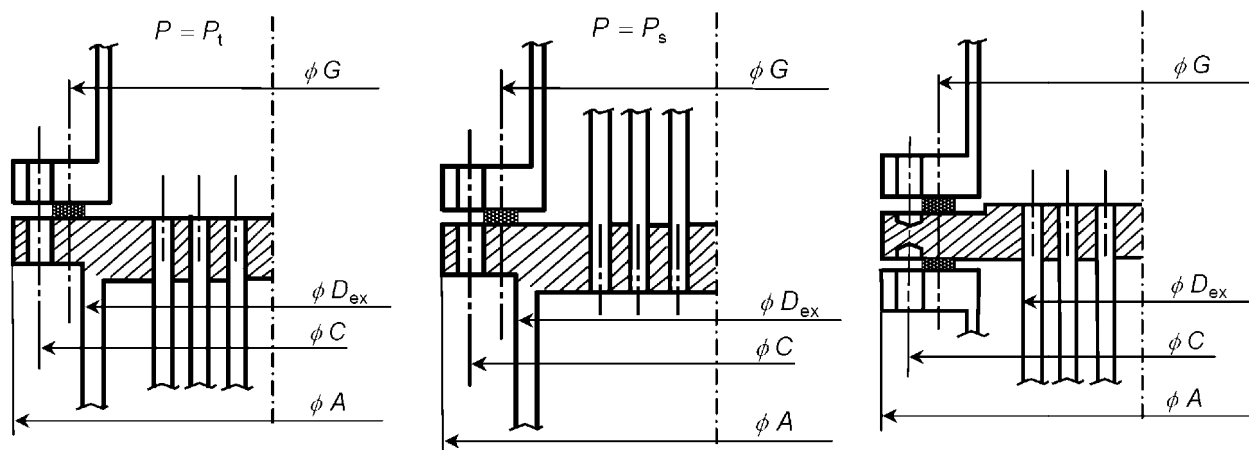
13.10.1 Objeto

Este apartado proporciona reglas para el diseño de prolongaciones de placas de tubos cuando la placa de tubos se prolonga como una brida con una junta estrecha, según se muestra en la figura 13.10.1-1. Se aplicará a las configuraciones *b*, *d*₂ (sólo placa de tubos en U) y *e*.

13.10.2 Condiciones de aplicabilidad

Este apartado sólo se aplica si:

- La presión de cálculo *P* es positiva (presión interna).
- La junta es de uno de los tipos cubiertos en el capítulo 11.
- $D_{\text{ex}} \leq G$.



a) Configuración *b* placa de tubos estacionaria con junta con canal

$$\begin{aligned} G &= G_c \\ D_{\text{ex}} &= D_{\text{s,e}} \\ P &= P_t \end{aligned}$$

b) Configuración *e*: placa de tubos estacionaria con junta con envolvente

$$\begin{aligned} G &= G_s \\ D_{\text{ex}} &= D_{\text{c,e}} \\ P &= P_s \end{aligned}$$

c) Configuración *d*₂: Placa de tubos en U con juntas en ambos lados

$$\begin{aligned} G &= G_s \text{ o } G_c \\ D_{\text{ex}} &= D_o \\ P &= P_s \text{ o } P_t \end{aligned}$$

Figura 13.10.1-1 – Prolongación de la placa de tubos como brida

13.10.3 Símbolos

- A* es el diámetro exterior de la prolongación de la placa de tubos (véase la figura 13.10.1-1);
- b* es la anchura de asiento efectiva de la junta (véase el capítulo 11);
- C* es el diámetro del círculo de los tornillos (véase la figura 13.10.1-1);
- D*_c es el diámetro interior del canal;

- $D_{c,e}$ es el diámetro exterior del canal en sus uniones con la placa de tubos (normalmente: $D_{c,e} = D_s + 2 e_s$), (véase la figura 13.10.1-1);
- D_{ex} es el diámetro interior de la prolongación de la placa de tubos, dado por el apartado 13.10.4a;
- D_o es el diámetro de la superficie perforada de la placa de tubos, dado por la ecuación (13.7.3-1);
- D_s es el diámetro interior de la envolvente;
- $D_{s,e}$ es el diámetro exterior de la envolvente canal en su unión con la placa de tubos (normalmente: $D_{s,e} = D_s + 2 e_s$), (véase la figura 13.10.1-1);
- e_a es el espesor de análisis de la placa de tubos (véase la figura 13.10.4-1);
- $e_{a,p}$ es el espesor de análisis en la periferia de la placa de tubos;
- e_c es el espesor del canal;
- e_{fl} es el espesor requerido de la prolongación de la placa de tubos;
- $e_{fl,a}$ es el espesor de análisis de la prolongación de la placa de tubos (véase la figura 13.10.4-1);
- e_s es el espesor de la envolvente;
- f es la tensión nominal de diseño del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;
- f_A es la tensión nominal de diseño del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;
- G es el diámetro de la reacción de la carga de la junta en el lado de la envolvente o en el lado de los tubos (o);
- G_c es el diámetro de la reacción de la carga de la junta del canal;
- G_s es el diámetro de la reacción de la carga de la junta de la envolvente;
- M_A es el momento total que actúa en la placa de tubos en el estado de montaje, dado por la ecuación (13.10.5-2);
- M_{op} es el momento total que actúa en la placa de tubos en el estado de funcionamiento, dado por la ecuación (13.10.5-4);
- m es el factor de la junta (véase el capítulo 11);
- P es la presión de cálculo que actúa en la placa de tubos, véase el apartado 13.10.2;
- P_s es la presión de cálculo del lado de la envolvente. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- P_t es la presión de cálculo del lado de los tubos. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;
- W es la carga de diseño de los tornillos de la brida para el estado de montaje (véase el capítulo 11);
- ν es la relación de Poisson para el material de la placa de tubos.

13.10.4 Consideraciones sobre el diseño

- El diámetro interior D_{ex} de la prolongación de la placa de tubos y la presión de diseño P se determinan según se muestra en la figura 13.10.1-1.
- Los cálculos se deben realizar para cada uno de los casos de carga que puedan determinar el diseño, incluido el estado de montaje.

c) El espesor de análisis de la placa de tubos en su periferia, $e_{a,p}$, debe ser como mínimo igual al espesor de análisis de la prolongación de la placa de tubos $e_{fl,a}$ (véase la figura 13.10.4-1):

$$e_{a,p} \geq e_{fl,a} \tag{13.10.4-1}$$

d) El cálculo para la configuración d_2 se debe realizar para el lado de los tubos y para el lado de la envolvente.

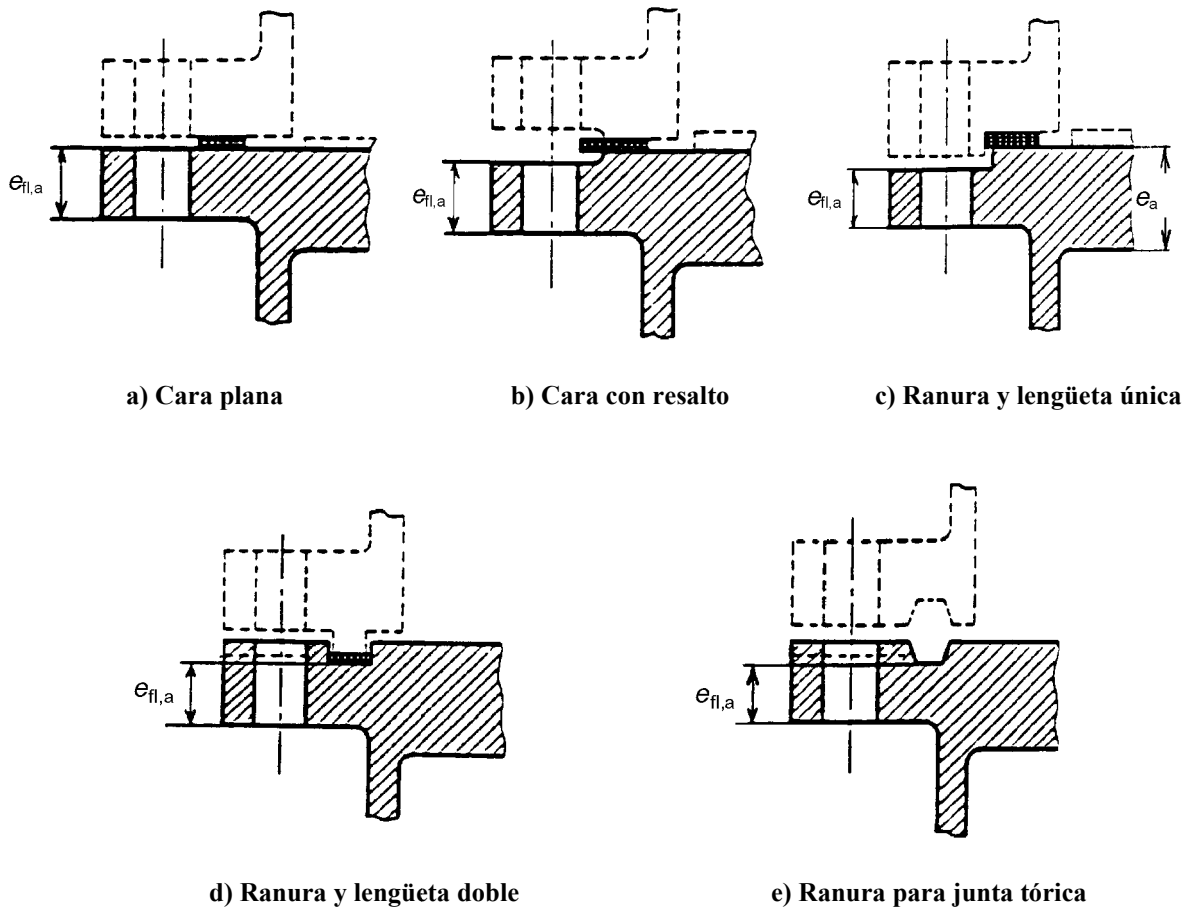


Figura 13.10.4-1 – Espesor de análisis de la prolongación de la placa de tubos como brida

13.10.5 Espesor requerido de la prolongación de la placa de tubos como brida

a) El espesor requerido para el estado de montaje, $e_{fl,A}$, viene dado por:

$$e_{fl,A} = \sqrt{\frac{12}{\pi \cdot A \left[(1 + \nu) + (1 - \nu) \left(\frac{D_{ex}}{A} \right)^2 \right]}} \cdot \frac{M_A}{f_A} \tag{13.10.5-1}$$

donde

$$M_A = W \cdot \frac{C - G}{2} \tag{13.10.5-2}$$

b) El espesor requerido para los estados de funcionamiento, $e_{fl,op}$, viene dado por:

$$e_{fl,op} = \sqrt{\frac{12}{\pi \cdot A \left[(1 + \nu) + (1 - \nu) \left(\frac{D_{ex}}{A} \right)^2 \right]} \cdot \frac{M_{op}}{f}} \quad (13.10.5-3)$$

donde

$$M_{op} = \pi \left[\left(\frac{D_{ex}^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{C - D_{ex}}{2} \right) + \left(\frac{G^2 - D_{ex}^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{2C - D_{ex} - G}{4} \right) + (2b \cdot G \cdot m) \left(\frac{C - G}{2} \right) \right] \cdot P \quad (13.10.5-4)$$

c) El espesor requerido de la prolongación de la placa de tubos como brida, e_{fl} , viene dado por:

$$e_{fl} = \text{máx.} \left[(e_{fl,A}); (e_{fl,op}) \right] \quad (13.10.5-5)$$

d) El espesor de análisis de la prolongación de la placa de tubos, $e_{fl,a}$, debe ser como mínimo igual a e_{fl} :

$$e_{fl,a} \geq e_{fl} \quad (13.10.5-6)$$

13.11 Diseño de prolongación de placa de tubos como brida con una junta de cara completa

13.11.1 Objeto

Este apartado proporciona reglas para el diseño de la prolongación de la placa de tubos cuando ésta se prolonga como una brida con una junta de cara completa, según se muestra en la figura 13.11.1-1. Se aplica a las configuraciones b', d'₂, (sólo placa de tubos en U) y e'.

13.11.2 Condiciones de aplicabilidad

Este apartado sólo se aplica si:

- La presión de cálculo P es positiva (presión interna).
- La junta es de uno de los tipos cubiertos en el capítulo 11.

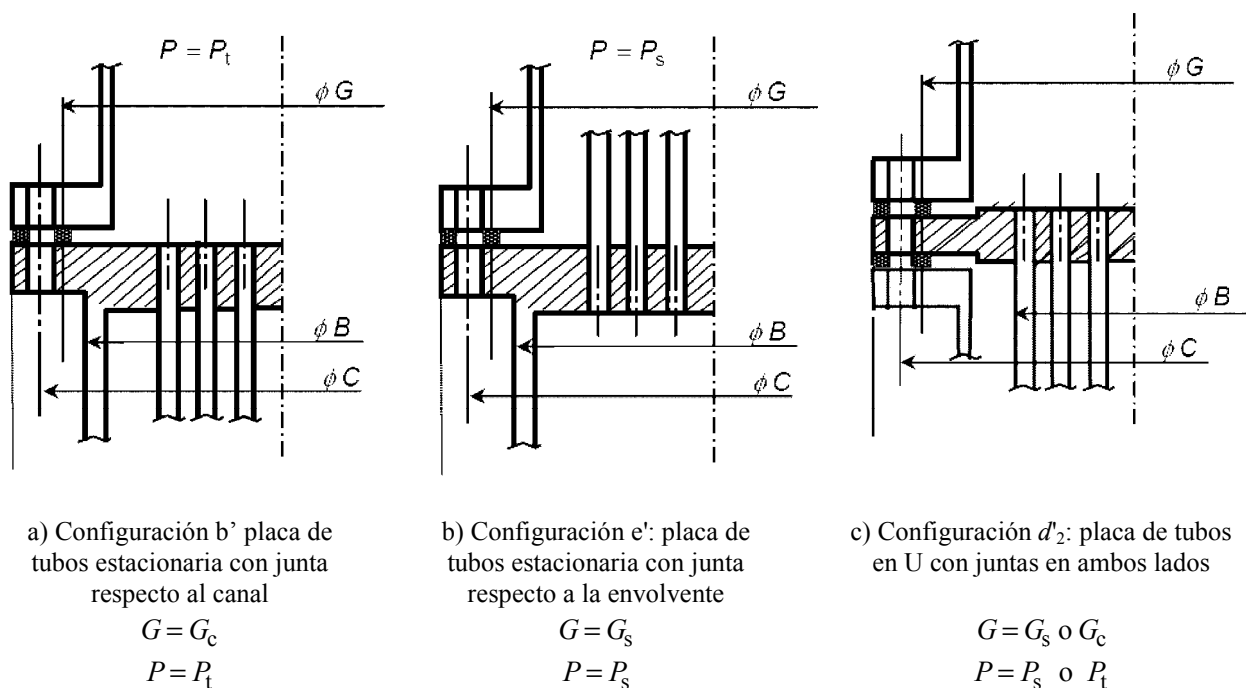


Figura 13.11.1-1 – Prolongación de placa de tubos como brida

13.11.3 Símbolos

B es el diámetro interior de la prolongación de la placa de tubos como brida (véase la figura 13.11.1-1);

$2b''$ es la anchura de presión efectiva de la junta (véase el capítulo 11.6);

C es el diámetro del círculo de los tornillos (véase la figura 13.11.1-1);

d_b es el diámetro exterior del tornillo;

d_h es el diámetro de los agujeros de los tornillos;

e_a es el espesor de análisis de la placa de tubos;

e_{fl} es el espesor requerido de la prolongación de la placa de tubos, dado por la ecuación (13.11.5-1);

$e_{fl,a}$ es el espesor de análisis de la prolongación de la placa de tubos (véase la figura 13.11.4-1);

f es la tensión nominal de diseño del material de la placa de tubos a la temperatura de diseño;

G es el diámetro de la reacción de la carga de la junta en el lado de la envolvente o en el lado de los tubos (o);

G_c es el diámetro de la reacción de la carga de la junta del canal;

G_s es el diámetro de la reacción de la carga de la junta de la envolvente;

g_1 es el espesor del cubo en la parte posterior de la brida (véase 11.3);

M_t es el momento total que actúa en la placa de tubos en el estado de funcionamiento, dado por la ecuación (13.11.5-2);

m es el factor de la junta (véase el capítulo 11);

n es el número de pernos;

P es la presión de cálculo que actúa en la placa de tubos, véase el apartado 13.11.2;

P_s es la presión de cálculo del lado de la envolvente. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo;

P_t es la presión de cálculo del lado de los tubos. En caso de vacío, este valor se debe tomar como negativo.

13.11.4 Consideraciones sobre el diseño

- Los cálculos se deben realizar para cada uno de los casos de carga que puedan determinar el diseño.
- El espesor de análisis de la placa de tubos en su periferia, $e_{a,p}$, debe ser como mínimo igual al espesor de análisis de la prolongación de la placa de tubos $e_{fl,a}$ (véase la figura 13.11.4-1):

$$e_{a,p} \geq e_{fl,a} \quad (13.11.4-1)$$

- El cálculo para la configuración d_2 se debe realizar para el lado de los tubos y para el lado de la envolvente.

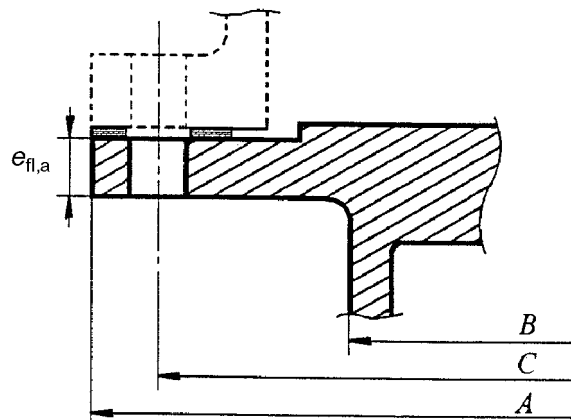


Figura 13.11.4-1 – Espesor de análisis de la prolongación de la placa de tubos como brida

13.11.5 Espesor requerido de la prolongación de la placa de tubos como brida

El espesor requerido de la prolongación de la placa de tubos como brida, viene dado por:

$$e_{fl} = \sqrt{\frac{6 M_r}{(\pi C - n d_h) f}} \quad (13.11.5-1)$$

donde

$$M_r = \pi \left[\left(\frac{B^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{C - B - g_1}{2} \right) + \left(\frac{G^2 - B^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{2C - B - G}{4} \right) + (2 b'' \cdot G \cdot m) \left(\frac{C - G}{2} \right) \right] \cdot P \quad (13.11.5-2)$$

13.12 Uniones soldadas especiales de tubo a placa de tubos

13.12.1 Objeto

Este apartado explica cómo se aplican las reglas del apartado 13.7 cuando el tipo de unión soldada de tubo a placa de tubos sea distinto del tipo cubierto actualmente en el apartado 13.7.

Este apartado cubre los siguientes tipos de uniones soldadas de tubo a placa de tubos:

- tubos soldados a la cara exterior de la placa de tubos con ranuras mecanizadas (véase 13.12.3);
- tubos unidos por soldadura de cordón triangular a la cara interior de la placa de tubos de la manera siguiente:
 - tubos insertados en la placa de tubos con ranuras mecanizadas (véase 13.12.4);
 - tubos parcialmente insertados en la placa de tubos (véase 13.12.5);
- tubos unidos por soldadura a tope a la cara interior de la placa de tubos teniendo lo siguiente:
 - cubos (véase 13.12.6);
 - ranuras mecanizadas (véase 13.12.7).

13.12.2 Símbolos adicionales

Los símbolos siguientes son adicionales a los incluidos en el apartado 13.7.3.

d es el diámetro del agujero del tubo;

h_w es la profundidad de la ranura para soldar del tubo.

13.12.3 Tubos soldados a la cara exterior de la placa de tubos con ranuras mecanizadas

- a) El espesor de la placa de tubos se debe medir desde la raíz de la ranura para soldar del tubo (véase la figura 13.12.3-1).
- b) La profundidad efectiva h'_g de la ranura de la partición de paso, si hay alguna, viene dada por la relación siguiente:

$$h'_g = \text{máx.} \left[(h_g - c_t - h_w), (0) \right] \quad (13.12.3-1)$$

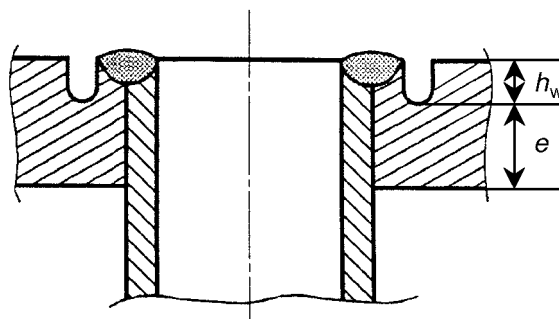


Figura 13.12.3-1 – Tubo soldado a la cara exterior de la placa de tubos con ranuras mecanizadas

13.12.4 Tubos insertados soldados a la cara interior de la placa de tubos con ranuras mecanizadas

El espesor de la placa de tubos se debe medir desde la raíz de la ranura para soldar del tubo (véase la figura 13.12.4-1).

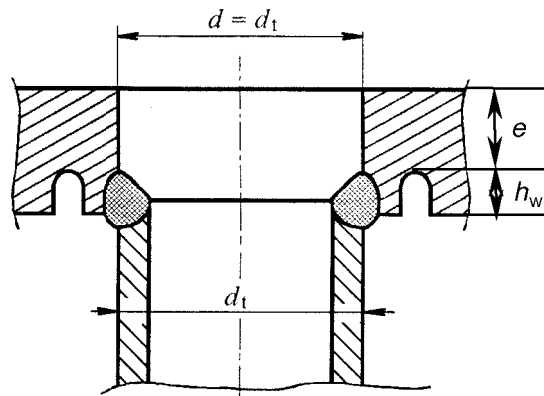


Figura 13.12.4-1 – Tubo insertado soldado a la cara interior de la placa de tubos con ranuras mecanizadas

13.12.5 Tubos parcialmente insertados soldados a la cara interior de la placa de tubos

a) El diámetro D_o de la superficie perforada de la placa de tubos viene dado por la fórmula siguiente:

$$D_o = 2 r_o + d \quad (13.12.5-1)$$

b) La eficiencia básica de ligamento μ de la placa de tubos viene dada por:

$$\mu = \frac{p - d}{p} \quad (13.12.5-2)$$

c) La eficiencia efectiva de ligamento μ^* de la placa de tubos viene dada por:

$$\mu^* = \frac{p^* - d}{p^*} \quad (13.12.5-3)$$

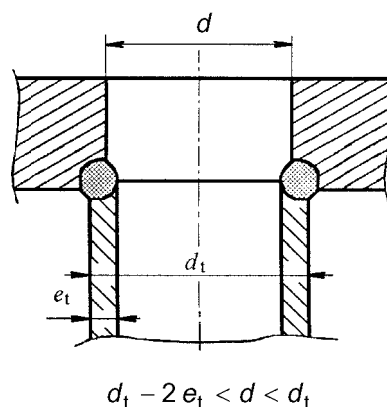


Figura 13.12.5.1 – Tubos parcialmente insertados soldados a la cara interior de la placa de tubos

13.12.6 Tubos soldados a tope a la cara interior de la placa de tubos con cubos

a) El diámetro D_o de la superficie perforada de la placa de tubos viene dado por la fórmula siguiente:

$$D_o = 2 r_o + d \quad (13.12.6-1)$$

b) La eficiencia básica de ligamento μ de la placa de tubos viene dada por la fórmula siguiente:

$$\mu = \frac{p - d}{p} \quad (13.12.6-2)$$

c) La eficiencia efectiva de ligamento μ^* de la placa de tubos viene dada por la fórmula siguiente:

$$\mu^* = \frac{p^* - d}{p^*} \quad (13.12.6-3)$$

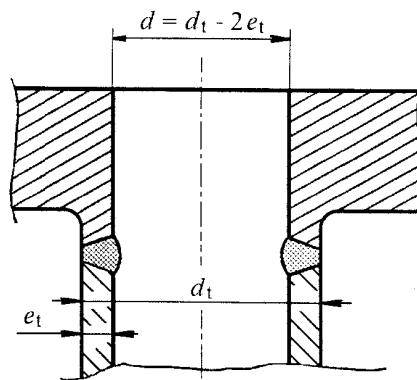


Figura 13.12.6-1 – Tubo soldado a tope a la cara interior de la placa de tubos con cubo

13.12.7 Tubos soldados a tope a la cara interior de la placa de tubos con ranuras mecanizadas

a) El espesor de la placa de tubos se debe medir desde la raíz de la ranura para soldar del tubo (véase la figura 13.12.7-1).

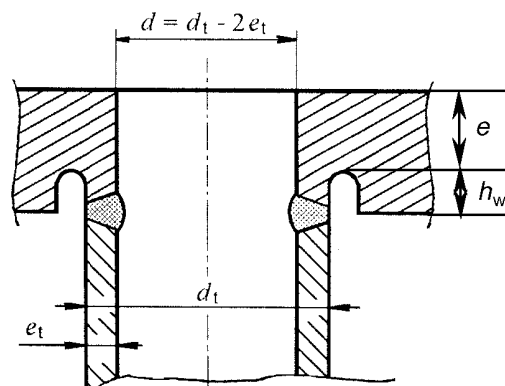


Figura 13.12.7-1 – Tubo soldado a tope a la cara interior de la placa de tubos con ranura mecanizada

b) se aplican los requisitos de los puntos a), b) y c) del apartado 13.12.6.

14 FUELLES DE DILATACIÓN

14.1 Objeto

Este capítulo proporciona reglas de diseño para fuelles de dilatación formados por una o varias circunvoluciones de los tres tipos siguientes:

- a) fuelle en forma de U sin reforzar (véase la figura 14.1-1a);
- b) fuelle en forma de U reforzado (véase la figura 14.1-1b);
- c) fuelle toroidal (véase la figura 14.1-1c);

sujetos a presión interna o externa y desplazamiento cíclico.

Estos fuelles están pensados para instalarlos en recipientes a presión, especialmente intercambiadores de calor de placas tubulares, con objeto de proporcionar una flexibilidad adecuada para la dilatación térmica, asegurando al mismo tiempo un diseño seguro para resistir presión interna.

NOTA Se llama la atención del diseñador hacia el hecho de que el diseño de los fuelles de dilatación es complejo porque generalmente los requisitos de resistencia y flexibilidad están en conflicto. El capítulo K.1 proporciona información detallada sobre esta cuestión.

Si se considera que la erosión o las vibraciones son una preocupación debido a la velocidad del medio transportado, debería considerarse la utilización de un manguito interno.

14.2 Definiciones específicas

Se aplican las definiciones y términos siguientes además de los incluidos en el capítulo 3.

14.2.1 Fuelle de dilatación:

Elemento flexible formado por una o más circunvoluciones y las tangentes extremas.

14.2.2 Circunvolución:

La unidad flexible de un fuelle de dilatación (véase la figura 14.1-1).

14.2.3 Tangentes extremas:

Las partes rectas sin circunvolución en los extremos de un fuelle (véase la figura 14.1-1).

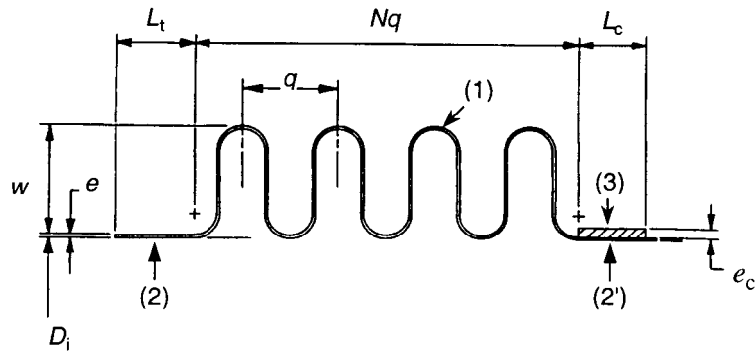
14.2.4 Casquillo:

Cilindro unido a la tangente extrema para reforzarla (véase la figura 14.1-1).

14.2.5 Anillos de igualación y de refuerzo:

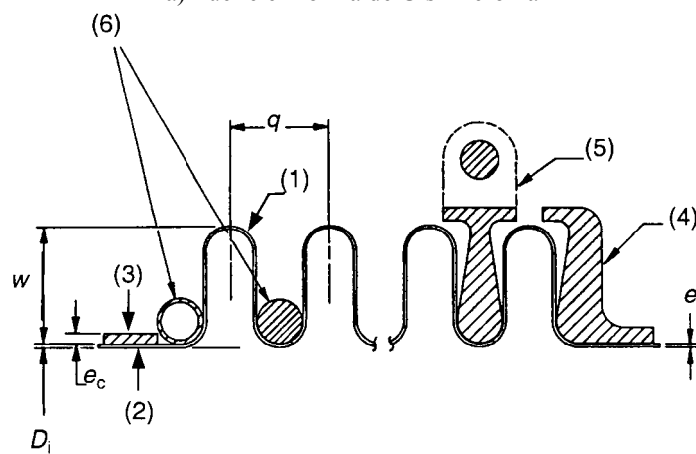
Dispositivos que están apretados contra las raíces de las circunvoluciones para reforzar los fuelles frente a la presión interna.

Los anillos de refuerzo se fabrican a partir de tubos o barras redondas. Los anillos de igualación tienen su sección transversal en forma de "T" aproximadamente y su fin principal es limitar el intervalo de desplazamiento axial equivalente total.



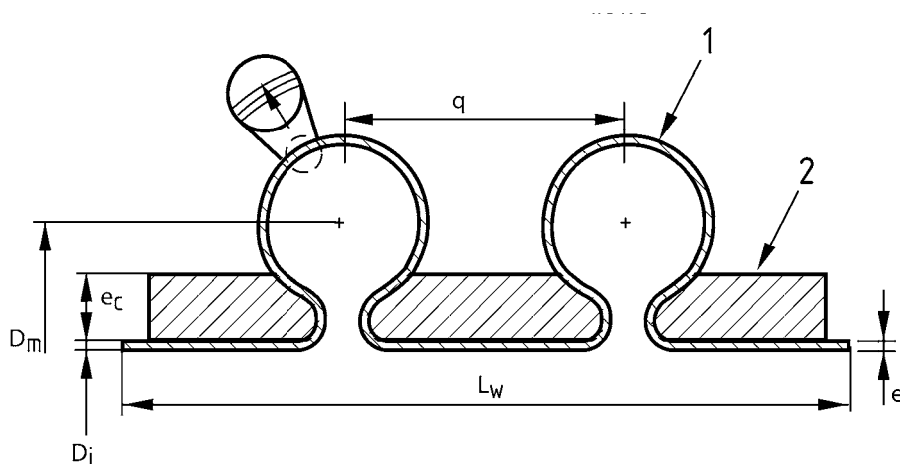
- (1) Circunvolución
- (2) Tangente extrema con casquillo
- (2') Tangente extrema sin casquillo
- (3) Casquillo de refuerzo

a) Fuelle en forma de U sin reforzar



- (1) Circunvolución
- (2) Tangente extrema
- (3) Casquillo de refuerzo
- (4) Anillo extremo de igualación
- (5) Anillo de igualación
- (6) Anillos de refuerzo

b) Fuelle en forma de U reforzado



Leyenda

- (1) Circunvolución
- (2) Casquillo de refuerzo

c) Fuelle toroidal

Figura 14.1-1 – Tres tipos de fuelles de dilatación

14.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se aplican los símbolos siguientes además de los indicados en el capítulo 4.

- A es la sección transversal metálica de una circunvolución, dada por la ecuación (14.5.2-7) o (14.6.3-7);
- C_p, C_f, C_d son coeficientes usados para circunvoluciones en forma de U, dados por las figuras 14.5.2-1, 2 y 3;
- C_1 y C_2 son coeficientes dados por las ecuaciones (14.5.2-8) y (14.5.2-9) o (14.6.3-8) y (14.6.3-9), que se utilizan para determinar los coeficientes C_p, C_f, C_d ;
- D_c es el diámetro medio del casquillo, dado por la ecuación (14.5.2-2) o (14.6.3-2) o (14.7.3-2);
- D_i es el diámetro interior de la circunvolución y de las tangentes extremas del fuelle, véase la figura 14.1-1;
- D_m es el diámetro medio del casquillo de la circunvolución del fuelle, dado por la ecuación (14.5.2-3) o (14.6.3-3) o (14.7.3-3);
- E_b es el módulo de elasticidad del material del fuelle a la temperatura de diseño;
- E_c es el módulo de elasticidad del material del casquillo a la temperatura de diseño;
- E_o es el módulo de elasticidad del material del fuelle a temperatura ambiente;
- e es el espesor nominal del fuelle, dado por la ecuación (14.5.2-1) o (14.6.3-1) o (14.7.3-1);
Para fuelles de una sola capa $e = e_p$;
- e_c es el espesor del casquillo, véase la figura de 14.1-1.
- e_p es el espesor nominal de una capa;
- e^* es el espesor del fuelle, corregido para tener en cuenta el adelgazamiento durante la conformación, dado por la ecuación (14.5.2-5) o (14.6.3-5) o (14.7.3-5);
- e_p^* es el espesor de una capa, corregido para tener en cuenta el adelgazamiento durante la conformación, dado por la ecuación (14.5.2-4) o (14.6.3-4) o (14.7.3-4);
- f es la tensión nominal de diseño del material del fuelle a la temperatura de diseño;
- f_c es la tensión nominal de diseño del material del casquillo a la temperatura de diseño;
- K_b es la rigidez axial del fuelle, dada por las ecuaciones (14.5.7-1, 14.6.8-1 o 14.7.8-1);
- k es el factor para considerar el efecto de refuerzo de la unión soldada y la circunvolución final en la capacidad de presión de la tangente extrema, dado por la ecuación (14.5.2-6) o (14.6.3-6);
- L_c es la longitud del casquillo, véase la figura 14.1-1;
- L_t es la longitud de la tangente extrema, véase la figura 14.1-1;
- N es el número de circunvoluciones;
- N_{alw} es el número admisible de ciclos de fatiga;
- N_{spe} es el número especificado de ciclos de fatiga;

n_p	es el número de capas;
P	es la presión de cálculo;
q	es el paso de las circunvoluciones, dado por la ecuación (14.5.2-10);
r_i	es el radio interno del toro en la cresta y la raíz de las circunvoluciones en forma de U, véase la figura 14.5.1-1;
s_d	es la tensión producida por la deformación durante la fabricación, véase el apartado 14.5.2.2;
w	es la altura de las circunvoluciones, véase la figura 14.1-1;
α	es el factor de interacción de la tensión de inestabilidad en el plano, dado por la ecuación (14.5.2-12);
δ	es la relación de tensión de inestabilidad de tensión en el plano, dada por la ecuación (14.5.2-11);
Δq	es el intervalo de desplazamiento axial equivalente total por circunvolución, dado por el apartado 14.10.5;
ν_b	es la relación de Poisson del material del fuelle;
$\sigma(P)$	es una tensión que depende de P ;
$\sigma(\Delta q)$	es una tensión que depende de Δq ;
σ_{eq}	es el intervalo total de tensiones debidas a desplazamiento cíclico.

Subíndices principales

b	para fuelle;
c	para casquillo
m	para membrana o meridional
p	para capa
r	para refuerzo
t	para tangente extrema
θ	para circunferencial

Para las circunvoluciones del fuelle no se utiliza ningún subíndice.

14.4 Condiciones de aplicabilidad

14.4.1 Geometría

14.4.1.1 Un fuelle de dilatación está formado por una o más circunvoluciones idénticas. Todas las circunvoluciones son axisimétricas.

14.4.1.2 Cada circunvolución puede tener una o más capas de igual espesor y del mismo material.

14.4.1.3 El fuelle incluye una tangente extrema cilíndrica de longitud L_t , con o sin casquillo (véase la figura 14.1-1); si el espesor de la tangente es inferior que el de la envolvente cilíndrica de a la cual se suelda el fuelle, L_t debe ser tal que:

$$L_t - L_c \leq 0,5 \sqrt{e \cdot D_i}$$

En esta fórmula, $L_c = 0$ si el fuelle no tiene casquillo.

14.4.1.4 El número de capas debe ser tal que:

$$n_p \leq 5$$

14.4.2 Cargas

Este capítulo proporciona reglas para fuelles sometidos a presión interna constante y a desplazamientos axiales cíclicos. Además:

- los fuelles sometidos a desplazamiento lateral o angular, deben calcularse de acuerdo con el apartado 14.10,
- se incluyen reglas específicas para cubrir la presión externa (véase 14.5.5),
- otras cargas (por ejemplo, peso, vibraciones, viento o choque térmico) deben ser objeto de consideración especial.

14.4.3 Temperatura

Este capítulo sólo se aplica a temperaturas del material por debajo del intervalo de fluencia, según lo indicado en la norma europea de material pertinente. En ausencia de tal especificación:

- la temperatura de diseño debe ser inferior a 500 °C para aceros austeníticos y materiales similares citados en el apartado 14.5.6.3.2;
- la temperatura de diseño para aceros ferríticos debe ser inferior a 380 °C.

14.4.4 Materiales



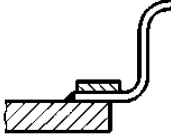
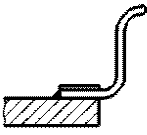
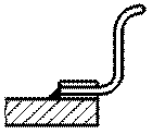



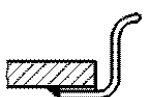
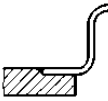
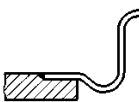
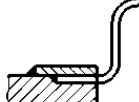
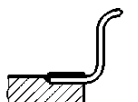
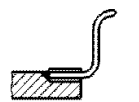
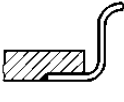

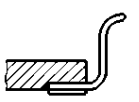




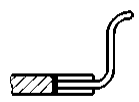


Estas reglas se aplican a aceros ferríticos, aceros austeníticos y aleaciones de níquel- cromo- hierro y níquel-hierro-cromo.

14.4.5 Costuras de soldeo

Los fuelles de dilatación pueden incluir una o varias soldaduras longitudinales. Los fuelles sin reforzar en forma de U pueden tener también soldaduras circunferenciales (véase 14.5.9).

Las soldaduras circunferenciales de unión de fuelles de dilatación de una y varias capas deben diseñarse de acuerdo con los esquemas incluidos en la tabla 14.4.5-1.

Tabla 14.4.5-1 – Soldaduras típicas de fijación de fuelles

Tipo de soldadura		Variantes (son admisibles combinaciones de A a D)			
Nº	Diseño general	A Cuello regruesado	B Casquillo de refuerzo	C Casquillo auxiliar sencillo	D Casquillo auxiliar doble
1.1	1)  Unión solapada exterior/ soldadura de cordón triangular		2), 3) 		
1.2	1)  Unión solapada interior/ soldadura de cordón triangular				
2.1	 Unión solapada exterior/ soldadura de ranura				
2.2	 Unión solapada interior/ soldadura de ranura				
3.0	4)  Soldadura a tope	4) 			
4.1	5)  Soldadura de borde radial (interior o exterior)				
4.2	 Soldadura de borde axial (interior o exterior)				

1) En el caso de soldaduras de cordón triangular, el espesor de la soldadura (a), debe cumplir la ecuación siguiente: $a \geq 0,7 e_s$ donde e_s es el espesor nominal de la envolvente conectada.

2) Es aconsejable un casquillo de refuerzo, si la tangente extrema cilíndrica del fuelle L_t supera $L_t \geq 0,5 \sqrt{e_s \cdot D_i}$:

3) El casquillo de refuerzo debe fijarse axialmente mediante soldeo o dispositivos mecánicos.

4) En el caso de soldaduras a tope, son necesarias herramientas especiales para el soldeo de fuelles de capas múltiples.

5) El diámetro de las soldaduras no debe ser superior al diámetro medio del fuelle D_m en más del 20% de la altura de la circunvolución w .

6) Los accesorios y casquillos de refuerzo opuestos al lado que soporta presión deben tener un radio o un bisel en el borde en contacto con la tangente extrema del fuelle.

NOTA Estos esquemas no son exhaustivos. Se pueden utilizar otras configuraciones, siempre que conduzcan a un nivel de seguridad equivalente.

14.4.6 Instalación

Los fuelles de dilatación deben estar provistos de barras u otros componentes adecuados para mantener la longitud global correcta durante el transporte y la instalación. Los fuelles no deben estirarse, comprimirse, girarse o desviarse lateralmente para adaptarlos a las partes que conecten que no estén correctamente alineadas, a menos que el diseño considere tales movimientos.

En todos los recipientes con fuelle de dilatación, la fuerza hidrostática final causada por la presión y/o la fuerza elástica del fuelle deben ser resistidas por elementos de sujeción adecuados (por ejemplo, tubos o envolventes de intercambiadores, sujeciones externas, anclajes). Las tensiones en estos elementos no deben superar la tensión de diseño nominal a la temperatura de diseño.

14.5 Fuelles sin reforzar en forma de U

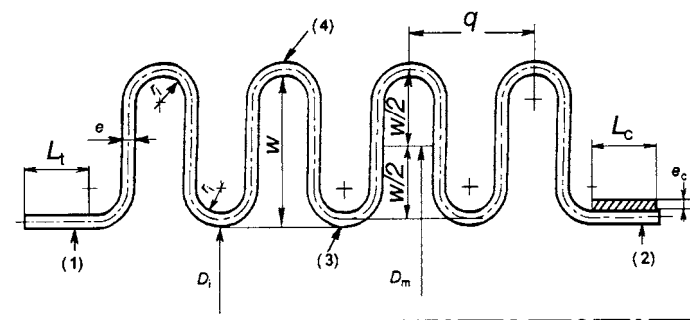
14.5.1 Generalidades

14.5.1.1 Objeto y campo de aplicación

Este apartado se aplica a dos tipos de fuelles sin reforzar con circunvoluciones nominalmente en forma de U.

- Los que se muestran la figura 14.5.1-1 se fabrican generalmente mediante un proceso de conformación (por ejemplo, conformación hidráulica, conformación por laminado) sin ningún soldeo circunferencial en las circunvoluciones. Este tipo de fuelles se cubre en los apartados 14.5.2 a 14.5.7.
- Los que se muestran en la figura 14.5.8-1 son de construcción de una sola capa en la cual las circunvoluciones tienen soldaduras circunferenciales en sus raíces y en sus crestas. Este tipo de fuelles debe cumplir los requisitos adicionales del apartado 14.5.8.

Las circunvoluciones están formadas por una pared lateral y dos toros aproximadamente del mismo radio (en la cresta y en la raíz de la circunvolución), en posición neutra, de manera que el perfil de la circunvolución presente una forma geométrica suave como se muestra en la figura 14.5.1-1



Leyenda

- | | |
|--|---------------------------------|
| (1) Tangente extrema sin casquillo de refuerzo | (3) Raíz de la circunvolución |
| (2) Tangente extrema con casquillo de refuerzo | (4) Cresta de la circunvolución |

Figura 14.5.1-1 – Fuelles sin reforzar en forma de U

14.5.1.2 Condiciones de aplicabilidad

Tienen aplicación a las siguientes condiciones de aplicabilidad además de los enumerados en el apartado 14.4:

a) Se permite una variación del 10% entre el radio de la circunvolución de la cresta r_{ic} y el radio de la circunvolución de la raíz r_{ir} (véase la figura 14.5.1-2 para las definiciones de r_{ic} y r_{ir}).

b) El radio del toro debe ser tal que:

$$r_i \geq 3 e_p,$$

donde

$$r_i = \frac{r_{ic} + r_{ir}}{2}$$

c) El ángulo de desviación de las paredes laterales, α , en la posición neutra debe ser tal que:

$$-15 \leq \alpha \leq +15 \text{ grados (véase la figura 14.5.1-2).}$$

d) La altura de la circunvolución debe ser tal que: $w \leq \frac{D_1}{3}$.

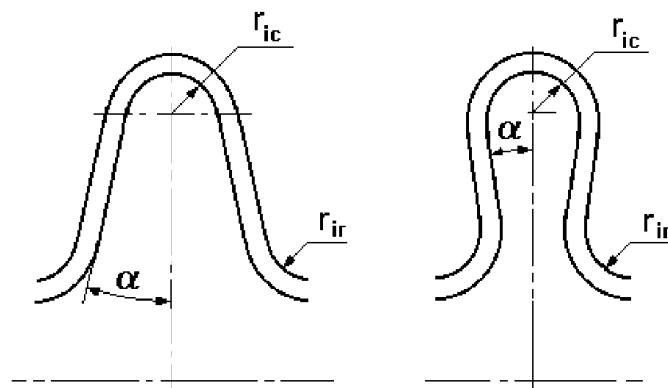


Figura 14.5.1-2 – Posibles formas de configuración en la posición neutra

14.5.2 Determinación de cantidades intermedias

14.5.2.1 Generalidades

Las siguientes fórmulas se emplean en la determinación de los factores intermedios.

$$e = n_p \cdot e_p \quad (14.5.2-1)$$

$$D_c = D_1 + 2e + e_c \quad (14.5.2-2)$$

$$D_m = D_1 + w + e \quad (14.5.2-3)$$

$$e_p^* = e_p \sqrt{\frac{D_i}{D_m}} \quad (14.5.2-4)$$

$$e^* = n_p \cdot e_p^* \quad (14.5.2-5)$$

$$k = \min. \left[\left(\frac{L_t}{1,5 \sqrt{D_i \cdot e_p}} \right); (1,0) \right] \quad (14.5.2-6)$$

$$A = \left[\left(\frac{\pi - 2}{2} \right) q + 2 w \right] e^* \quad (14.5.2-7)$$

$$C_1 = \frac{q}{2 w} \quad (14.5.2-8)$$

$$C_2 = \frac{q}{2,2 \sqrt{D_m \cdot e_p^*}} \quad (14.5.2-9)$$

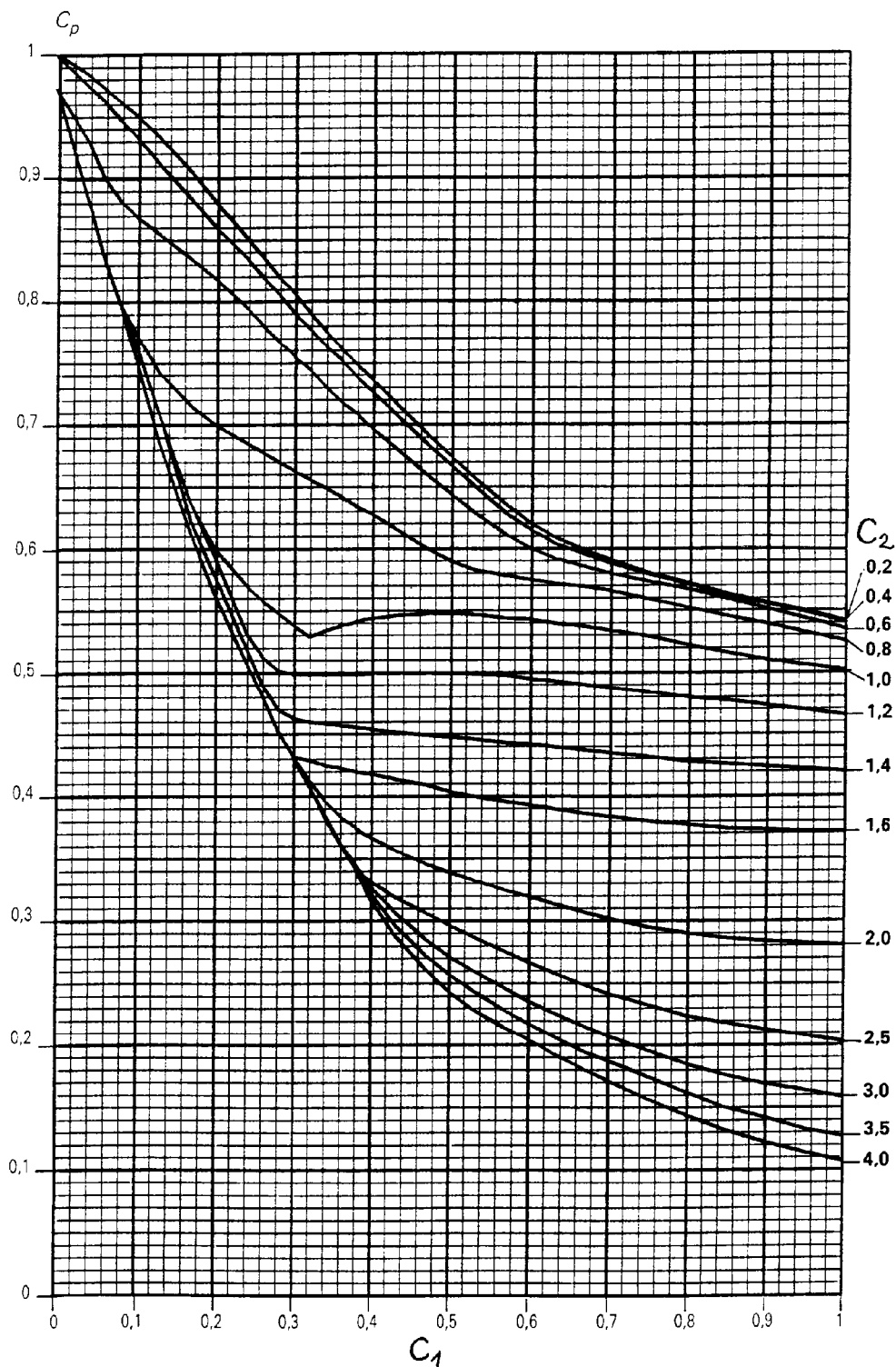
$$q = 4 r_i + 2 e \quad (14.5.2-10)$$

$$\delta = \frac{\sigma_{m,b}}{3\sigma_{\theta,1}} \quad (14.5.2-11)$$

Donde $\sigma_{m,b}$ y $\sigma_{\theta,1}$ están definidas en el apartado 14.5.3.3.

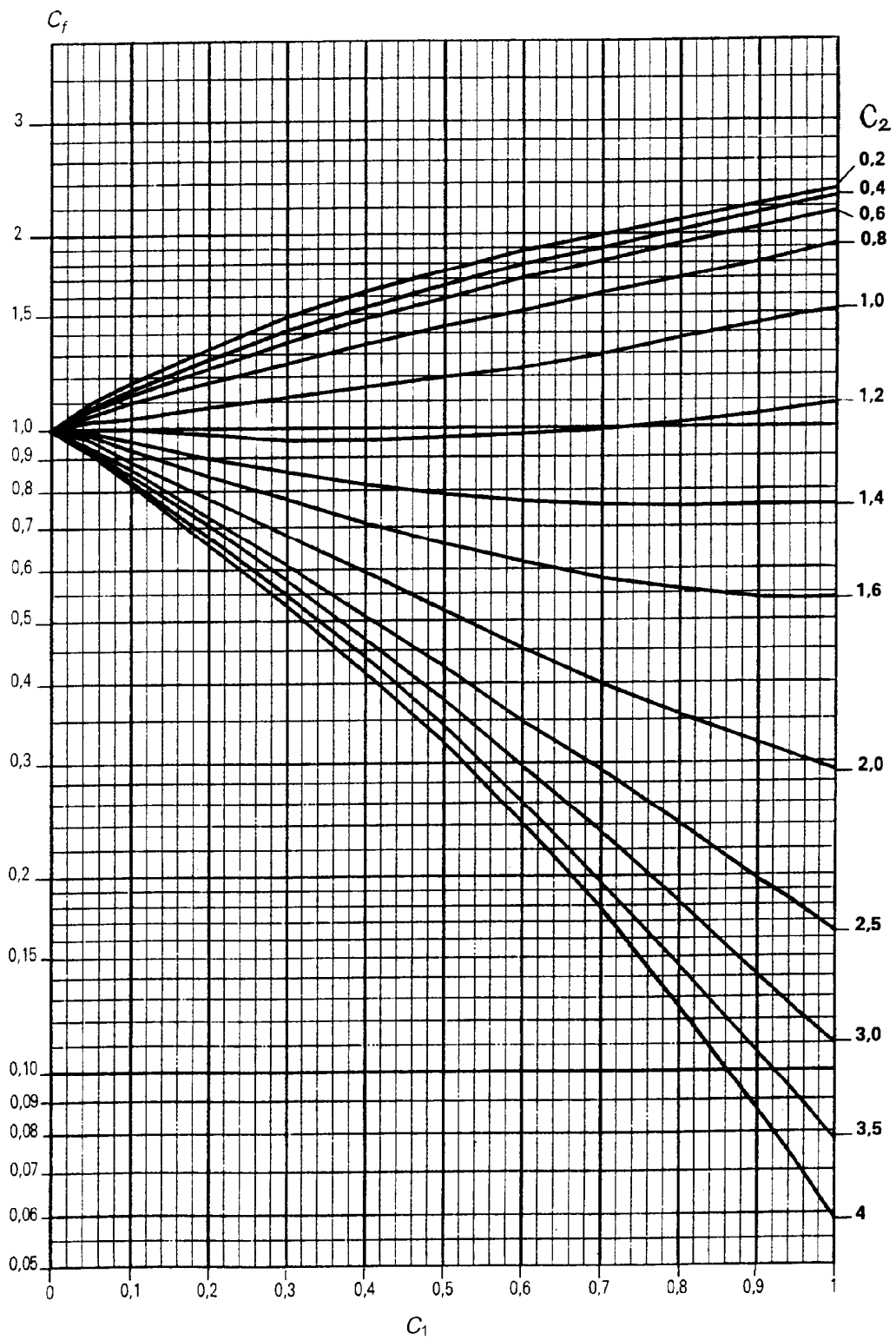
$$\alpha = 1 + 2\delta^2 + \sqrt{(1 - 2\delta^2 + 4\delta^4)} \quad (14.5.2-12)$$

Para los coeficientes C_p , C_f y C_d , véanse las figuras 14.5.2-1 a 14.5.2-3.



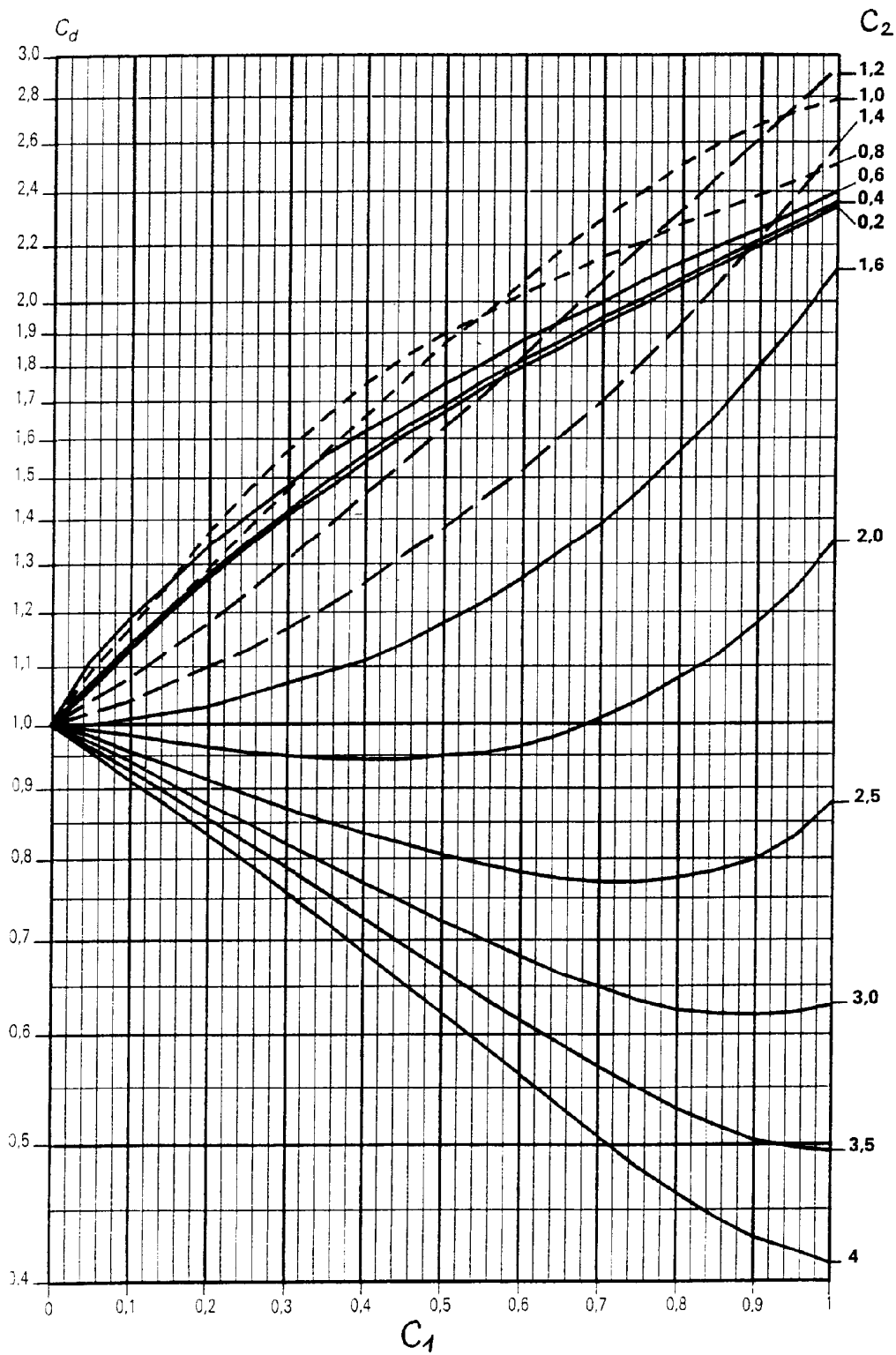
NOTA El capítulo K.2 proporciona aproximaciones polinómicas para estas curvas.

Figura 14.5.2-1 – Coeficiente C_p



NOTA El capítulo K.2 proporciona aproximaciones polinómicas para estas curvas.

Figura 14.5.2-2 – Coeficiente C_f



NOTA El capítulo K.2 proporciona aproximaciones polinómicas para estas curvas.

Figura 14.5.3-3 – Coeficiente C_d

14.5.2.2 Determinación de las tensiones causadas por la deformación

La máxima tensión real causada por la deformación para los fuelles viene dada por:

$$S_d = 1,04 \sqrt{S_\theta^2 + S_b^2} \quad (14.5.2-13)$$

La tensión real circunferencial causada por la deformación s_c depende del proceso de conformado. Para los procesos de conformación comunes, deben utilizarse las siguientes fórmulas:

– para procesos hidráulicos o similares en los que el conformado se realiza al 100% en el exterior del cilindro inicial:

$$S_\theta = \ln \left(1 + 2 \frac{w}{D_i} \right) \quad (14.5.2-14)$$

– para procesos de conformado por laminación con el 50% del conformado en el interior y el 50% en el exterior del cilindro inicial:

$$S_\theta = \ln \left(1 + \frac{w}{D_i} \right) \quad (14.5.2-15)$$

– para medias circunvoluciones fabricadas a partir de chapas anulares en máquinas de doblar por rodillos u otros métodos, donde la máxima tensión tiene lugar en la cresta interior:

$$S_\theta = - \ln \left[1 - \frac{\left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) (2r_i + e_p)}{D_i + e_p} \right] \quad (14.5.2-16)$$

La componente de flexión de la tensión real causada por la deformación s_b es independiente del proceso de conformado y viene dada por:

$$S_b = \ln \left[1 + \frac{e_p}{2r_i + e_p} \right] \quad (14.5.2-17)$$

14.5.3 Tensiones debidas a presión interna

14.5.3.1 Tangente extrema

La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma_{\theta,t}(P) = \frac{1}{2} \frac{(D_i + e)^2 \cdot L_t \cdot E_b \cdot k}{e \cdot (D_i + e) \cdot L_t \cdot E_b + e_c \cdot D_c \cdot L_c \cdot E_c \cdot k} \cdot P \quad (14.5.3-1)$$

debe cumplir la ecuación:

$$\sigma_{\theta,t}(P) \leq f$$

14.5.3.2 Casquillo

La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma_{\theta,c}(P) = \frac{1}{2} \frac{D_c^2 \cdot L_t \cdot E_c \cdot k}{e \cdot (D_i + e) \cdot L_t \cdot E_b + e_c \cdot D_c \cdot L_c \cdot E_c \cdot k} \cdot P \quad (14.5.3-2)$$

debe cumplir la ecuación:

$$\sigma_{\theta,c}(P) \leq f_c$$

14.5.3.3 Circunvoluciones de los fuelles

a) La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

– Para las circunvoluciones finales

$$\sigma_{\theta,E}(P) = \frac{1}{2} \cdot \frac{q \cdot D_m + L_t (D_i + e)}{A + e^* \cdot L_t} \cdot P \quad (14.5.3-3)$$

debe cumplir la ecuación:

$$\sigma_{\theta,E}(P) \leq f$$

– Para circunvoluciones intermedias

$$\sigma_{\theta,l}(P) = \frac{1}{2} \cdot \frac{q \cdot D_m}{A} \cdot P \quad (14.5.3-4)$$

debe cumplir la ecuación:

$$\sigma_{\theta,E}(P) \leq f$$

b) La tensión de membrana meridional debida a la presión viene dada por:

$$\sigma_{m,m}(P) = \frac{w}{2 e^*} \cdot P \quad (14.5.3-5)$$

c) La tensión de flexión meridional debida a la presión viene dada por:

$$\sigma_{m,b}(P) = \frac{1}{2 n_p} \cdot \left(\frac{w}{e_p^*} \right)^2 \cdot C_p \cdot P \quad (14.5.3-6)$$

d) Las tensiones meridionales de membrana y flexión deben cumplir la ecuación:

$$\sigma_{m,m}(P) + \sigma_{m,b}(P) \leq K_f \cdot f \quad (14.5.3-7)$$

donde: $K_f = 3,0$ para fuelles tal como quedan después del conformado (con trabajo en frío) (14.5.3-8)

$K_f = 1,5$ para fuelles recocidos (sin trabajo en frío) (14.5.3-9)

14.5.4 Inestabilidad debido a presión interna

14.5.4.1 Inestabilidad en columna

La presión de diseño interna admisible para evitar la inestabilidad en columna, $P_{s,c}$, viene dada por:

$$P_{s,c} = 0,34 \frac{\pi K_b}{N \cdot q} \quad (14.5.4-1)$$

La presión interna P no debe ser superior a $P_{s,c}$:

$$P \leq P_{s,c}$$

14.5.4.2 Inestabilidad en el plano

La presión de diseño interna admisible para evitar la inestabilidad en el plano viene dada por:

$$P_{s,i} = (\pi - 2) \frac{AR_e^*}{D_m q \sqrt{\alpha}} \quad (14.5.4-2)$$

donde R_e^* es la tensión de prueba efectiva a la temperatura de diseño del material del fuelle recocido o después del conformado.

En ausencia de valores de R_e^* en las normas de materiales, deben usarse los siguientes valores para el acero austenítico:

a) $R_e^* = K_d R_{p1,0/T}$ para fuelles tal como quedan después del conformado (con trabajo en frío) (14.5.4-3)

b) $R_e^* = 0,75 R_{p1,0/T}$ para fuelles recocidos (sin trabajo en frío) (14.5.4-4)

donde

$R_{p1,0/T}$ es el límite de elasticidad al 1% a la temperatura de diseño, tal como se define en el capítulo 4;

K_d es el factor de trabajo en frío del fuelle, dado por:

$$K_d = \begin{cases} 1 + 5 \times s_d & \text{si } s_d \leq 0,2 \\ 2,0 & \text{si } s_d > 0,2 \end{cases} \quad (14.5.4-5)$$

Para aceros no austeníticos: $R_e^* = R_{p0,2/t}$

La presión interna P no debe ser superior a $P_{s,i}$:

$$P \leq P_{s,i}$$

14.5.5 Diseño de presión externa

14.5.5.1 Tensiones debidas a la presión externa

Se deben aplicar las reglas del apartado 14.5.3 tomando P como el valor absoluto de la presión externa.

NOTA Si el fuelle de dilatación está sometido a vacío, el diseño debe realizarse suponiendo que sólo resiste presión la capa interna. Deben aplicarse las ecuaciones de tensiones debidas a la presión del apartado 14.5.3 con $n_p = 1$.

14.5.5.2 Inestabilidad debida a la presión externa

Este diseño debe realizarse de acuerdo con las reglas del capítulo 8 de la parte 3 de esta norma sustituyendo el fuelle por un cilindro equivalente, utilizando:

- un diámetro exterior equivalente D_{eq} dado por:

$$D_{eq} = D_i + w + 2e_{eq} \quad (14.5.5-1)$$

- un diámetro medio equivalente e_{eq} dado por:

$$e_{eq} = \sqrt[3]{12(1-\nu^2) \cdot \frac{I_{xx}}{q}} \quad (14.5.5-2)$$

donde I_{xx} es el momento de inercia de la sección transversal de una circunvolución respecto al eje que pasa por el centro de gravedad y es paralelo al eje del fuelle (véase la figura 14.5.5-1).

NOTA Si $L_t = 0$, I_{xx} viene dado por:

$$I_{xx} = e^* \cdot \left[\frac{(2w - q)^3}{48} + 0,4q \cdot (w - 0,2q)^2 \right] \quad (14.5.5-3)$$

La parte de la envolvente cilíndrica debe tomarse entre los dos anillos de refuerzo más próximos adyacentes al fuelle.

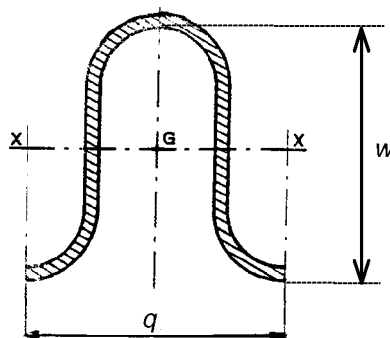


Figura 14.5.5-1 – Dimensiones que se tienen que determinar I_{xx}

14.5.6 Evaluación de la fatiga

14.5.6.1 Cálculo de tensiones debidas al intervalo desplazamiento axial equivalente total Δq de cada circunvolución

a) Tensión de membrana meridional:

$$\sigma_{m,m}(\Delta q) = \frac{E_b \cdot (e_p^*)^2}{2 w^3 \cdot C_f} \cdot \Delta q \quad (14.5.6-1)$$

b) Tensión de flexión meridional:

$$\sigma_{m,b}(\Delta q) = \frac{5 E_b \cdot e_p^*}{3 w^2 \cdot C_d} \cdot \Delta q \quad (14.5.6-2)$$

14.5.6.2 Cálculo del intervalo total de tensiones debidas a desplazamiento cíclico

$$\sigma_{eq} = 0,7 \cdot [\sigma_{m,m}(P) + \sigma_{m,b}(P)] + [\sigma_{m,m}(\Delta q) + \sigma_{m,b}(\Delta q)] \quad (14.5.6-3)$$

14.5.6.3 Cálculo del número de ciclos admisible

14.5.6.3.1 Generalidades

El número especificado de ciclos N_{spe} debe declararse como consideración del número previsto de ciclos que se espere que se produzcan durante la vida de servicio del fuelle. El número de ciclos admisible N_{alw} , tal como se calcula en este apartado, debe ser al menos igual a N_{spe} : $N_{alw} \geq N_{spe}$.

El número de ciclos admisible dado por las fórmulas siguientes incluye un margen de seguridad razonable (factor 3 para ciclos 1,25 para tensiones) y representa el número máximo de ciclos para las condiciones de funcionamiento consideradas.

Por tanto no se debería aplicar un factor de seguridad adicional: una estimación excesivamente conservadora de los ciclos puede requerir un mayor número de circunvoluciones con el resultado de un fuelle más propenso a la inestabilidad.

Si el fuelle se somete a distintos ciclos de desplazamiento, tales como los producidos por arranques o paradas, los daños acumulados se deben calcular utilizando la regla de Miner para fatiga acumulada (véase 18.5.6).

El uso de curvas de fatiga específicas establecidas por un fabricante se abordará más adelante y se explicarán los requisitos específicos a aplicar en el capítulo K.3 (en vías de consideración por el Grupo de Trabajo C del Comité Técnico CEN/TC 54).

14.5.6.3.2 Aceros austeníticos y otros materiales similares

Las siguientes fórmulas se aplican a fuelles tal como quedan después del conformado fabricados a partir de aceros austeníticos y aleaciones de níquel-cromo-hierro y de níquel-hierro-cromo.

El número admisible de ciclos viene dado por (véase la figura 14.5.6-1):

- Si $\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} \geq 1\,080$ MPa:

$$N_{\text{alw}} = \left[\frac{9283,3}{\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} - 372,3} \right]^{3,4} \quad (14.5.6-4)$$

donde σ_{eq} está expresado en MPa:

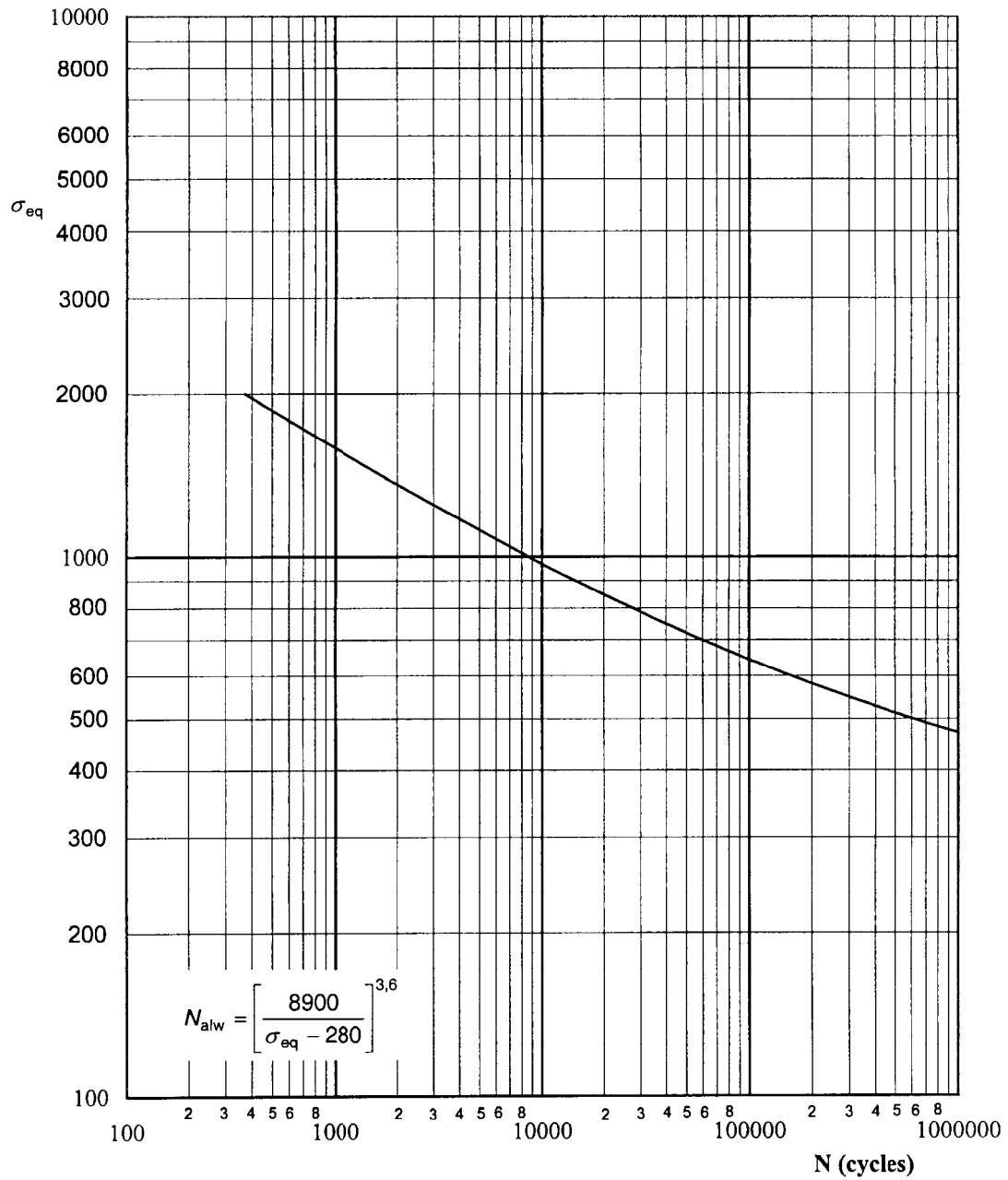
- Si $\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} < 1\,080$ MPa:

$$N_{\text{alw}} = \left[\frac{10259,4}{\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} - 297,9} \right]^{3,4} \quad (14.5.6-5)$$

donde σ_{eq} está expresado en MPa:

- Si $\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} \geq 297,9$ MPa: $N_{\text{alw}} = 10^6$ debe ser el número de ciclos.

La curva y las ecuaciones sólo son válidas para: $370 \leq N_{\text{alw}} \leq 10^6$



Leyenda

X número de ciclos N

Y σ_{eq} en MPa

Figura 14.5.6-1 – Curva de fatiga a temperatura ambiente ($E_b = E_0$) para fuelles no reforzados tal como se han conformado

14.5.6.3.3 Aceros ferríticos

Se deben utilizar las curvas del diseño por fatiga de los apartados 18.10 ó 18.11, según proceda.

14.5.7 Rigidez axial

La rigidez axial teórica de un fuelle formado por N circunvoluciones puede evaluarse mediante la fórmula siguiente:

$$K_b = \frac{F}{N \cdot \Delta q} = \frac{\pi}{2(1-\nu_b^2)} \cdot E_b \cdot \frac{n_p}{N} \cdot D_m \cdot \left(\frac{e_p^*}{w}\right)^3 \cdot \frac{1}{C_f} \quad (14.5.7-1)$$

donde F es la fuerza axial aplicada y $N \cdot \Delta q$ el desplazamiento axial correspondiente del fuelle.

Esta fórmula sólo es válida en el intervalo elástico.

NOTA Fuera de este intervalo, se pueden utilizar valores inferiores, basados en la experiencia del fabricante o representativos de resultados de ensayo (véase el capítulo K.1).

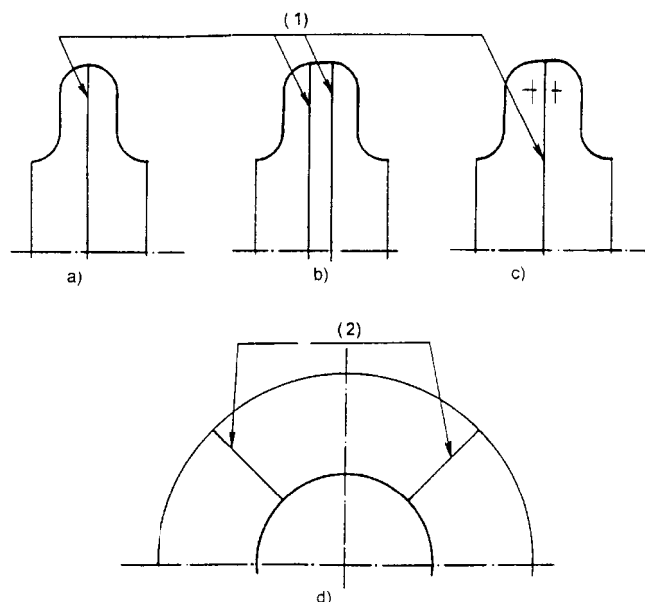
14.5.8 Circunvoluciones en forma de U soldadas circunferencialmente en su cresta o en su raíz

14.5.8.1 Objeto y campo de aplicación

Este apartado se aplica a fuelles sin reforzar en forma de U de una sola capa fabricados con dos medias circunvoluciones simétricas unidas mediante una soldadura a tope circunferencial:

- bien directamente (véase la figura 14.5.8-1a);
- o bien por medio de una envolvente cilíndrica (véase la figura 14.5.8-1b);
- o bien por medio de una parte recta obtenida por conformación (véase la figura 14.5.8-1c).

Cada una de las medias circunvoluciones puede ser de un solo elemento sin soldadura (véanse las figuras 14.5.8-1a y 14.5.8-1b), o estar formada por varios elementos unidos mediante soldeo a tope meridionales (véase la figura 14.5.8-1d).



Leyenda

(1) Soldaduras circunferenciales

(2) Soldaduras meridionales

Figura 14.5.8-1 – Soldaduras circunferenciales en fuelles de dilatación en forma de U

14.5.8.2 Diseño

Se aplican las reglas de los párrafos 14.5.1 a 14.5.7 con los requisitos adicionales siguientes.

- a) Las dos medias circunvoluciones pueden tener una parte cilíndrica corta, de longitud m_i en la raíz y m_e en la cresta (véase la figura 14.5.8-2), con objeto de facilitar el soldeo. La longitud m_i o la longitud m_e debe cumplir lo siguiente:

$$m_i \leq 0,2 \sqrt{D_m \cdot e}$$

$$m_e \leq 0,2 \sqrt{D_m \cdot e}$$

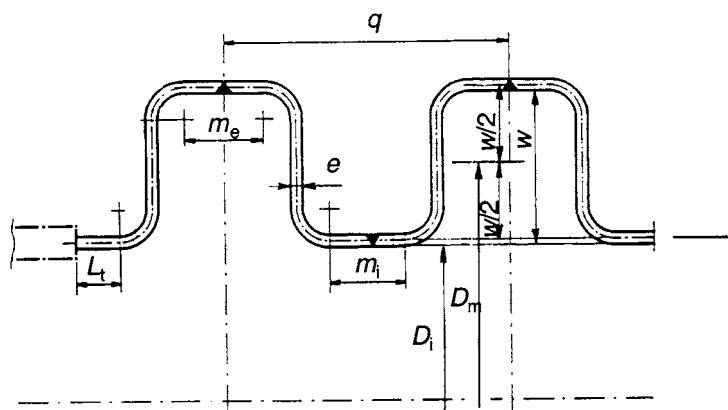


Figura 14.5.8-2 – Circunvoluciones con una parte cilíndrica

- b) En el apartado 14.5.3.3, las ecuaciones (14.5.3-3) y (14.5.3-4) que dan $\sigma_{\theta E}(P)$ y $\sigma_{\theta I}(P)$, se sustituyen por las ecuaciones:

$$\sigma_{\theta, E}(P) = \frac{1}{2} \cdot \frac{(q - m_i) \cdot D_m + m_e \cdot w + (L_t + m_i/2) \cdot (D_i + e)}{A + e^* (m_e + L_t + m_i/2)} \cdot P \quad (14.5.8-1)$$

$$\sigma_{\theta, I}(P) = \frac{1}{2} \cdot \frac{(q - m_i) \cdot D_m + m_e \cdot w + m_i \cdot (D_i + e)}{A + e^* (m_e + m_i)} \cdot P \quad (14.5.8-2)$$

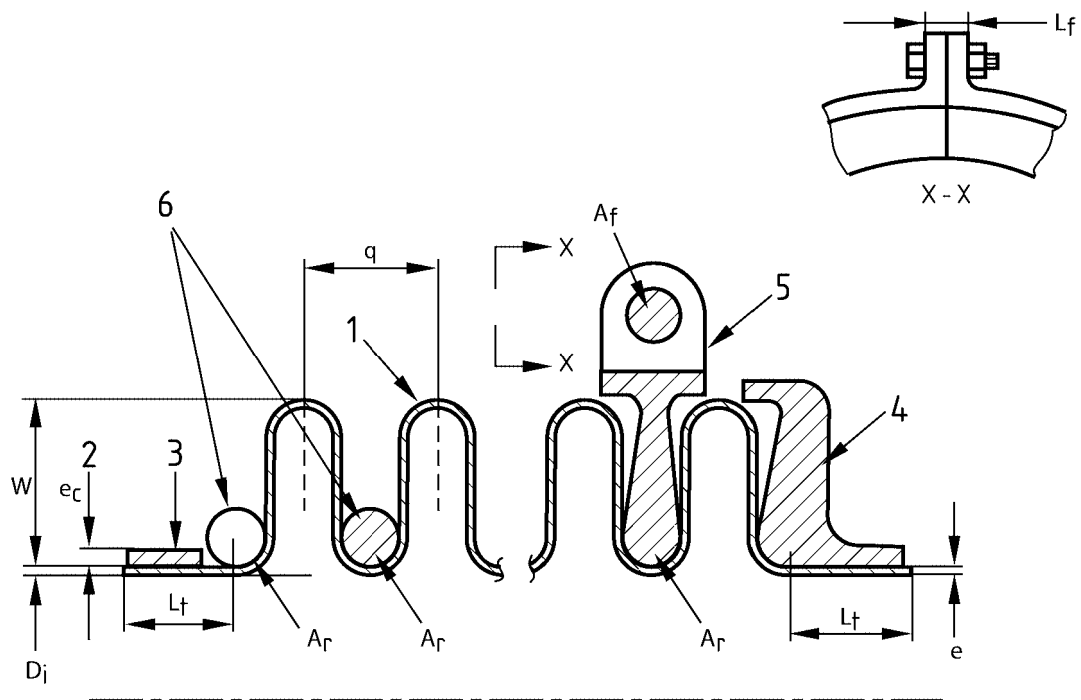
- c) En el apartado 14.5.6.2: σ_{eq} obtenida de la ecuación (14.5.6-3) debe multiplicarse por un coeficiente 2.

14.6 Fuelles sin reforzar en forma de U

14.6.1 Objetivo

Este apartado se aplica a fuelles que tienen circunvoluciones nominalmente en forma de U, con anillos para reforzar los fuelles contra la presión interior.

Cada circunvolución consiste en una pared lateral y dos toros del mismo radio (en la cresta y raíz de la circunvolución), en posición neutral, de forma que el perfil de la circunvolución presente una forma geométrica suave como se muestra en la figura 14.6.1-1.



Leyenda

- | | | |
|----------------------|----------------------------------|--------------------------|
| (1) Circunvolución | (3) Casquillo de refuerzo | (5) Anillo de igualación |
| (2) Tangente extrema | (4) Anillo extremo de igualación | (6) Anillos de refuerzo |

Figura 14.6.1-1 – Fuelles sin reforzar en forma de U

Los siguientes símbolos se aplican además de los indicados en el capítulo 4 y el apartado 14.3.

- A_f es la sección transversal metálica de una sujeción de refuerzo, véase la figura 14.6.1-1;
- A_r es la sección transversal metálica de un componente del anillo de refuerzo del fuelle, véase la figura 14.6.1-1;
- C_r es el factor de altura de circunvolución para fuelles reforzados, dado por la ecuación 14.6.3-11;
- E_f es el módulo de elasticidad del material de la sujeción de refuerzo a la temperatura de diseño;
- E_r es el módulo de elasticidad del material del componente del anillo de refuerzo a la temperatura de diseño;
- H es la fuerza de presión interna total resultante que actúa sobre el fuelle y el refuerzo, dada por la ecuación (14.6.3-12);
- f_f es la tensión admisible del material de la sujeción de refuerzo a la temperatura de diseño;
- f_r es la tensión admisible del material del componente del anillo de refuerzo a la temperatura de diseño;
- R es la relación entre la fuerza de presión interna que resiste el fuelle y la fuerza de presión interna sobre el refuerzo, dada por la ecuación (14.6.4-3).

14.6.2 Condiciones de aplicabilidad

Tienen aplicación a las siguientes condiciones de aplicabilidad además de las indicadas en el apartado 14.4.

a) Debe permitirse una variación del 10% entre el radio de la circunvolución de la cresta r_{ic} y el radio de la circunvolución de la raíz r_{ir} (véase la figura 14.5.1-2 para las definiciones de r_{ic} y r_{ir}).

b) El radio del toro debe ser tal que:

$$r_i \geq 3 e_p,$$

$$\text{donde } r_i = \frac{r_{ic} + r_{ir}}{2},$$

c) El ángulo de desviación de las paredes laterales, α , en la posición neutra debe ser tal que:

$$-15 \leq \alpha \leq +15 \text{ grados (véase la figura 14.5.1-2).}$$

d) La altura de la circunvolución debe ser tal que: $w \leq \frac{D_i}{3}$.

14.6.3 Determinación de cantidades intermedias

Las siguientes fórmulas se emplean en la determinación de los factores intermedios.

$$e = n_p \cdot e_p \quad (14.6.3-1)$$

$$D_c = D_i + 2 e + e_c \quad (14.6.3-2)$$

$$D_m = D_i + w + e \quad (14.6.3-3)$$

$$e_p^* = e_p \sqrt{\frac{D_i}{D_m}} \quad (14.6.3-4)$$

$$e^* = n_p \cdot e_p^* \quad (14.6.3-5)$$

$$k = \min. \left[\left(\frac{L_t}{1,5 \sqrt{D_i} e_p} \right); (1,0) \right] \quad (14.6.3-6)$$

$$A = e^* [2 w + (\pi - 2) (2r_i + e)] \quad (14.6.3-7)$$

$$C_1 = \frac{2r_i + e}{w} \quad (14.6.3-8)$$

$$C_2 = \frac{2r_i + e}{1,1 \sqrt{D_m} e_p^*} \quad (14.6.3-9)$$

$$q = 4r_i + 2e \quad (14.6.3-10)$$

$$C_r = 0,3 - \left(\frac{100}{1048P^{1,5} + 320} \right)^2 \quad (14.6.3-11)$$

donde P se expresa en MPa

$$H = PD_m q \quad (14.6.3-12)$$

$$R_1 = \frac{AE_b}{A_r E_r} \quad (14.6.3-13)$$

$$R_2 = \frac{AE_b}{D_m} \left(\frac{L_f}{A_f E_f} + \frac{D_m}{A_r E_r} \right) \quad (14.6.3-14)$$

14.6.4 Tensiones debidas a presión interna

14.6.4.1 Tangente extrema

La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma_{\theta,t}(P) = \frac{1}{2} \left[\frac{(D_i + e)^2 L_t E_b k}{e(D_i + e) L_t E_b + e_c D_c L_c E_c k} \right] P \quad (14.6.4-1)$$

debe cumplir la ecuación:

$$\sigma_{\theta,t}(P) \leq f$$

14.6.4.2 Casquillo

La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma_{\theta,c}(P) = \frac{1}{2} \left[\frac{D_c^2 L_t E_c k}{e(D_i + e) L_t E_b + e_c D_c L_c E_c k} \right] P \quad (14.6.4-2)$$

debe cumplir la ecuación:

$$\sigma_{\theta,c}(P) \leq f_c$$

14.6.4.3 Circunvoluciones del fuelle

a) La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma_{\theta} = \frac{H}{2A} \left(\frac{R}{R+1} \right) \quad (14.6.4-3)$$

debe cumplir la ecuación: $\sigma_{\theta} \leq f$

donde

$R = R_1$ para componentes de anillos de refuerzo integrales, dado por la ecuación 14.6.3-12;

$R = R_2$ para componentes de anillos de refuerzo unidos por sujeciones, dado por la ecuación 14.6.3-13.

NOTA En el caso de componentes de refuerzo que están hechos por secciones y unidos por sujeciones en tensión, esta ecuación supone que la estructura empleada para fijar la sujeción no se flexiona para permitir al componente de refuerzo que se expanda diametralmente. Además, los componentes de refuerzo extremos deben comprimirse contra la carga de presión anular longitudinal del fuelle.

b) La tensión de membrana meridional debida a la presión viene dada por:

$$\sigma_{m,m}(P) = 0,85 \frac{(w - C_r q)}{2e^*} P \quad (14.6.4-4)$$

c) La tensión de flexión meridional debida a la presión viene dada por:

$$\sigma_{m,b}(P) = \frac{0,85}{2n_p} \left(\frac{w - C_r q}{2e_p^*} \right)^2 P \quad (14.6.4-5)$$

d) Las tensiones meridionales de membrana y flexión deben cumplir la ecuación:

$$\sigma_{m,m}(P) + \sigma_{m,b}(P) \leq K_f f \quad (14.6.4-6)$$

donde: $K_f = 3,0$ para fuelles tal como quedan después del conformado (con trabajo en frío)

$K_f = 1,5$ para fuelles recocidos (sin trabajo en frío)

14.6.4.4 Componente del anillo de refuerzo

La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma'_{\theta,r}(P) = \frac{H}{2A_r} \left(\frac{1}{R_1 + 1} \right) \quad (14.6.4-7)$$

debe cumplir la ecuación: $\sigma'_{\theta,r}(P) \leq f_r$

NOTA En el caso de anillos de igualación, esta ecuación proporciona solamente la tensión de membrana simple y no incluye la tensión de flexión causada por la posición de la sujeción excéntrica. Se puede usar el análisis elástico y/o ensayos reales para determinar estas tensiones.

14.6.4.5 Sujeción de refuerzo

La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma''_{\theta,f}(P) = \frac{H}{2A_f} \left(\frac{1}{R_2 + 1} \right) \quad (14.6.4-8)$$

debe cumplir la ecuación: $\sigma''_{\theta,r}(P) \leq f_f$

14.6.5 Inestabilidad debido a presión interna

14.6.5.1 Inestabilidad en columna

La presión de diseño interna admisible para evitar la inestabilidad en columna, $P_{s,c}$, viene dada por:

$$P_{s,c} = 0,3 \frac{\pi K_b}{N \cdot q} \quad (14.6.5-1)$$

La presión interna P no debe ser superior a $P_{s,c}$:

$$P \leq P_{s,c}$$

14.6.5.2 Inestabilidad en el plano

Los fuelles reforzados no están sometidos a inestabilidad en el plano.

14.6.6 Diseño de presión externa

14.6.6.1 Tensiones debidas a la presión externa

Se deben aplicar las reglas del apartado 14.5.3 relacionadas con fuelles sin reforzar, tomando P como el valor absoluto de la presión externa.

Si el fuelle de dilatación está sometido a vacío, el diseño se debe realizar suponiendo que sólo resiste presión la capa interna. Se deben aplicar las ecuaciones de tensiones debidas a la presión del apartado 14.5.3 con $n_p = 1$.

14.6.6.2 Inestabilidad debida a la presión externa

La inestabilidad circunferencial de un fuelle reforzado se debe calcular de la misma forma que para un fuelle sin reforzar. Véase el apartado 14.5.5.2.

14.6.7 Evaluación de la fatiga

14.6.7.1 Cálculo de tensiones debidas al intervalo de desplazamiento axial equivalente total Δq de cada circunvolución

Las siguientes fórmulas se emplean para determinar las tensiones debidas al intervalo de desplazamiento axial equivalente total Δq de cada circunvolución.

a) La tensión de membrana meridional, $\sigma_{m,n}(\Delta q)$, viene dada por:

$$\sigma_{m,n}(\Delta q) = \frac{E_b \cdot (e_p^*)^2}{2(w - C_r q)^2 C_f} \cdot \Delta q \quad (14.6.7-1)$$

b) La tensión de flexión meridional, $\sigma_{m,b}(\Delta q)$, viene dada por:

$$\sigma_{m,b}(\Delta q) = \frac{5}{3} \left[\frac{E_b \cdot e_p^*}{(w - C_r q)^2 C_d} \right] \cdot \Delta q \quad (14.6.7-2)$$

14.6.7.2 Cálculo del intervalo total de tensiones debidas a desplazamiento cíclico

El intervalo total de tensiones debidas a desplazamiento cíclico, σ_{eq} , viene dado por:

$$\sigma_{eq} = 0,7 \left[\sigma_{m,m}(P) + \sigma_{m,b}(P) \right] + \left[\sigma_{m,m}(\Delta q) + \sigma_{m,b}(\Delta q) \right] \quad (14.6.7-3)$$

14.6.7.3 Cálculo del número de ciclos admisible

14.6.7.3.1 Generalidades

- a) El número especificado de ciclos N_{spe} debe declararse como consideración del número previsto de ciclos que se espere que se produzcan durante la vida de servicio del fuelle. El número admisible de ciclos N_{alw} , tal como se calcula en este apartado, debe ser al menos igual a N_{spe} : $N_{alw} \geq N_{spe}$.

El número de ciclos admisible dado por las fórmulas siguientes incluye un margen de seguridad razonable (factor 3 para ciclos y 1,25 para tensiones) y representa el número máximo de ciclos para las condiciones de funcionamiento consideradas. Por tanto no se debería aplicar un factor de seguridad adicional: una estimación excesivamente conservadora de los ciclos puede requerir un mayor número de circunvoluciones con el resultado de un fuelle más propenso a la inestabilidad.

- b) Si el fuelle se somete a distintos ciclos de desplazamiento, tales como los producidos por arranques o paradas, los daños acumulados se deben calcular utilizando la regla de Miner para fatiga acumulada (véase 18.5.6).
- c) El uso de curvas de fatiga específicas establecidas por un fabricante se abordará más adelante y se explicarán los requisitos específicos a aplicar en el capítulo K.3 (en vías de consideración por el Grupo de Trabajo C del Comité Técnico CEN/TC 54).

14.6.7.3.2 Aceros austeníticos y otros materiales similares

Las siguientes fórmulas se aplican a fuelles tal como quedan después del conformado fabricados a partir de aceros austeníticos y aleaciones de níquel-cromo-hierro y de níquel-hierro-cromo.

El número admisible de ciclos viene dado por la siguiente fórmula (véase la figura 14.6.7-1):

- Si $\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} \geq 630,4$ MPa:

$$N_{alw} = \left[\frac{24452,5}{\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} - 288,2} \right]^{2,9} \quad (14.6.7-4)$$

donde σ_{eq} está expresado en MPa

- Si $\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} < 630,4$ MPa:

$$N_{alw} = \left[\frac{28571,9}{\frac{E_0}{E_b} \sigma_{eq} - 230,6} \right]^{2,9} \quad (14.6.7-5)$$

donde σ_{eq} está expresado en MPa .

- Si $\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} < 230,6 \text{ MPa}$: $N_{\text{alw}} = 10^6$ debe ser el número de ciclos.

La curva y las ecuaciones sólo son válidas para:

$$10^2 \leq N_{\text{alw}} \leq 10^6$$

14.6.7.3.3 Aceros ferríticos

Se deben utilizar las curvas del diseño por fatiga de los apartados 18.10 ó 18.11, según proceda.

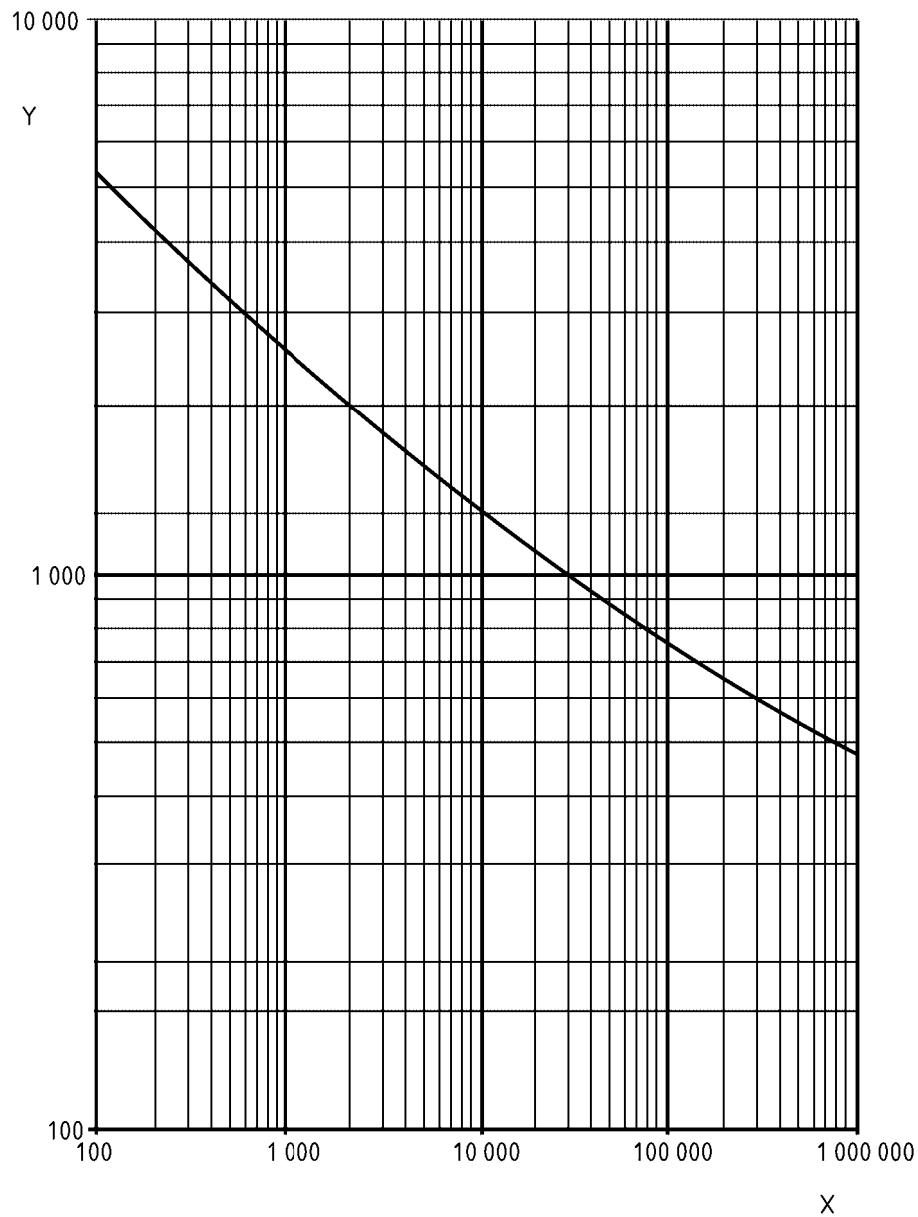
14.6.8 Rigidez axial.

La rigidez axial teórica de un fuelle formado por N circunvoluciones puede evaluarse mediante la fórmula siguiente:

$$K_b = \left[\frac{\pi}{2(1-\nu_b^2)} \right] \frac{n_p}{N} E_b D_m \cdot \left[\frac{e_p^*}{(w - C_r q)} \right]^3 \frac{1}{C_f} \quad (14.6.8-1)$$

Esta fórmula sólo es válida en el intervalo elástico.

NOTA Fuera de este intervalo, se pueden utilizar valores inferiores, basados en la experiencia del fabricante o representativos de resultados de ensayo (véase el capítulo K.1).



Leyenda

X Número de ciclos N

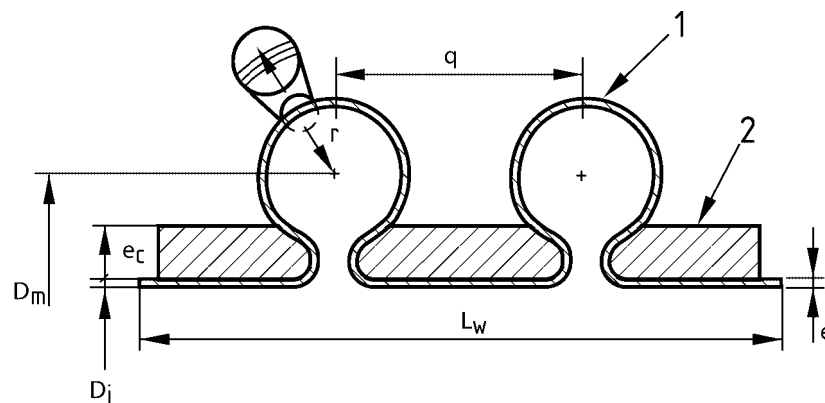
Y σ_{eq} en MPa

Figura 14.6.7-1 – Curva de fatiga a temperatura ambiente ($E = E_0$) para fuelles reforzados tal como quedan después del conformado

14.7 Fuelles toroidales

14.7.1 Objetivo

Este apartado se aplica a fuelles que tienen circunvoluciones toroidales. Cada circunvolución consiste en un toro de radio r como se muestra en la figura 14.7.1-1.



Leyenda

- (1) Circunvolución
(2) Casquillo de refuerzo

Figura 14.7.1-1 – Fuelles toroidales

Los siguientes símbolos se aplican además de los indicados en el apartado 14.3.

A_c es la sección transversal metálica de todos los manguitos de refuerzo para fuelles toroidales;

B_1, B_2, B_3 son los coeficientes dados en la tabla 14.7.3-1;

R es el radio medio de la circunvolución del fuelle toroidal.

14.7.2 Condiciones de aplicabilidad

Se aplican las condiciones generales de aplicabilidad del apartado 14.4.

14.7.3 Determinación de cantidades intermedias

Las siguientes fórmulas se emplean en la determinación de los factores intermedios.

$$e = n_p \cdot e_p \quad (14.7.3-1)$$

$$D_c = D_i + 2e + e_c \quad (14.7.3-2)$$

$$D_m = D_i + w + e \quad (14.7.3-3)$$

$$e_p^* = e_p \sqrt{\frac{D_i}{D_m}} \quad (14.7.3-4)$$

$$e^* = n_p \cdot e_p^* \quad (14.7.3-5)$$

Tabla 14.7.3-1 – Coeficientes B_1 , B_2 , B_3

$\frac{6,61 r^2}{D_m e_p^*}$	B_1	B_2	B_3
0	1,0	1,0	1,0
1	1,1	1,0	1,1
2	1,4	1,0	1,3
3	2,0	1,0	1,5
4	2,8	1,0	1,9
5	3,6	1,0	2,3
6	4,6	1,1	2,8
7	5,7	1,2	3,3
8	6,8	1,4	3,8
9	8,0	1,5	4,4
10	9,2	1,6	4,9
11	10,6	1,7	5,4
12	12,0	1,8	5,9
13	13,2	2,0	6,4
14	14,7	2,1	6,9
15	16,0	2,2	7,4
16	17,4	2,3	7,9
17	18,9	2,4	8,5
18	20,3	2,6	9,0
19	21,9	2,7	9,5
20	23,3	2,8	10,0

14.7.4 Tensiones debidas a presión interna

14.7.4.1 Tangente extrema

La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma_{\theta,t}(P) = \frac{1}{2} \left[\frac{(D_i + e)^2 \cdot L_w \cdot E_b}{e \cdot (D_i + e) \cdot L_w \cdot E_b + D_c \cdot A_c \cdot E_c} \right] \cdot P \quad (14.7.4-1)$$

debe cumplir la ecuación:

$$\sigma_{\theta,t}(P) \leq f_t$$

14.7.4.2 Casquillo

La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma_{\theta,c}(P) = \frac{1}{2} \left[\frac{D_c^2 \cdot L_w \cdot E_c}{e \cdot (D_i + e) \cdot L_w \cdot E_b + D_c \cdot A_c \cdot E_c} \right] \cdot P \quad (14.7.4-2)$$

debe cumplir la ecuación:

$$\sigma_{\theta,c}(P) \leq f_c$$

14.7.4.3 Circunvoluciones del fuelle

Se utilizan las siguientes fórmulas para determinar las circunvoluciones de fuelles:

a) La tensión de membrana circunferencial debida a la presión:

$$\sigma_{\theta}(P) = \frac{r}{2e^*} P \quad (14.7.4-3)$$

debe cumplir la ecuación: $\sigma_{\theta}(P) \leq f$

b) La tensión de membrana meridional debida a la presión:

$$\sigma_{m,m}(P) = \frac{r}{e^*} \left(\frac{D_m - r}{D_m - 2r} \right) P \quad (14.7.4-4)$$

debe cumplir la ecuación: $\sigma_{m,m}(P) \leq f$

14.7.5 Inestabilidad debido a presión interna

14.7.5.1 Inestabilidad en columna

La presión de diseño interna admisible para evitar la inestabilidad en columna, $P_{s,c}$, viene dada por:

$$P_{s,c} = 0,15 \frac{\pi K_b}{N \cdot r} \quad (14.7.5-1)$$

La presión interna P no debe ser superior a $P_{s,c}$:

$$P \leq P_{s,c}$$

14.7.5.2 Inestabilidad en el plano

Los fuelles toroidales no están sometidos a inestabilidad en el plano.

14.7.6 Diseño de presión externa

14.7.6.1 Tensiones debidas a la presión externa

Se deben aplicar las reglas del apartado 14.7.4, tomando P como el valor absoluto de la presión externa y empleando A_c en las ecuaciones.

Si el fuelle de dilatación está sometido a vacío, el diseño se debe realizar suponiendo que sólo resiste presión la capa interna. Se deben aplicar las ecuaciones de tensiones debidas a la presión del apartado 14.7.4 con $n_p = 1$.

14.7.6.2 Inestabilidad debida a la presión externa

La inestabilidad debida a la presión externa no está cubierta en este documento.

14.7.7 Evaluación de la fatiga

14.7.7.1 Cálculo de tensiones debidas al intervalo de desplazamiento axial equivalente total Δq de cada circunvolución

Se utilizan las siguientes fórmulas para determinar las tensiones debidas al intervalo de desplazamiento axial equivalente total de cada circunvolución.

a) La tensión de membrana meridional, $\sigma_{m,m}(\Delta q)$, viene dada por:

$$\sigma_{m,m}(\Delta q) = \frac{E_b (e_p^*)^2 B_1}{34,3 r^3} \Delta q \quad (14.7.7-1)$$

b) La tensión de flexión meridional, $\sigma_{m,b}(\Delta q)$, viene dada por:

$$\sigma_{m,b}(\Delta q) = \frac{E_b e_p^* B_2}{5,72 r^2} \Delta q \quad (14.7.7-2)$$

14.7.7.2 Cálculo del intervalo total de tensiones debidas a desplazamiento cíclico

El intervalo total de tensiones debidas a desplazamiento cíclico, σ_{eq} , viene dado por:

$$\sigma_{eq} = 3 \sigma_{m,m}(P) + \sigma_{m,m}(\Delta q) + \sigma_{m,b}(\Delta q) \quad (14.7.7-3)$$

14.7.7.3 Cálculo del número de ciclos admisible

14.7.7.3.1 Generalidades

a) El número especificado de ciclos N_{spe} debe declararse como consideración del número previsto de ciclos que se espere que se produzcan durante la vida de servicio del fuelle. El número de ciclos admisible N_{alw} , tal como se calcula en este apartado, debe ser al menos igual a N_{spe} : $N_{alw} \geq N_{spe}$.

El número admisible de ciclos dado por las fórmulas siguientes incluye un margen de seguridad razonable (factor 3 para ciclos y 1,25 para tensiones) y representa el número máximo de ciclos para las condiciones de funcionamiento consideradas. Por tanto no se debería aplicar un factor de seguridad adicional: una estimación excesivamente conservadora de los ciclos puede requerir un mayor número de circunvoluciones con el resultado de un fuelle más propenso a la inestabilidad.

b) Si el fuelle se somete a distintos ciclos de desplazamiento, tales como los producidos por arranques o paradas, los daños acumulados deben calcularse utilizando la regla de Miner para fatiga acumulada (véase 18.5.6).

c) El uso de curvas de fatiga específicas establecidas por un fabricante se abordará más adelante y se explicarán los requisitos específicos a aplicar en el capítulo K.3 (en vías de consideración por el Grupo de Trabajo C del Comité Técnico CEN/TC 54).

14.7.7.3.2 Aceros austeníticos y otros materiales similares

Las siguientes fórmulas se aplican a fueles tal como quedan después del conformado fabricados a partir de aceros austeníticos y aleaciones de níquel-cromo-hierro y de níquel-hierro-cromo.

El número de ciclos admisible viene dado por la siguiente fórmula (véase la figura 14.7.7-1):

- Si $\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} \geq 761,6$ MPa:

$$N_{\text{alw}} = \left[\frac{11309,4}{\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} - 288,2} \right]^{3,25} \quad (14.7.7-4)$$

donde σ_{eq} está expresado en MPa.

- Si $\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} < 761,6$ MPa:

$$N_{\text{alw}} = \left[\frac{12686,3}{\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} - 230,6} \right]^{3,25} \quad (14.7.7-5)$$

donde σ_{eq} está expresado en MPa.

- Si $\frac{E_0}{E_b} \sigma_{\text{eq}} \leq 230,6$ MPa: $N_{\text{alw}} = 10^6$ debe ser el número de ciclos.

La curva y las ecuaciones sólo son válidas para:

$$10^2 \leq N_{\text{alw}} \leq 10^6$$

14.7.7.3.3 Aceros ferríticos

Se deben utilizar las curvas del diseño por fatiga de los apartados 18.10 o 18.11, según proceda.

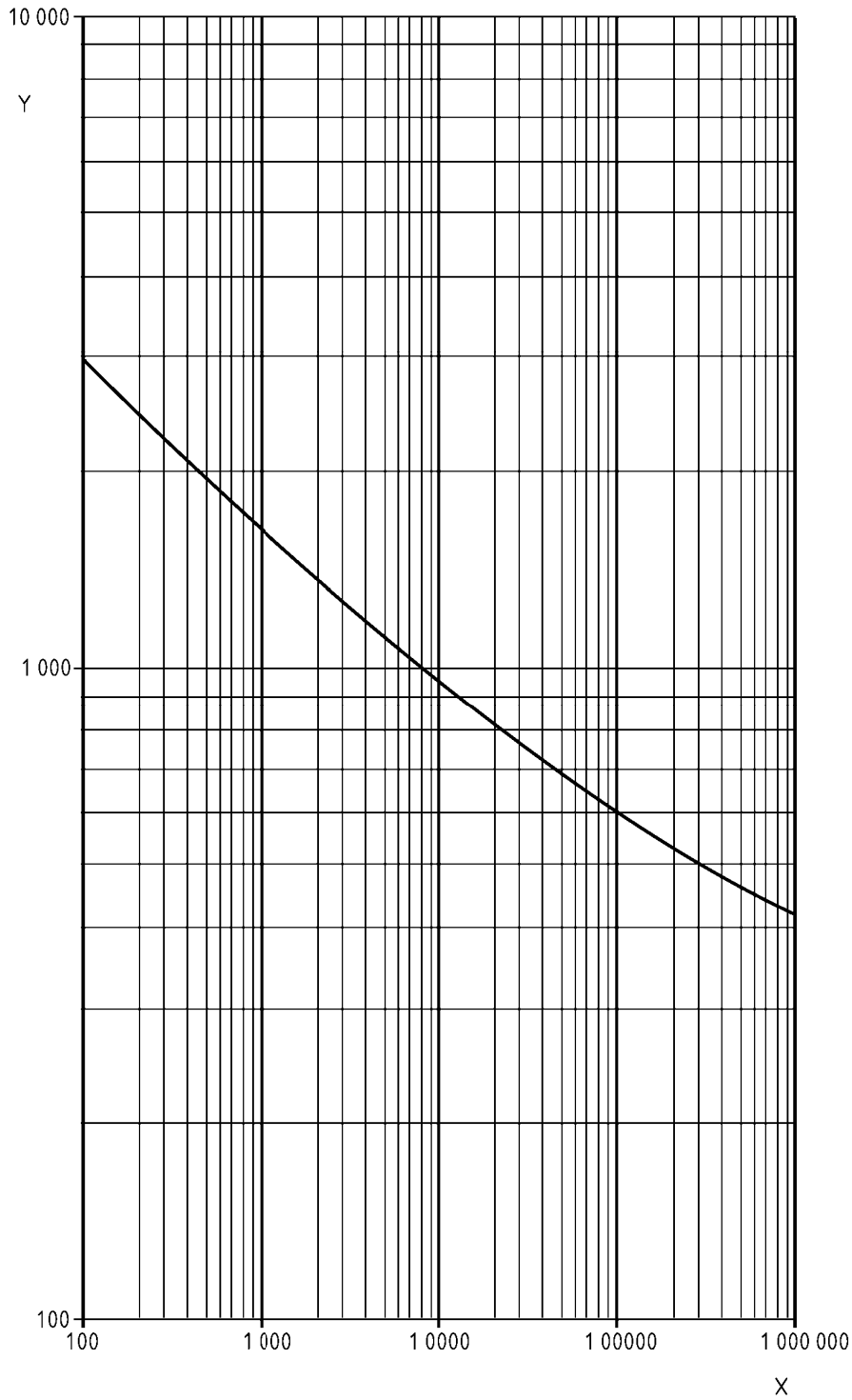
14.7.8 Rigidez axial

La rigidez axial teórica de un fuele formado por N circunvoluciones puede evaluarse mediante la fórmula siguiente:

$$K_b = \left[\frac{1}{12(1-\nu_b^2)} \right] \left(\frac{n_p}{N} \right) E_b D_m \cdot \left(\frac{e_p^*}{r} \right)^3 \cdot B_3 \quad \dots(14.7.8-1)$$

Esta fórmula sólo es válida en el intervalo elástico.

NOTA Fuera de este intervalo, se pueden utilizar valores inferiores para la rigidez axial teórica, basados en la experiencia del fabricante o representativos de resultados de ensayo (véase el capítulo K.1).



Leyenda

- X Número de ciclos N
- Y σ_{eq} en MPa

Figura 14.7.7-1 – Curva de fatiga a temperatura ambiente ($E = E_0$) para fuelles toroidales tal como quedan después del conformado

14.8 Fabricación

14.8.1 Conformado de fuelles

14.8.1.1 Generalidades

Pueden aplicarse diferentes procesos de conformado.

- Los fuelles mostrados en la figura 14.1-1 deben fabricarse mediante conformado en frío (por ejemplo, procesos hidráulicos o similares, o conformado por laminación).
- Los fuelles mostrados en la figura 14.5.8-2 (medias circunvoluciones) deben fabricarse mediante máquinas de laminación por rodillo en caliente o en frío u otros métodos.

Los procesos de conformado utilizados deben asegurar un perfil suave libre de arañazos, muescas u otros defectos de tensiones y no deben afectar a la resistencia a la corrosión de los fuelles.

14.8.1.2 Limitaciones de los procesos de conformado

La conformación producida por las tensiones reales de deformación s_d , de acuerdo con la ecuación (14.5.2-12), deben limitarse normalmente a la tensión real de ruptura s_r reducida por un factor k_r :

$$s_r = k_r \ln(1 + A_5/100)$$

$$s_d \leq s_r$$

donde

A_5 es el porcentaje de alargamiento a la ruptura, utilizando una galga de longitud de cinco veces el diámetro;

k_r viene dado por la tabla 14.8.1-1.

Tabla 14.8.1-1 – Factor de seguridad k_r

Material	Espesor de la capa e_p	Factor de seguridad k_r
Austenítico ^a	$e_p \leq 0,7$	0,9
	$e_p > 0,7$	0,8
Ferrítico ^b	Todos	0,5
^a Véase el capítulo 2 ^b Materiales con $A_5 \geq 20\%$ y $\frac{R_{e,t}}{R_m} \leq 0,66$		

14.8.2 Tratamiento térmico

El tratamiento de recocido de fuelles después del conformado no se requiere si los límites se cumplen, de acuerdo con el apartado 14.8.1.2.

Si existen casos excepcionales, tales como:

- una fractura frágil;
- corrosión; o
- si los límites del apartado 14.8.1.2 se han excedido;

en los que se requiere el tratamiento de recocido, éste debe llevarse a cabo en atmósfera inerte después de que se hayan completado los procesos de conformado.

14.8.3 Tolerancias

14.8.3.1 Generalidades

Este apartado trata las tolerancias que influyen en las características principales de un fuelle (como resistencia a la presión, tasa de compresión, fatiga e instalación).

Las tolerancias dimensionales de las circunvoluciones de un fuelle dependen de las tolerancias de los materiales de base empleados y del proceso de fabricación. Son responsabilidad del fabricante de la junta de expansión.

14.8.3.2 Circunvoluciones con forma de U sin soldaduras circunferenciales

14.8.3.2.1 Espesor de capa e_p

La tolerancia del espesor de capa e_p está directamente relacionada con el espesor nominal t_N del material utilizado para la fabricación del fuelle.

Las tolerancias del espesor nominal del material, como bandas, chapas o placas, deben estar de acuerdo con la tabla 14.8.3.2.1-1:

Tabla 14.8.3.2.1-1 – Tolerancias del espesor de pared t_N

Norma EN 10258		Norma EN 10259	
t_N	Desviaciones límite	t_N	Desviaciones límite
= 0,4	(F) Reducido	= 0,5	(S) Especial
> 0,4	Normal	> 0,5	Normal

14.8.3.2.2 Altura de circunvolución w

La tolerancia de la altura de circunvolución w no debe ser superior a $\pm 5\%$ para e_p hasta 0,5 mm y $\pm 8\%$ para e_p superior a 0,5 mm.

14.8.3.3 Circunvoluciones en forma de U con soldaduras circunferenciales en su cresta o raíz

14.8.3.3.1 Espesor de capa e_p

La tolerancia del espesor nominal del material de chapa debe estar de acuerdo con la Norma EN 10259, Normal, o bien no debe ser superior a $\pm 6\%$ de t_N si se utilizan otras normas. Si la tolerancia es superior a $\pm 6\%$ de t_N , el espesor medio real del material de chapa debe tenerse en cuenta para el cálculo.

14.8.3.3.2 Altura de circunvolución w

La tolerancia de la altura de circunvolución w no debe ser superior a $\pm 8\%$.

14.8.3.3 Tangente al fuelle

La tolerancia de la tangente de circunvolución del fuelle debe estar de acuerdo con los extremos de tubería correspondientes.

14.8.3.4 Fuelles toroidales

Se definirán con posterioridad.

14.9 Inspección y ensayos

14.9.1 Generalidades

Los requisitos siguientes son adicionales a los que figuran en la parte 5 de esta norma.

14.9.2 Ensayo no destructivo

14.9.2.1 Soldaduras de unión circunferenciales

Las soldaduras de unión circunferenciales deben cumplir los requisitos de la parte 5. Las uniones lapeadas deben someterse a examen mediante partículas magnéticas o líquidos penetrantes de conformidad con los requisitos de la Norma EN 13445-5:2009 y a un ensayo de fugas al 100% (véase la Norma EN 13445-5:2009, anexo D).

Las soldaduras de unión circunferenciales de fuelles de dilatación deben diseñarse y ensayarse de acuerdo con sus grupos de ensayos 1, 2 ó 3 (véase la Norma EN 13445-5:2009, 6.6.1.1). El grupo de ensayos seleccionado para soldaduras de unión puede ser distinto del grupo de ensayos utilizado para las demás partes del recipiente.

14.9.2.2 Soldaduras de las circunvoluciones

14.9.2.2.1 Soldaduras circunferenciales en la cresta o la raíz de las circunvoluciones

Este apartado se aplica a circunvoluciones soldadas circunferencialmente en su cresta y/o en su raíz, las cuales son objeto del apartado 14.5.9.

Las uniones soldadas circunferenciales de las circunvoluciones se deben someter a ensayo no destructivo al 100%, de conformidad requisitos de la Norma EN 13445-5:2009.

14.9.2.2.2 Soldaduras longitudinales

Este apartado se aplica a fuelles fabricados a partir de cilindros con circunvolución después de una soldadura a tope longitudinal.

Estas soldaduras a tope longitudinales deben someterse a:

- examen visual al 100% antes de la formación de las circunvoluciones del fuelle;
- ensayo no destructivo de acuerdo con la tabla 14.9.2-1 después de la formación de las circunvoluciones del fuelle.

Para fuelles fabricados en serie, al menos el 10% de los fuelles, pero no menos de uno, deben someterse a ensayo no destructivo. Las muestras deben tomarse a lo largo de la producción durante la fabricación.

Tabla 14.9.2-1 – Ensayos no destructivos para soldaduras a tope longitudinales de fuelles sin soldaduras circunferenciales

DN	e_p mm	Método de conformación del fuelles			
		Conformado hidráulico, elastomérico o similar		Laminado	
		Una sola capa	Multicapa	Una sola capa	Multicapa
≤ 300	≤ 1,5	–	–	PT ^a exterior	PT ^a capa estanca
	> 1,5	PT ^a exterior	–	PT ^a exterior	PT ^a capa estanca
> 300	≤ $e_{p, \text{máx.}}$	–	–	PT ^a exterior	PT ^a capa estanca
	> $e_{p, \text{máx.}}$	PT exterior	PT ^a capa estanca	PT exterior	PT ^a capa estanca
$e_{p, \text{máx.}} = \text{mín.} \left[\left(0,087 \sqrt{D_i} \right); (4 \text{ mm}) \right]$				PT = Líquidos penetrantes	
^a El ensayo debe realizarse sobre soldaduras longitudinales en la cresta exterior y en la raíz interior de las circunvoluciones, con el mayor alcance posible considerando la accesibilidad física.					

14.9.2.3 Ensayo radiográfico

Cuando se realice un ensayo radiográfico, se aplican los requisitos de la Norma EN 13445-5:2009, apartado 6.6.3.2, con las siguientes modificaciones a la Norma EN 13445-5:2009, tabla 6.6.4-1:

- porosidad al gas y poros:
 - diámetro máximo los poros: $0,4 e_p$;
 - número máximo de poros: 5 por 100 mm;
- cavidad alargada: no se permite;
- inclusiones: no se permiten;
- falta de fusión y falta de penetración: no se permiten;
- rebaje máximo para imperfecciones cortas: $0,1 e_p$ se requiere una transición suave;
- ranura de contracción para imperfecciones cortas: $0,1 e_p$ se requiere una transición suave.

14.9.3 Prueba de presión

Los fuelles de dilatación se deben ensayar de conformidad con la Norma EN 13445-5:2009, apartado 10.2.3.

Sin embargo, el diseñador debe considerar la posibilidad de inestabilidad del fuelle debida a la presión interna si la presión de ensayo es superior a:

$$P_{t,s} = 1,5 \text{ Máx.} \left[\left(P_{s,c} \right); \left(P_{s,i} \right) \right] \quad (14.9.3-1)$$

donde $P_{s,c}$ y $P_{s,i}$ deben calcularse a la temperatura ambiente.

En este caso, el diseñador debe hacer una de las cosas siguientes:

- a) especificar precauciones particulares a adoptar durante el ensayo o
- b) rediseñar el fuelle para satisfacer la condición de ensayo.

NOTA Para fuelles reforzados y toroidales, se utiliza $P_{s,i} = 0$ en la ecuación (14.9.3-1).

14.9.4 Ensayo de fugas

Si se realiza un ensayo de fugas, se aplica la Norma EN 13445-5:2009, anexo D.

14.10 Fuelles sometidos a desplazamientos axiales, laterales o angulares

14.10.1 Generalidades

El objeto de este apartado es determinar el desplazamiento axial equivalente de un fuelle de dilatación sometido en sus extremos a:

- un desplazamiento axial respecto a la posición neutra: x en extensión ($x > 0$), o en compresión ($x < 0$);
- una flecha lateral respecto a la posición neutra: y ($y > 0$);
- una rotación angular respecto a la posición neutra: θ ($\theta > 0$)

14.10.2 Desplazamiento axial

Cuando los extremos del fuelle estén sometidos a un desplazamiento axial (véase la figura 14.10.2-1), el desplazamiento axial equivalente por circunvolución viene dado por:

$$\Delta q_x = \frac{1}{N} \cdot x \quad (14.10.2-1)$$

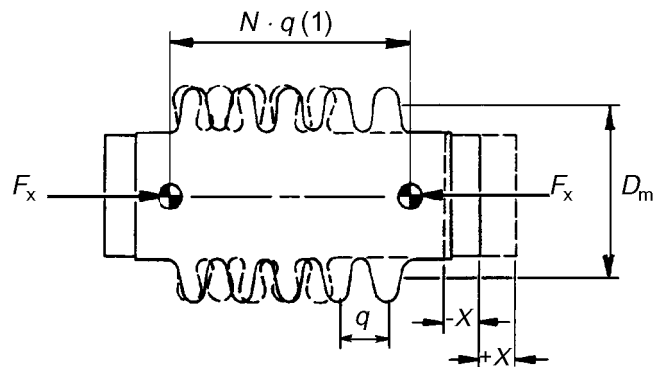
Donde x se debe tomar:

- positivo para la extensión ($x > 0$)
- negativo para la compresión ($x < 0$)

Los valores de x para la extensión y para la compresión pueden ser distintos.

La fuerza axial correspondiente F_x aplicada a los extremos del fuelle viene dada por:

$$F_x = K_b \cdot x \quad (14.10.2-2)$$



Leyenda

(1) Longitud inicial

Figura 14.10.2-1 – Fuelle sometido a un desplazamiento axial x

14.10.3 Flecha lateral

Cuando los extremos del fuelle estén sometidos a una flecha lateral y (véase la figura 14.10.3-1), el desplazamiento axial equivalente máximo por circunvolución viene dado por:

$$\Delta q_y = \frac{3 D_m}{N (N \cdot q + x)} \cdot y \quad (14.10.3-1)$$

donde

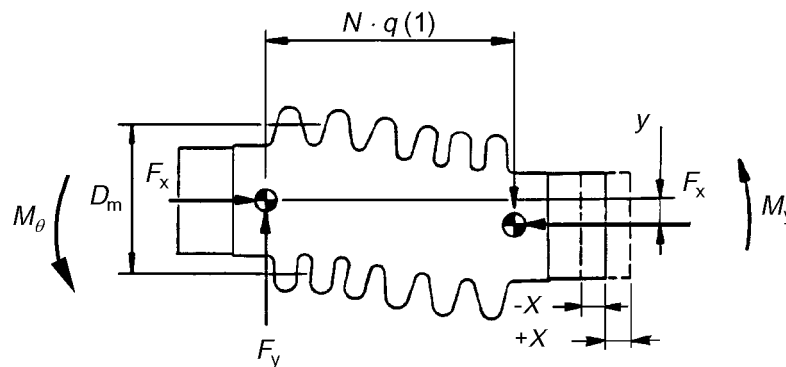
y debe tomarse positiva.

La fuerza lateral correspondiente F_y aplicada a los extremos del fuelle viene dada por:

$$F_y = \frac{3 K_b \cdot D_m^2}{2 (N \cdot q + x)^2} \cdot y \quad (14.10.3-2)$$

El momento correspondiente M_y aplicado a los extremos del fuelle viene dado por:

$$M_y = \frac{3 K_b \cdot D_m^2}{4 (N \cdot q + x)} \cdot y \quad (14.10.3-3)$$



Leyenda

(1) Longitud inicial

Figura 14.10.3-1 – Fuelle sometido a una flecha lateral y

14.10.4 Rotación angular

Cuando los extremos del fuelle estén sometidos a una rotación angular θ (véase la figura 14.10.4-1), el desplazamiento axial equivalente por circunvolución viene dado por:

$$\Delta q_\theta = \frac{D_m}{2N} \cdot \theta \tag{14.10.4-1}$$

donde θ , expresado en radianes, debe tomarse como positivo.

El momento correspondiente M_θ aplicado a los extremos del fuelle viene dado por:

$$M_\theta = \frac{K_b \cdot D_m^2}{8} \cdot \theta \tag{14.10.4-2}$$

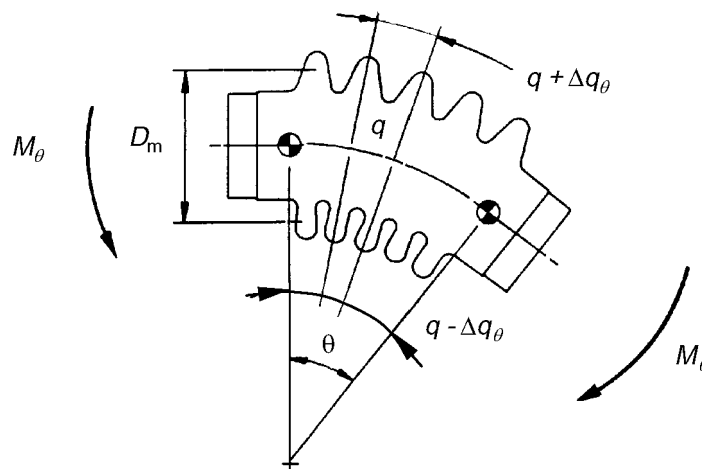


Figura 14.10.4-1 – Fuelle sometido a una rotación angular θ

14.10.5 Desplazamiento axial total equivalente por circunvolución

14.10.5.1 Desplazamiento axial equivalente por circunvolución

El desplazamiento axial equivalente por circunvolución, en extensión o compresión, viene dado por:

$$\Delta q_e = \Delta q_x + \Delta q_y + \Delta q_\theta \quad (\text{circunvolución extendida}) \tag{14.10.5-1}$$

$$\Delta q_c = \Delta q_x - \Delta q_y - \Delta q_\theta \quad (\text{circunvolución comprimida}) \tag{14.10.5-2}$$

14.10.5.2 Fuelle instalado sin resorte frío

Este apartado se aplica cuando el fuelle esté sometido a desplazamientos (véase la figura 14.10.5-1):

- respecto a la posición neutra ($x_0 = 0, y_0 = 0, \theta_0 = 0$)
- respecto a la posición de funcionamiento (x, y, θ)

El desplazamiento axial equivalente, en extensión o compresión, de cada circunvolución viene dado por:

$$\Delta q_e = \Delta q_x + \Delta q_y + \Delta q_\theta \quad (\text{extensión}) \tag{14.10.5-3}$$

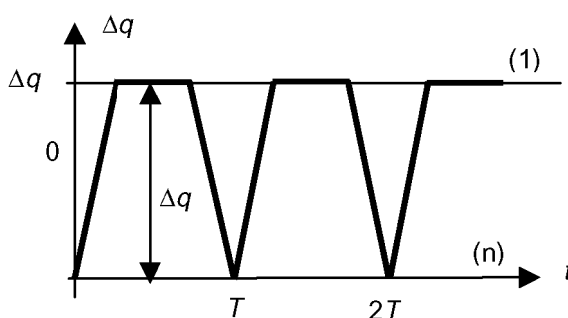
$$\Delta q_c = \Delta q_x - \Delta q_y - \Delta q_\theta \quad (\text{compresión}) \tag{14.10.5-4}$$

Si $x > 0$: es determinante la primera fórmula

Si $x < 0$: es determinante la segunda fórmula

El intervalo total de tensiones axiales equivalentes viene dado por:

$$\Delta q = \text{máx.} [|\Delta q_e|, |\Delta q_c|] \tag{14.10.5-5}$$



(n) Posición neutra

(1) Posición de funcionamiento Δq

Figura 14.10.5-1 – Desplazamientos cíclicos

14.10.5.3 Fuelle instalado con resorte frío

Este apartado se aplica cuando el fuelle esté sometido a desplazamientos (véase la figura 14.10.5-2):

- a partir de una posición inicial (x_0, y_0, θ_0) , distinta de la posición neutra,

$$\Delta q_{e,0} = \Delta q_{x,0} + \Delta q_{y,0} + \Delta q_{\theta,0} \quad (\text{extensión}) \quad (14.10.5-6)$$

$$\Delta q_{c,0} = \Delta q_{x,0} - \Delta q_{y,0} - \Delta q_{\theta,0} \quad (\text{compresión}) \quad (14.10.5-7)$$

- respecto a la posición de funcionamiento (x, y, θ)

$$\Delta q_e = \Delta q_x + \Delta q_y + \Delta q_\theta \quad (\text{extensión}) \quad (14.10.5-8)$$

$$\Delta q_c = \Delta q_x - \Delta q_y - \Delta q_\theta \quad (\text{compresión}) \quad (14.10.5-9)$$

El intervalo total de tensiones axiales equivalentes viene dado por:

$$\Delta q = \text{máx.} \left[\left| \Delta q_e - \Delta q_{c,0} \right|, \left| \Delta q_c - \Delta q_{e,0} \right| \right] \quad (14.10.5-10)$$

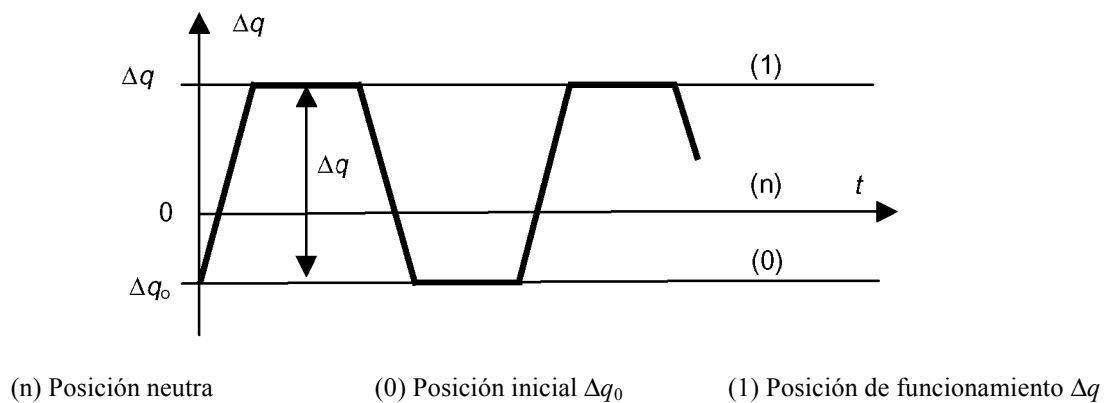


Figura 14.10.5-2 – Desplazamientos cíclicos

14.10.5.4 Fuelle extendido entre dos posiciones de funcionamiento

Este apartado se aplica cuando el fuelle esté sometido desplazamientos (véase la figura 14.10.5-3):

- respecto a la posición de funcionamiento 1 (x_0, y_0, θ_0) ,

$$\Delta q_{e,1} = \Delta q_{x,1} + \Delta q_{y,1} + \Delta q_{\theta,1} \quad (\text{extensión}) \quad (14.10.5-11)$$

$$\Delta q_{c,1} = \Delta q_{x,1} - \Delta q_{y,1} - \Delta q_{\theta,1} \quad (\text{compresión}) \quad (14.10.5-12)$$

- respecto a la posición de funcionamiento 2 (x_2, y_2, θ_2) ,

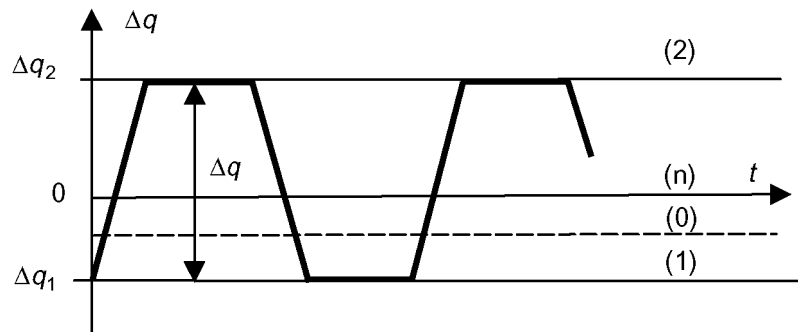
$$\Delta q_{e,2} = \Delta q_{x,2} + \Delta q_{y,2} + \Delta q_{\theta,2} \quad (\text{extensión}) \quad (14.10.5-13)$$

$$\Delta q_{c,2} = \Delta q_{x,2} - \Delta q_{y,2} - \Delta q_{\theta,2} \quad (\text{compresión}) \quad (14.10.5-14)$$

El intervalo total de tensiones axiales equivalentes viene dado por:

$$\Delta q = \text{máx.} \left[\left| \Delta q_{e,2} - \Delta q_{c,1} \right|, \left| \Delta q_{c,2} - \Delta q_{e,1} \right| \right] \quad (14.10.5-15)$$

Un resorte frío inicial (posición inicial 0) no tiene ningún efecto sobre los resultados.



Leyenda

- | | |
|------------------------|----------------------------------|
| (0) Posición inicial 0 | (1) Posición de funcionamiento 1 |
| (n) Posición neutra | (2) Posición de funcionamiento 2 |

Figura 14.10.5-3 – Desplazamientos cíclicos

15 RECIPIENTES A PRESIÓN DE SECCIÓN RECTANGULAR

15.1 Objeto

Este capítulo especifica los requisitos para el diseño de recipientes a presión reforzados y sin reforzar de sección transversal rectangular. Para fatiga, los diseños deben comprobarse según el capítulo 17 o el capítulo 18.

15.2 Definiciones específicas

Se aplican las definiciones y términos siguientes además de los incluidos en el capítulo 3.

15.2.1 tensión de membrana:

Tensión uniforme equivalente a través de la pared del recipiente, véase también el apartado C.4.4.2.

15.2.2 tensión de flexión:

Tensión equivalente distribuida linealmente a través de la pared del recipiente, véase también el apartado C.4.4.3.

15.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4.

- a es el radio interior de la arista;
- A_1 es la sección transversal de un componente de refuerzo que está unido al lado corto de un recipiente;
- A_2 es la sección transversal de un componente de refuerzo que está unido al lado largo del recipiente;
- b es la anchura no soportada de una placa plana entre elementos de refuerzo, véase la figura 15.6-1;

b_e	es la anchura efectiva de una placa en combinación con un componente de refuerzo, véase la figura 15.6-1;
b_R	es el paso entre ejes de componentes de refuerzo en un recipiente;
c	es la distancia desde el eje neutro de una sección a la fibra exterior de una sección que se considera positiva cuando es hacia adentro;
C	es un factor de forma determinado para los lados largo y corto de una placa no soportada entre refuerzos, véase la tabla 15.6-2;
d	es el diámetro de una abertura o el diámetro interior de una conexión soldada si está unida mediante una soldadura de plena penetración;
g	es la longitud de una luz no soportada;
h	es la longitud interior del lado largo;
h_1	es la distancia entre los ejes neutros de componentes de refuerzo en el lado largo;
H	es la longitud interior del lado corto;
H_1	es la distancia entre los ejes neutros de componentes de refuerzo en el lado corto;
I_1, I_2	es el segundo momento de área por unidad de anchura de una faja de espesor e ;
I_{11}	es el segundo momento de área de la combinación de placa y componente de refuerzo en el lado corto del recipiente;
I_{21}	es el segundo momento de área de la combinación de placa y componente de refuerzo en el lado largo del recipiente;
k	es un factor, véase la ecuación (15.5.2-4);
K_3	es un factor para recipiente sin reforzar según la figura 15.5-1;
l_1, l_x, L, L_y	son las dimensiones del recipiente;
M_A	es el momento flector en el centro del lado largo, es positivo cuando la parte exterior del recipiente trabaja a compresión. se expresa como momento flector por unidad de longitud (en N·mm/mm);
p	es el paso de los agujeros a lo largo de longitud de la placa, véase la figura 15.5-2;
p_s	es el paso de los agujeros en diagonal, véase la figura 15.5-2;
α	es un factor, véase la ecuación (15.5.2-5);
α_1	es un factor, véase la ecuación (15.5.1.2-13);
α_3	es un factor, véase la ecuación (15.5.1.2-14);
β	es el ángulo entre la línea de los agujeros y el eje largo, véase la figura 15.5-2.
θ	es un ángulo que indica la posición en la arista de un recipiente, véase la figura 15.5-2;
μ	es la eficiencia de ligamento;

- σ_b es la tensión de flexión;
- σ_m es la tensión de membrana;
- ϕ es un factor, véase la ecuación (15.5.1.2-15).

15.4 Generalidades

Las ecuaciones dadas en este apartado deben utilizarse para el cálculo de las tensiones de membrana y de flexión de recipientes a presión rectangulares sin reforzar y reforzados. La tensión máxima en un punto dado debe tomarse como la suma de la tensión de membrana y de la tensión de flexión en ese punto.

Para recipientes que trabajen con grandes cargas de fatiga (por ejemplo, esterilizadores) las aristas longitudinales del recipiente deben estar provistas de un radio interior no inferior a tres veces el espesor de la pared.

Para recipientes a presión provistos de puertas se debe realizar un análisis especial para detectar cualquier deformación de la puerta y del borde del recipiente.

NOTA Debería tenerse un cuidado especial en la elección de la junta de la puerta.

15.5 Recipientes sin reforzar

15.5.1 Recipientes sin reforzar sin riostras

15.5.1.1 Generalidades

Este método se aplica a recipientes del tipo mostrado en la figura 15.5-1.

Se supone que los espesores de los lados largos y cortos son iguales. Cuando no lo sean, debe utilizarse el método descrito en el apartado 15.6.

15.5.1.2 Placas sin perforar

Cuando el espesor del lado más pequeño no sea el mismo que el espesor del lado más largo, debe utilizarse el método de cálculo para recipientes reforzados del apartado 15.6.

Para recipientes no reforzados de acuerdo con la figura 15.5-1, las tensiones de membrana se determinan a partir de las ecuaciones siguientes:

en C,

$$(\sigma_m)_C = \frac{P(a+L)}{e} \quad (15.5.1.2-1)$$

en D,

$$(\sigma_m)_D = (\sigma_m)_C$$

en B,

$$(\sigma_m)_B = \frac{P(a+l_1)}{e} \quad (15.5.1.2-2)$$

en A,

$$(\sigma_m)_D = (\sigma_m)_B$$

en una arista, por ejemplo entre B y C, viene dado por:

$$(\sigma_m)_{B-C} = \frac{P}{e} \left\{ a + \sqrt{(L^2 + l_1^2)} \right\} \quad (15.5.1.2-3)$$

El segundo momento de área viene dado por:

$$I_1 = I_2 = e^3/12 \quad (15.5.1.2-4)$$

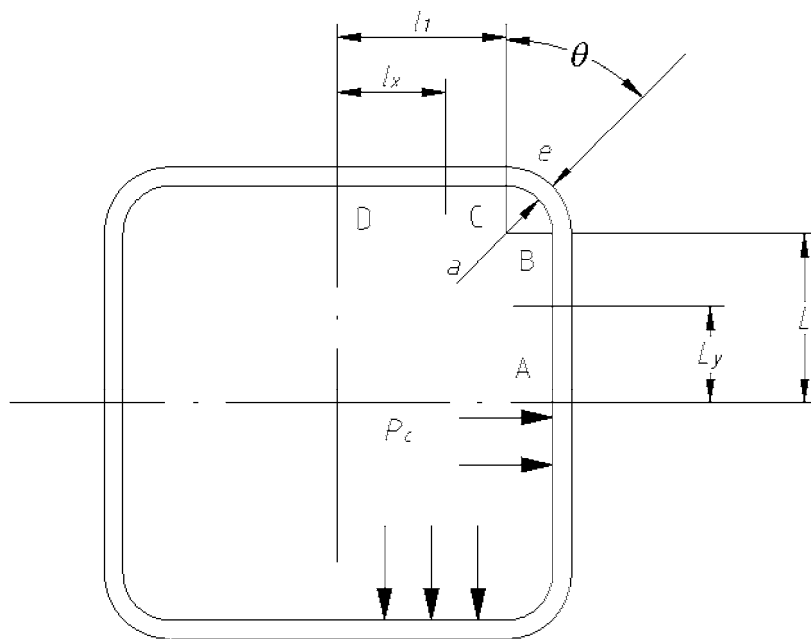


Figura 15.5-1 – Recipientes sin reforzar

Las tensiones de flexión se deben determinar a partir de las ecuaciones siguientes:

en C,

$$(\sigma_b)_C = \pm \frac{e}{4I_1} \left[2M_A + P(2a \cdot L - 2a \cdot l_1 + L^2) \right] \quad (15.5.1.2-5)$$

en D,

$$(\sigma_b)_D = \pm \frac{e}{4I_1} \left[2M_A + P(2a \cdot L - 2a \cdot l_1 + L^2 - l_1^2) \right] \quad (15.5.1.2-6)$$

en A,

$$(\sigma_b)_A = \pm \frac{M_A e}{2I_1} \quad (15.5.1.2-7)$$

en B,

$$(\sigma_b)_B = \pm \frac{e}{4I_1} [2M_A + PL^2] \quad (15.5.1.2-8)$$

en la arista,

$$(\sigma_b)_{B-C} = \pm \frac{e}{4I_1} \left[2M_A + P \left\{ 2a (L \cos \theta - l_1 (1 - \sin \theta)) + L^2 \right\} \right] \quad (15.5.1.2-9)$$

Para estas ecuaciones debe aplicarse lo siguiente:

a) el valor máximo de $(\sigma_b)_{B-C}$ viene dado por $\theta = \arctan (l_1 / L)$ (15.5.1.2-10)

y

b) el momento flector M_A por unidad de longitud, viene dado por:

$$M_A = P \cdot (-K_3) \quad (15.5.1.2-11)$$

donde

$$K_3 = \frac{l_1^2 (6\varphi^2 \cdot \alpha_3 - 3\pi\varphi^2 + 6\varphi^2 + \alpha_3^3 + 3\alpha_3^2 - 6\varphi - 2 + 1,5\pi\alpha_3^2 \cdot \varphi + 6\varphi \cdot \alpha_3)}{3(2\alpha_3 + \pi\varphi + 2)} \quad (15.5.1.2-12)$$

$$\alpha_1 = H_1/h_1 \quad (15.5.1.2-13)$$

$$\alpha_3 = L/l_1 \quad (15.5.1.2-14)$$

$$\varphi = a/l_1 \quad (15.5.1.2-15)$$

En un punto dado, la tensión máxima debe obtenerse según lo indicado en el apartado 15.4, sumando las tensiones de membrana y de flexión.

15.5.1.3 Placas perforadas

La eficiencia de ligamento de una placa perforada viene dada por:

$$\mu = \min. \left[\frac{p-d}{p}; \frac{1}{\cos \beta} \left(\frac{p_s-d}{p_s} \right) \right] \quad (15.5.1.3-1)$$

donde β es el ángulo definido en la figura 15.5-2.

Cuando μ sea inferior al coeficiente de unión de soldadura z , las tensiones de membrana y de flexión calculadas en el área bruta de la sección deben dividirse por μ para obtener las tensiones basadas en el área neta de la sección.

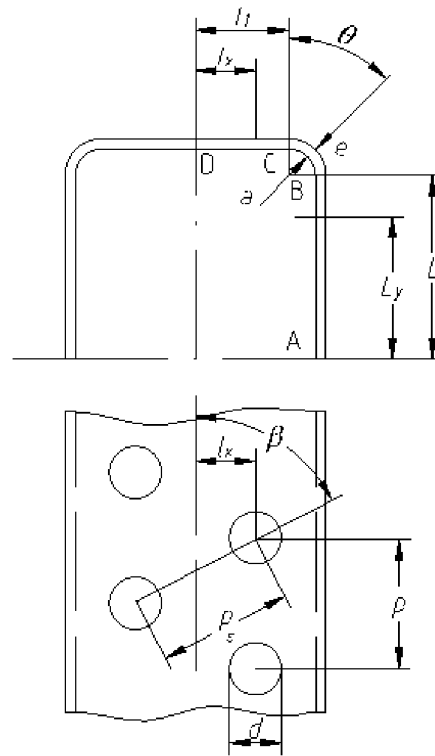


Figura 15.5-2 – Recipientes no reforzados con laterales perforados

Si la eficiencia de ligamento μ es al menos 0,2, las tensiones de membrana se deben determinar partir de las ecuaciones siguientes:

$$(\sigma_m)_y = \frac{(\sigma_m)_B}{\mu} \quad (15.5.1.3-2)$$

$$(\sigma_m)_x = \frac{(\sigma_m)_C}{\mu} \quad (15.5.1.3-3)$$

Las tensiones de flexión se deben determinar a partir de las ecuaciones siguientes:

$$(\sigma_b)_y = \pm \frac{e}{4I_1 \mu} [2M_A + PL_y^2] \quad (15.5.1.3-4)$$

$$(\sigma_b)_x = \pm \frac{e}{4I_1 \mu} \left[2M_A + P \left\{ 2a \cdot L - 2a \cdot l_1 + L^2 - (l_1 - l_2)^2 \right\} \right] \quad (15.5.1.3-5)$$

Los valores admisibles para las tensiones de membrana y de flexión se dan en el apartado 15.5.3.

La suma de las tensiones debe cumplir ese requisito en todos los puntos con ningún círculo de agujero más cerca de la otra pared del recipiente que la distancia a o $0,5d$, el valor que sea superior.

Para agujeros más cerca de la pared y para $\mu < 0,2$, debe realizarse un análisis de tensiones.

15.5.2 Recipientes no reforzados con una placa divisoria central

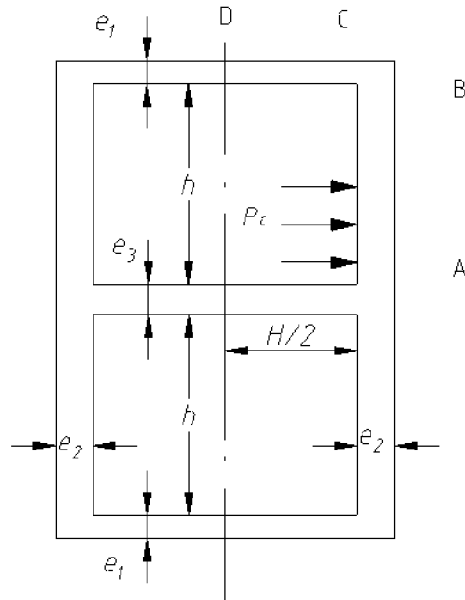


Figura 15.5-3 – Recipientes no reforzados con una placa divisoria central

Para recipientes no reforzados con una placa divisoria central, como se muestra en la figura 15.5-3, las tensiones de membrana deben determinarse a partir de las ecuaciones siguientes:

en C,

$$(\sigma_m)_c = \frac{P \cdot h}{4e_1} \left\{ 4 - \left[\frac{2 + k(5 - \alpha^2)}{1 + 2k} \right] \right\} \quad (15.5.2-1)$$

en D,

$$(\sigma_m)_D = (\sigma_m)_C$$

en B,

$$(\sigma_m)_b = \frac{\rho \cdot H}{2e_2} \quad (15.5.2-2)$$

en A,

En la placa divisoria

$$(\sigma_m)_p = \frac{P \cdot h}{2e_3} \left\{ \left[\frac{2 + k(5 - \alpha^2)}{1 + 2k} \right] \right\} \quad (15.5.2-3)$$

$$k = \frac{I_2}{I_1} \cdot \alpha \quad (15.5.2-4)$$

$$\alpha = \frac{H}{h} \quad (15.5.2-5)$$

Las tensiones de flexión deben determinarse a partir de las ecuaciones siguientes.

en C,

$$(\sigma_b)_C = \frac{P \cdot h^2 \cdot e_1}{24 \cdot I_1} \left(\frac{1 + 2\alpha^2 \cdot k}{1 + 2k} \right) \quad (15.5.2-6)$$

en D,

$$(\sigma_b)_D = \frac{P \cdot e_1}{48 \cdot I_1} \left(3H^2 - 2h^2 \left(\frac{1 + 2\alpha^2 \cdot k}{1 + 2k} \right) \right) \quad (15.5.2-7)$$

en B,

$$(\sigma_b)_B = \frac{P \cdot h^2 \cdot e_2}{24 I_1} \left(\frac{1 + 2\alpha^2 \cdot k}{1 + 2k} \right) \quad (15.5.2-8)$$

en A,

$$(\sigma_b)_A = \frac{Ph^2 \cdot e_2}{24 I_1} \left[\frac{1 + k(3 - \alpha^2)}{1 + 2k} \right] \quad (15.5.2-9)$$

Las tensiones de diseño admisibles para las tensiones de membrana y de flexión deben ser las que se dan en el apartado 15.5.3.

15.5.3 Tensiones admisibles para recipiente no reforzado

Las tensiones de membrana deben limitarse de la manera siguiente:

$$\sigma_m \leq f \cdot z \quad (15.5.3-1)$$

La suma de las tensiones de membrana y de las tensiones de flexión debe cumplir:

$$\sigma_m + \sigma_b \leq 1,5 \cdot f \cdot z \quad (15.5.3-2)$$

donde

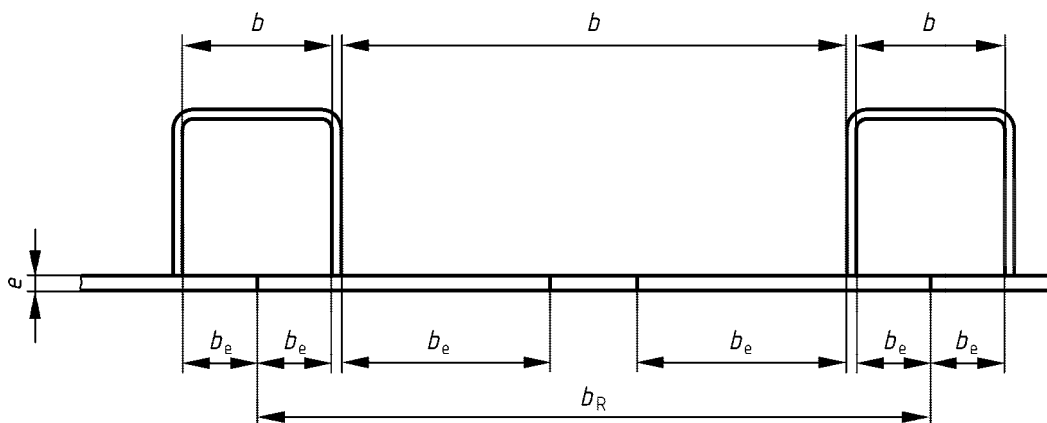
$z = 1$ para laterales sin soldaduras longitudinales o circunferenciales.

15.6 Recipientes reforzados

15.6.1 Generalidades

Los recipientes reforzados, como se muestra en la figura 15.6-1, tienen un bastidor continuo que puede seguir el contorno del recipiente o formar un rectángulo cerrado. Los miembros de refuerzo se deben fijar al exterior del recipiente en un plano perpendicular al eje largo del mismo.

Este método de cálculo se aplica si los 2 lados opuestos del recipiente tienen el mismo segundo momento de área. Si no es así, se debe realizar un análisis especial.



La longitud efectiva b_e está limitada a $10e$

Figura 15.6-1 – Miembro de refuerzo y anchura efectiva de placa asociada

15.6.2 Resistencia a la cortadura de la sección reforzada

15.6.2.1 Generalidades

Se debe considerar que los componentes de refuerzo y los elementos de placa de fijados del recipiente actúan como una unidad compuesta al calcular el segundo momento de área efectivo de los componentes de refuerzo. Con objeto de asegurar este comportamiento estructural, la tensión de cortadura en el nervio del refuerzo y en los elementos de refuerzo y recipiente deben limitarse como se indica a continuación.

15.6.2.2 Refuerzos soldados continuamente

Para refuerzos soldados continuamente, la tensión de cortadura en el nervio de unión de la soldadura al recipiente debe calcularse mediante la ecuación siguiente.

$$\tau = \frac{Q \cdot A' \cdot j}{I \cdot b_{cw}} \quad (15.6.2.2-1)$$

donde

Q es la carga de cortadura en la sección próxima a la arista;

A' es el área de la parte de la sección compuesta por encima o por debajo del punto de cálculo;

j es la distancia desde el eje neutro del centroide de A' ;

I es el segundo momento de área de la sección transversal compuesta;

b_{cw} es la anchura neta de la sección medida (espesor de la red o, en soldaduras de penetración parcial, suma de los espesores de las gargantas de soldadura a , véase la definición en el apartado 3.22, si este valor es inferior).

SECCIONES DE REFUERZO

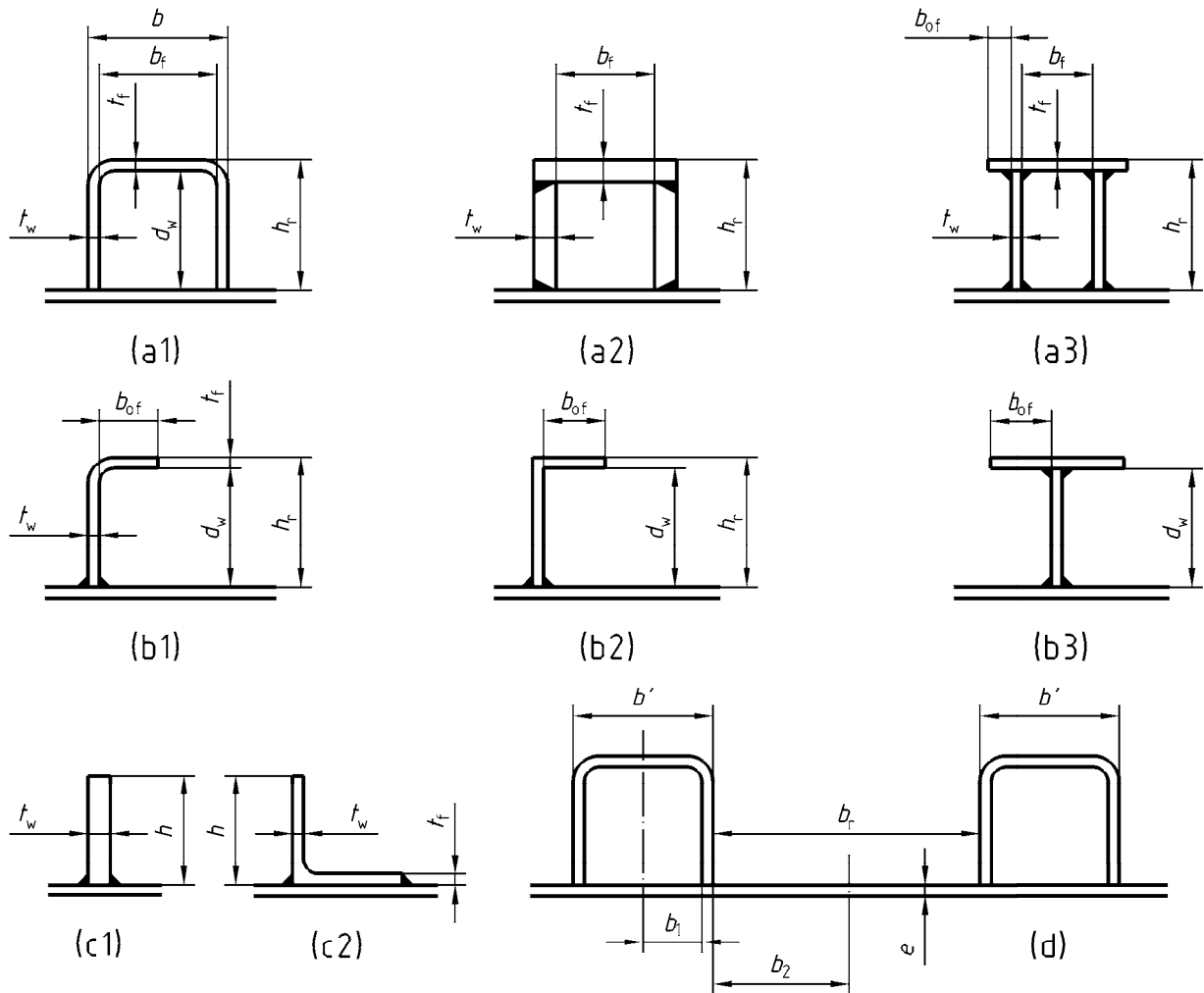


Figura 15.6-2

Tabla 15.6-1

NERVIOS (Elementos planos perpendiculares al eje de flexión)			
Esquema	Tipo de sección reforzada	Evaluación de la anchura	Relación máxima
(a.1, 2, 3)	◆ Laminada o conformada en frío	$d_w = h_r - 1,5 t_f$	$d_w/t_w \leq 50 \varepsilon$
(b.1, 2, 3)	◆ Soldada	$d_w = h_r - t_f$	
(c.1, 2)	◆ Laminada o conformada en frío	$d_w = h_r - 1,5 t_f$	$d_w/t_w \leq 10 \varepsilon$
	◆ Soldada	$d_w = h_r$	
BRIDAS (Elementos planos paralelos al eje de flexión)			
Esquema de	Tipo de sección	Evaluación de la anchura	Relación máxima
(a.1)	◆ Laminada o conformada en frío	$b_f = b - 3 t_f$	$b_f/t_f \leq 30 \varepsilon$
(a.2, 3)	◆ Soldada	b_f	
PARED DEL RECIPIENTE (espacio de chapa entre 2 elementos de refuerzo)			
Esquema	Tipo de sección	Evaluación de la anchura	Relación máxima
(d)	Sección transversal del recipiente reforzado	$b_1 = 0,5 b'$ $b_2 = 0,5 b_r$ $b = \text{máx. } (b_1, b_2)$	$b/e \leq 30 \varepsilon$
$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{Y} \cdot \frac{E}{210000}}$ <p>donde</p> <p>$Y = R_{p0,2/T}$ para aceros ferríticos y $R_{p1,0/T}$ para aceros austeníticos.</p>			

15.6.2.3 Refuerzo fijado mediante soldaduras intermitentes

Los soldeos intermitentes deben realizarse en ambos lados del componente de refuerzo. La longitud de cada soldadura individual de cordón triangular no debe ser inferior a 50 mm. La longitud total de las soldaduras intermitentes en cada lado del componente de refuerzo no debe ser inferior a la mitad de la longitud de la envolvente que se esté reforzando, véase la figura 15.6-3.

En el caso de depósitos sometidos a vacío, la longitud máxima entre dos segmentos soldados debe ser $\leq 0,5 b_R$.

La separación máxima entre segmentos de soldadura consecutivos del componente de refuerzo al recipiente no debe ser mayor que el menor de los dos segmentos de soldadura adyacentes.

La tensión de cortadura en segmentos de soldadura intermitentes debe calcularse mediante la ecuación:

$$\tau = \frac{\Delta M}{b_{lw} \cdot l_w} \cdot \frac{S}{I} \quad (15.6.2.2-1)$$

donde

S es el primer momento de área de la sección encima de las soldaduras respecto al eje neutro;

I es el segundo momento de área aplicable (I_{11} o I_{21});

b_w es la garganta de soldadura total de la soldadura intermitente;

l_w es la longitud total de la soldadura intermitente;

En el caso de cargas de presión, ΔM viene dado por:

a) Para el cordón de soldadura más próximo a la esquina del recipiente

en el lado largo

$$\Delta M = M_c - \left(M_D + b_R \cdot P \cdot \frac{\eta^2}{2} \right) = (b_R \cdot P) \left(\frac{h^2}{8} - \frac{\eta^2}{2} \right) \quad (15.6.2.2-2)$$

en el lado corto

$$\Delta M = M_c - \left(M_D + b_R \cdot P \cdot \frac{\eta^2}{2} \right) = (b_R \cdot P) \left(\frac{H^2}{8} - \frac{\eta^2}{2} \right) \quad (15.6.2.2-3)$$

donde

M_A , M_B , M_C , M_D son los momentos flectores en las posiciones A, B, C y D. Sus valores se obtienen mediante las ecuaciones (15.6.5-3), (15.6.5-5), (15.6.5-7) y (15.6.5-9);

η es la distancia desde el punto medio del lado del recipiente hasta el punto medio de la separación entre el comienzo de la soldadura intermitente más próxima a la aristas y el final de la soldadura intermitente adyacente, véase la figura 15.6-3.

b) Para todos los demás los cordones de soldadura intermitentes

$$\Delta M = b_R \cdot p \cdot \frac{\eta_1^2 - \eta_2^2}{2} \quad (15.6.2.2-4)$$

donde

η_1 y η_2 son las distancias desde el punto medio del lado del recipiente hasta los puntos medios de las separaciones entre las soldaduras adyacentes, véase la figura 15.6-3 (5).

Si todas las soldaduras intermitentes tienen la misma longitud ' l_w ' y la misma garganta de soldadura ' b_w ' sólo es necesario hacer los cálculos indicados en el apartado a) anterior.

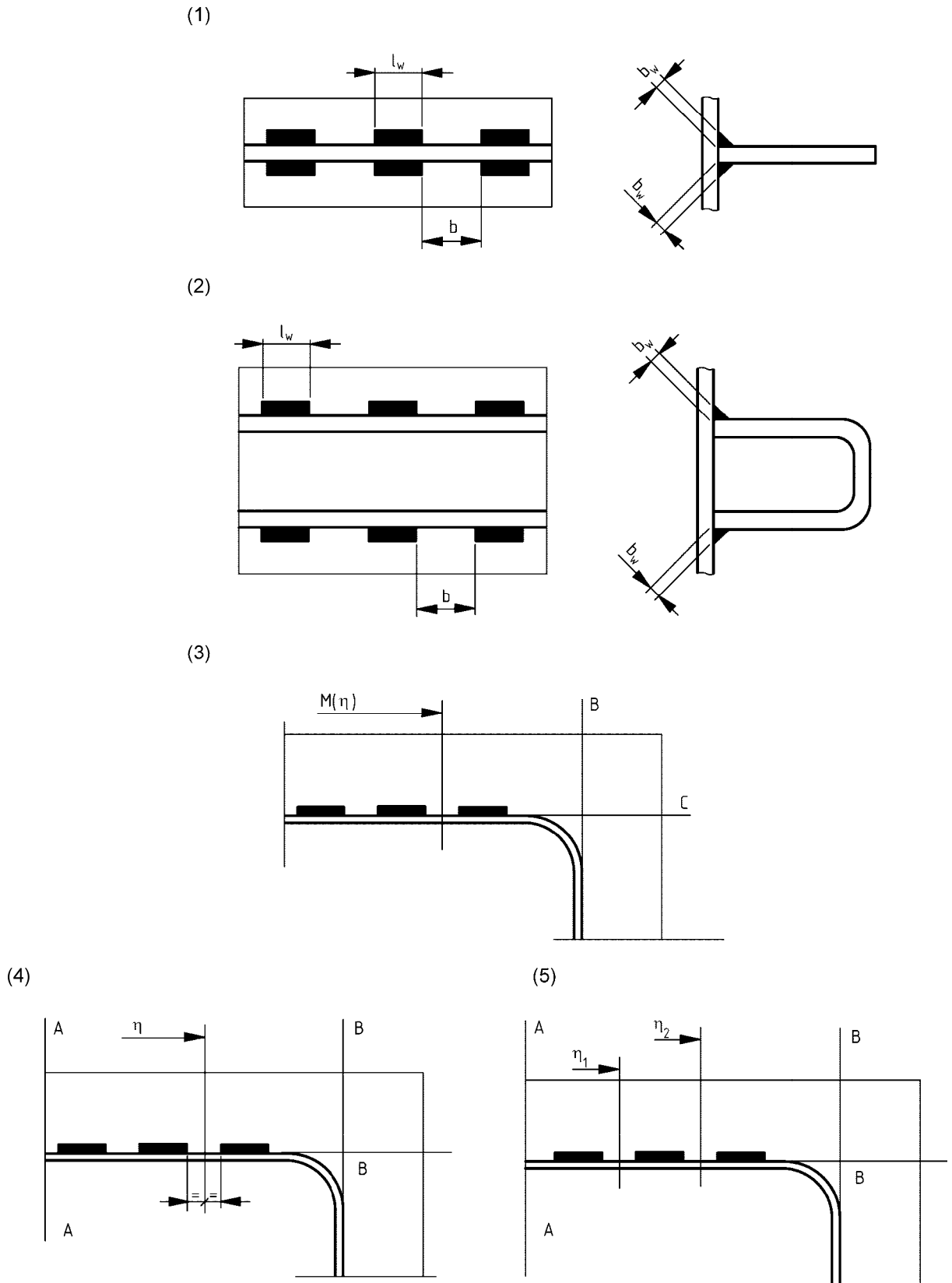


Figura 15.6-3

15.6.2.4 En nervios de refuerzo

En los elementos de refuerzo, la tensión de cortadura en los nervios debe calcularse mediante la ecuación siguiente:

$$\tau = \frac{Q}{A_{\text{web}}} \quad (15.6.2.3-1)$$

donde

Q es la fuerza de cortadura cerca de la arista

y si sólo hay carga de presión

$$Q = \text{máx.} \left(P \cdot \frac{h}{2}; P \cdot \frac{H}{2} \right) \cdot b_R \quad (15.6.2.3-2)$$

A_{web} es el área del nervio de refuerzo

15.6.3 Requisitos de estabilidad para partes comprimidas

Las relaciones máximas de anchura a espesor para las secciones de refuerzo que se muestran en la figura 15.6-2, deben estar de acuerdo con la tabla 15.6-1.

15.6.4 Tensiones en las paredes en zonas no soportadas

En los elementos de chapa plana rectangular no soportada de la pared del recipiente entre o dentro de elementos de refuerzo, la tensión de membrana longitudinal y la tensión de flexión longitudinal adyacente a los nervios de refuerzo deben calcularse a partir de las ecuaciones siguientes.

$$\sigma_m = \frac{P \cdot h \cdot H}{e \cdot 2 (h + H)} \quad (15.6.4-1)$$

$$\sigma_b = CP \left(\frac{b}{e} \right)^2 \quad (15.6.4-2)$$

y C se obtiene de la tabla 15.6-2

Tabla 15.6-2

g/b	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	> 2,15
C	0,3078	0,3834	0,4356	0,468	0,4872	0,4974	0,5

donde

b es siempre la longitud del lado más pequeño de la placa rectangular

No son necesarios diseños distintos de las lacas planas.

Las tensiones deben limitarse de acuerdo con lo indicado en el apartado 15.5.3.

15.6.5 Tensiones de membrana y de flexión en la sección transversal

Con referencia a la figura 15.6-4, las tensiones de membrana transversales deben calcularse a partir de las ecuaciones siguientes:

para los lados cortos

$$(\sigma_m)_D = \frac{P \cdot h \cdot b_R}{2(A_1 + b_R e)} \quad (15.6.5-1)$$

para los lados largos

$$(\sigma_m)_A = \frac{P \cdot H \cdot b_R}{2(A_2 + b_R e)} \quad (15.6.5-2)$$

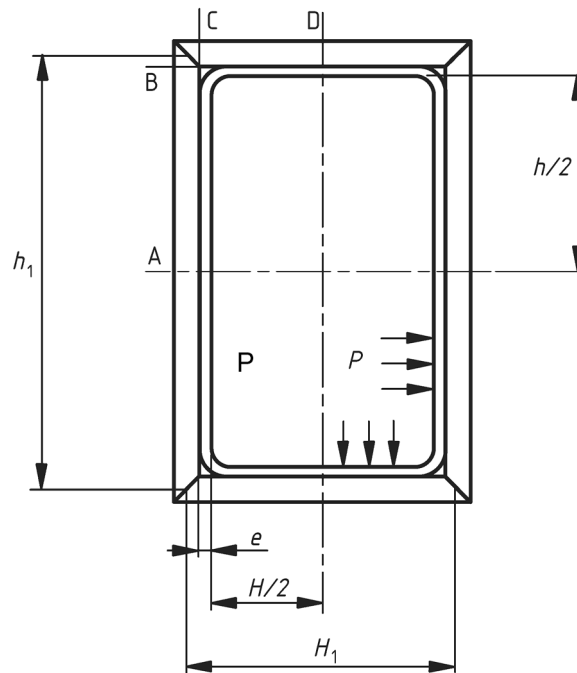


Figura 15.6-4 – Recipiente reforzado

Las tensiones de flexión deben determinarse a partir de las ecuaciones siguientes:

en A,

$$M_A = \frac{-P \cdot b_R \cdot h^2}{24} \left[3 - \frac{2(1 + \alpha_1^2 \cdot k)}{1 + k} \right] \quad (15.6.5-3)$$

$$(\sigma_b)_A = \frac{M_A \cdot c}{I_{21}} \quad (15.6.5-4)$$

en B,

$$M_B = \frac{P \cdot b_R \cdot h^2}{12} \left[\frac{(1 + \alpha_1^2 \cdot k)}{1 + k} \right] \quad (15.6.5-5)$$

$$(\sigma_b)_B = \frac{M_B \cdot c}{I_{21}} \quad (15.6.5-6)$$

en C,

$$M_C = \frac{P \cdot b_R \cdot h^2}{12} \left[\frac{(1 + \alpha_1^2 \cdot k)}{1 + k} \right] \quad (15.6.5-7)$$

$$(\sigma_b)_C = \frac{M_C \cdot c}{I_{11}} \quad (15.6.5-8)$$

en D,

$$M_D = \frac{-P \cdot b_R \cdot h^2}{24} \left[3 \cdot \alpha^2 - 2 \frac{(1 + \alpha_1^2 \cdot k)}{1 + k} \right] \quad (15.6.5-9)$$

$$(\sigma_b)_D = \frac{M_D \cdot c}{I_{11}} \quad (15.6.5-10)$$

15.6.6 Tensiones admisibles en los nervios y paredes asociadas

Las tensiones de membrana deben limitarse de la manera siguiente:

$$\sigma_m \leq f \cdot z \quad (15.6.6-1)$$

La suma de las tensiones de membrana y de las tensiones de flexión debe cumplir en todos los puntos:

$$\sigma_m + \sigma_b \leq 1,5 \cdot f \cdot z \quad (15.6.6-2)$$

donde

$z = 1$ para laterales sin soldaduras longitudinales o circunferenciales.

Si una sección está construida con más de un material, f es el valor para el material en el punto considerado.

La tensión de cortadura en el nervio y en la soldadura entre el refuerzo y la placa del recipiente no debe ser superior a $0,5f$.

15.7 Aberturas

Para placas perforadas, debe utilizarse el método indicado en la apartado 15.5.2.

Las ecuaciones siguientes para el refuerzo de aberturas sólo pueden aplicarse para aberturas con esquinas redondeadas, con una relación lateral no superior a 2,0 y con un diámetro de la abertura no superior a 0,8 b . La anchura de ligamento entre el borde cualquiera abertura y el lado del recipiente no debe ser inferior al mayor de los valores de ' a ' o 0,1 b .

Para aberturas en la arista redondeada o más cerca de la pared del recipiente, debe realizarse un análisis de tensiones.

No es necesario reforzar una abertura cuando:

$$\frac{A}{A_h} \leq 1,5 \cdot f (\sigma_m + \sigma_b) \quad (15.7-1)$$

donde

A es el área de la sección transversal longitudinal entre refuerzos sin agujero;

A_h es la misma área deducida la del agujero.

Cuando sea necesario reforzar una abertura, el refuerzo requerido debe calcularse de acuerdo con la ecuación siguiente:

$$A_{rf} = 0,5 \cdot \frac{\sigma_m + \sigma_b}{1,5 \cdot f} \cdot d \cdot e \quad (15.7-2)$$

El área de refuerzo A' debe ser como mínimo igual a A_{rf} y debe calcularse de acuerdo con lo indicado en el apartado 10.6.2.2.

La tensión de membrana debe calcularse mediante las ecuaciones (15.6.5-1) o (15.6.5-2), dependiendo de la posición del agujero en el lado largo o en el lado corto del recipiente.

Las tensiones de flexión deben determinarse a partir de las ecuaciones siguientes:

para una abertura en el lado corto:

$$M_{(x)} = M_D + P \cdot b_R \cdot \frac{x^2}{2} \quad (15.7-3)$$

$$(\sigma_b)_x = \frac{M_{(x)} \cdot c}{I_{11}} \quad (15.7-4)$$

para una abertura en el lado largo:

$$M_{(y)} = M_A + P \cdot b_R \cdot \frac{y^2}{2} \quad (15.7-5)$$

$$(\sigma_b)_y = \frac{M_{(y)} \cdot c}{I_{21}} \quad (15.7-6)$$

Si se utilizan placas de refuerzo, su espesor debe limitarse al espesor nominal de la pared del recipiente y en los cálculos no deben prolongarse hasta más de una distancia ' d ' desde el centro de la abertura.

Ninguna parte del refuerzo debe considerarse aplicada a más de una abertura ni tampoco debe considerarse más de una vez en un área combinada.

16 CARGAS ADICIONALES DISTINTAS DE LA PRESIÓN

16.1 Objeto

Este capítulo proporciona reglas para el diseño de envoltentes de recipientes bajo cargas distintas de la presión en combinación con presión:

- Cargas locales en manguitos de envoltentes esféricas.
- Cargas locales en manguitos de envoltentes cilíndricas.
- Cargas de líneas.
- Orejetas para izar.
- Recipientes horizontales sobre silletas.
- Recipientes horizontales sobre anillos de apoyo.
- Recipientes verticales sobre soportes.
- Recipientes verticales con patas de apoyo.
- Recipientes verticales con faldones.
- Recipientes verticales con soportes anulares.
- Cargas globales.

16.2 Definiciones específicas

Las definiciones siguientes son adicionales a las incluidas en el capítulo 3.

16.2.1 carga local:

Una fuerza directa, fuerza de cortadura o momento flector aplicado a un manguito o accesorio y debido a una carga distinta de la presión dentro del recipiente.

16.2.2 momento flector global:

Un momento que actúa en un plano que contiene el eje de una envoltente.

NOTA Son ejemplos de esto la carga debida al viento en un recipiente vertical o el peso en un recipiente horizontal - véase la figura 16.2-1.

16.2.3 fuerza axial global:

Una fuerza que actúa a lo largo del eje de un recipiente.

NOTA Un ejemplo de esto es la acción del peso en un recipiente vertical, véase la figura 16.2-1.

16.2.4 fuerza de cortadura global:

Una fuerza transversal que actúa perpendicularmente al eje del recipiente.

NOTA Un ejemplo de esto es la fuerza de cortadura en las silletas en un recipiente horizontal debido al peso.

16.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4.

e_2	es el espesor de una placa de refuerzo;
f_2	es la tensión de diseño admisible de una placa de refuerzo;
D_i	es el diámetro interior de una envolvente cilíndrica o de un fondo cóncavo;
D_k	es el diámetro interior de una envolvente cónica en el centro del elemento de soporte;
F	es la fuerza axial adicional global (ignorando las cargas debidas a la presión) en una envolvente cilíndrica, esférica o cónica, véase la figura 16.2-1;
$F_{\text{máx.}}$	es la fuerza axial adicional global máxima admisible en una envolvente;
H_i	es la altura interior de un fondo cóncavo medida desde la línea tangente;
M	es el momento flector global de todas las fuerzas externas respecto al centro de una sección transversal específica de la envolvente;
$M_{\text{máx.}}$	es el momento flector global máximo admisible en una envolvente;
P	es la presión de cálculo, según lo definido en el apartado 3.4, teniendo en cuenta que la presión interna P es positiva y la presión externa es negativa;
Q	es la fuerza de cortadura global en una envolvente, véase la figura 16.2-1;
$Q_{\text{máx.}}$	es la fuerza transversal máxima admisible en una envolvente;
R_i	es el radio interior de una envolvente esférica o cilíndrica o de la parte esférica de un fondo cóncavo;
K_1 a K_{19}	son coeficientes.

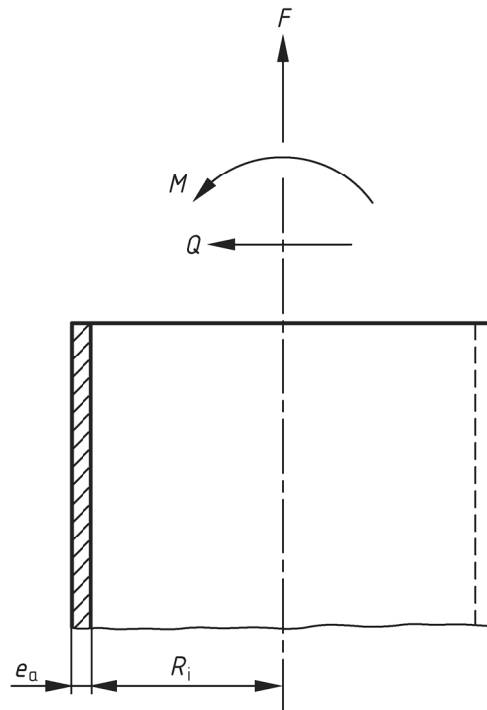


Figura 16.2-1 – Cargas globales aplicadas a una envoltura cilíndrica

16.4 Cargas locales en manguitos de envolventes esféricas

16.4.1 Objeto

Este capítulo proporciona un método para el diseño de una envoltura esférica con un manguito sometido a cargas locales y presión interna.

16.4.2 Símbolos y abreviaturas específicos adicionales

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en el apartado 16.3:

R	es el radio medio de la envoltura en el manguito;
d	es el diámetro medio del manguito;
d_i	es el diámetro interior del manguito;
d_e	es el diámetro exterior del manguito;
d_2	es el diámetro exterior de una placa de refuerzo;
e_c	es el espesor de análisis de la combinación de envoltura y placa de refuerzo;
e_{eq}	es el espesor equivalente de la envoltura;

- e_b es el espesor del manguito;
- f_b es la tensión de diseño admisible del material del manguito;
- F_Z es la fuerza axial sobre el manguito (positiva cuando la fuerza es de tracción o radialmente hacia fuera);
- $F_{Z,máx.}$ es la fuerza axial máxima admisible en el manguito;
- L es la anchura de la placa de refuerzo;
- M_B es el momento flector en el manguito en la unión con la envolvente;
- $M_{B,máx.}$ es el momento flector máximo admisible en el manguito en la unión con la envolvente;
- scf_P , scf_Z y scf_M son factores de concentración de tensiones debidas a presión, carga axial sobre el manguito y momento respectivamente;
- λ_S es un parámetro geométrico aplicable a manguitos en esferas;
- Φ es la relación de cargas;
- σ_P es el intervalo de tensiones debidas a presión;
- σ_{FZ} es el intervalo de tensiones debidas a intervalo de cargas axiales en el manguito;
- σ_{MB} es el intervalo de tensiones debidas a intervalo de momentos;
- σ_T es la tensión térmica debida a diferencias de temperaturas a través del espesor de la pared;
- κ es factor de proporción de refuerzo.

16.4.3 Condiciones de aplicabilidad

Se aplican las condiciones siguientes:

- a) $0,001 \leq e_a / R \leq 0,1$;

NOTA Son aceptables valores de $e_a / R < 0,001$ siempre que la deformación de la pared de la envolvente no supere la mitad del espesor de la pared.

- b) las distancias a otra carga local cualquiera en cualquier dirección no deben ser inferiores a $\sqrt{R \cdot e_c}$;

- c) el espesor del manguito debe mantenerse a lo largo de una distancia de $l \geq \sqrt{d \cdot e_b}$.

16.4.4 Resumen del procedimiento de diseño

El procedimiento de diseño es el siguiente:

- 1) Se calculan las dimensiones básicas e_c y L a partir de lo siguiente.
 - en el diámetro exterior del manguito, cuando esté instalada una placa de refuerzo:

$$e_c = e_a + e_2 \cdot \min\left(\frac{f_2}{f}; 1\right) \quad (16.4-1)$$

– en el borde exterior ($d = d_2$) de una placa de refuerzo o cuando no haya instalada una placa de refuerzo:

$$e_c = e_a \quad (16.4-2)$$

La anchura L de la placa de refuerzo viene dada por:

$$L = 0,5 (d_2 - d_e) \quad (16.4-3)$$

- 2) Se calculan las cargas individuales admisibles máximas (véase 16.4.5);
- 3) Se comprueban las relaciones de cargas y las interacciones de las cargas (véase 16.4.6);
- 4) si no hay instalada placa de refuerzo o si está instalada una placa de refuerzo con $L \geq \sqrt{R (e_a + e_2)}$, se va al paso 6;
- 5) Se calculan las cargas individuales máximas admisibles en el borde de la placa de refuerzo ($d = d_2$ y $e_c = e_a$) y comprobar la relaciones de las cargas y las interacciones de las cargas;
- 6) Se calcula el espesor equivalente de la envolvente e_{eq} (véase 16.4.7.2) y se comprueba el intervalo de tensiones combinadas (véase 16.4.7);

NOTA El paso 6 sólo tiene que hacerse en el borde del manguito.

- 7) Se comprueban las tensiones longitudinales en el manguito (véase 16.4.8);
- 8) si las tensiones o las relaciones de cargas son excesivas, debe aumentarse el espesor de la envolvente o del manguito o reducir las cargas, y volver al paso 1.

16.4.5 Cargas individuales máximas admisibles

16.4.5.1 Para determinar los valores máximos admisibles de presión, carga axial y momento flector, que se pueden aplicar independientemente a un manguito, debe aplicarse el procedimiento siguiente.

16.4.5.2 Determinar el factor de la proporción de refuerzo:

$$\kappa = \min \left(\frac{2 f_b \cdot e_b}{f \cdot e_c} \sqrt{\frac{e_b}{d}}; 1, 0 \right) \quad (16.4-4)$$

Para el cálculo de las cargas admisibles en el borde de la placa de refuerzo o para un manguito en una envolvente sin ninguna abertura, el factor de refuerzo κ es igual a 1.

NOTA Para la carga de un muñón se utiliza una envolvente sin ninguna abertura.

16.4.5.3 Se determina λ_S :

$$\lambda_S = \frac{d}{\sqrt{R \cdot e_c}} \quad (16.4-5)$$

16.4.5.4 Se calcula la presión admisible $P_{\text{máx.}}$ a partir de la ecuación general para el refuerzo de aberturas aisladas según el capítulo 9. Se reproduce aquí a partir del apartado 9.5.2 para mayor comodidad y la notación se encuentra el apartado 9.3.

$$P_{\text{máx.}} = \frac{(Af_s + Af_w) \cdot f_s + Af_b \cdot f_{\text{ob}} + Af_p \cdot f_{\text{op}}}{(Ap_s + Ap_b + 0,5 Ap_\varphi) + 0,5 (Af_s + Af_w + Af_b + Af_p)} \quad (16.4-6)$$

NOTA Para la aplicación de esta fórmula los diferentes casos de carga de ensayo, véase el apartado 3.16, nota 1.

16.4.5.5 Se determina la carga axial admisible en el manguito $F_{Z,\text{máx.}}$ bien a partir de la figura 16.4-1 o mediante cálculo:

$$F_{Z,\text{máx.}} = f \cdot e_c^2 \left(1,82 + 2,4 \cdot \sqrt{1 + \kappa} \cdot \lambda_S + 0,91 \cdot \kappa \cdot \lambda_S^2 \right) \quad (16.4-7)$$

Los límites superior e inferior dimensionales se dan en la figura 16.4-1.

16.4.5.6 Leer el momento flector admisible máximo M_B , en la figura 16.4-2 o calcularlo utilizando:

$$M_{B,\text{máx.}} = f \cdot e_c^2 \frac{d}{4} \left(4,9 + 2,0 \cdot \sqrt{1 + \kappa} \cdot \lambda_S + 0,91 \cdot \kappa \cdot \lambda_S^2 \right) \quad (16.4-8)$$

Los límites superior e inferior dimensionales se dan en la figura 16.4-2.

16.4.6 Combinación de cargas externas y presión interna

16.4.6.1 Para determinar los efectos de la combinación de presión, carga axial y momento flector actuando simultáneamente, debe aplicarse el procedimiento siguiente.

16.4.6.2 Se calculan las relaciones de cargas individuales de la forma siguiente:

$$\Phi_P = \frac{P}{P_{\text{máx.}}} \quad (16.4-9)$$

$$\Phi_Z = \frac{F_Z}{F_{Z,\text{máx.}}} \quad (16.4-10)$$

$$\Phi_B = \frac{M_B}{M_{B,\text{máx.}}} \quad (16.4-11)$$

16.4.6.3 Se comprueba que cada relación de cargas individual está limitada de la manera siguiente:

$$|\Phi_P| \leq 1,0 \quad (16.4-12)$$

$$|\Phi_Z| \leq 1,0 \quad (16.4-13)$$

$$|\Phi_B| \leq 1,0 \quad (16.4-14)$$

16.4.6.4 Comprobar que las interacciones de todas las cargas cumplen lo siguiente:

$$\text{máx.} (|\Phi_P + \Phi_Z|; |\Phi_Z|; |\Phi_P - 0,2 \Phi_Z|) + |\Phi_B| \leq 1,0 \quad (16.4-15)$$

NOTA La ecuación anterior está basada en una interacción lineal de presión y carga axial con el momento flector y proporciona un resultado conservador. En casos específicos, el análisis por diseño según lo indicado en el capítulo 5, puede indicar que una interacción circular es menos conservadora.

16.4.7 Intervalos de tensiones y su combinación

16.4.7.1 A partir de los valores máximos y mínimos de la presión de las cargas locales, determinar los intervalos de carga siguientes:

$$\Delta P = \text{máx.} (P; 0) - \text{mín.} (P; 0) \quad (16.4-16)$$

$$\Delta F_Z = \text{máx.} (F_Z; 0) - \text{mín.} (F_Z; 0) \quad (16.4-17)$$

$$\Delta M_B = \text{máx.} (M_B; 0) - \text{mín.} (M_B; 0) \quad (16.4-18)$$

16.4.7.2 En el borde del manguito solamente, se calcula el espesor equivalente de la envolvente e_{eq} . Este espesor es igual a e_c a menos que se utilice una chapa de refuerzo de anchura $L < \sqrt{R(e_a + e_2)}$, en cuyo caso e_{eq} viene dado por:

$$e_{eq} = e_a + \text{mín.} \left(\frac{e_2 \cdot L}{\sqrt{R(e_a + e_2)}}; e_2 \right) \cdot \text{mín.} \left(\frac{f_2}{f}; 1 \right) \quad (16.4-19)$$

16.4.7.3 Se determinan las tensiones siguientes:

Debido al intervalo de presiones:

$$\sigma_P = scf_P \left(\frac{\Delta P \cdot R}{2e_{eq}} \right) \quad (16.4-20)$$

Debido al intervalo de cargas axiales:

$$\sigma_{FZ} = scf_Z \left(\frac{\Delta F_Z}{\pi \cdot d \cdot e_{eq}} \right) \sqrt{\frac{R}{e_{eq}}} \quad (16.4-21)$$

Debido al intervalo de momentos:

$$\sigma_{MB} = scf_M \left(\frac{4 \Delta M_B}{\pi \cdot d^2 \cdot e_{eq}} \right) \sqrt{\frac{R}{e_{eq}}} \quad (16.4-22)$$

Donde scf_P , scf_Z y scf_M se toman de las figuras 16.4-3 a 16.4-8.

NOTA Los factores scf de las figuras 16.4-3 a 16.4-8 proceden de la Norma BS 5500:1997, G2.5 (véase el capítulo L.2 – ref [6]).

Debido a la tensión térmica:

La tensión térmica σ_T debida a la diferencia de temperaturas entre el manguito y la envolvente debe calcularse utilizando un método apropiado.

NOTA Dicho método se encuentra en la Norma BS 5500:1997, capítulo G.4 (véase el capítulo L.2 – ref [6]).

16.4.7.4 La combinación de intervalos de tensiones debe restringirse de la manera siguiente:

$$\left| \sigma_T + \sqrt{\sigma_P^2 + (\sigma_{FZ} + \sigma_{MB})^2} \right| \leq 3 f \quad (16.4-23)$$

16.4.8 Tensiones longitudinales en el manguito

16.4.8.1 Las tensiones de tracción longitudinales máximas en el manguito deben limitarse de la manera siguiente:

$$\frac{P d}{4 e_b} + \frac{4 M_B}{\pi d^2 e_b} + \frac{F_Z}{\pi d e_b} \leq f_b \quad (16.4-24)$$

F_Z debe hacerse igual a cero cuando el resultado sea una tensión de compresión axial.

16.4.8.2 La estabilidad longitudinal de manguito debe comprobarse (con $P = 0$) de la forma siguiente

$$\frac{M_B}{M_{\text{máx.}}} + \frac{|F_Z|}{F_{\text{máx.}}} \leq 1,0 \quad (16.4-25)$$

F_Z debe hacerse igual a cero cuando el resultado sea una tensión de tracción axial. $M_{\text{máx.}}$ y $F_{\text{máx.}}$ son respectivamente el momento y la fuerza globales admisibles en el manguito. Están calculados en el apartado 16.14.

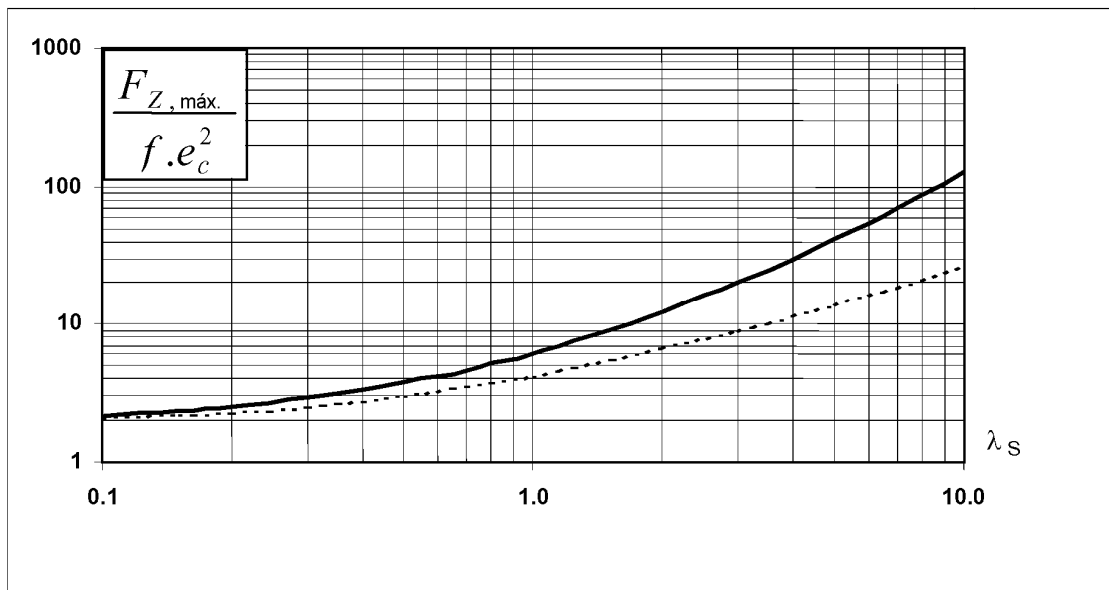


Figura 16.4-1 – Forma gráfica adimensional de $F_{Z,máx.}$
 (curva superior = máximo refuerzo, curva inferior = sin refuerzo)

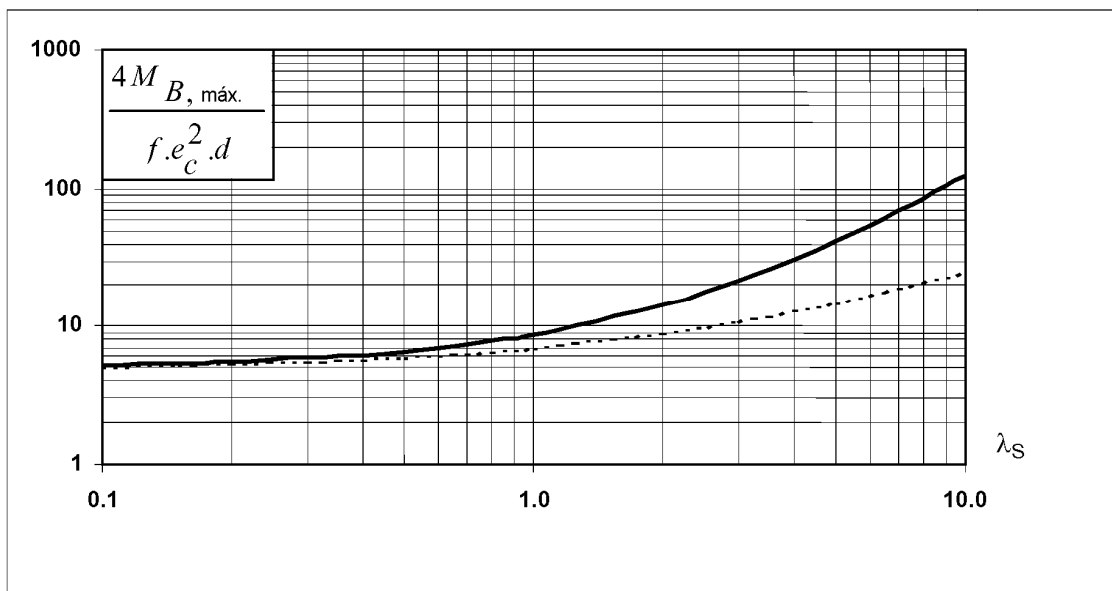


Figura 16.4-2 – Forma gráfica adimensional de $M_{B,máx.}$
 (curva superior = máximo refuerzo, curva inferior = sin refuerzo)

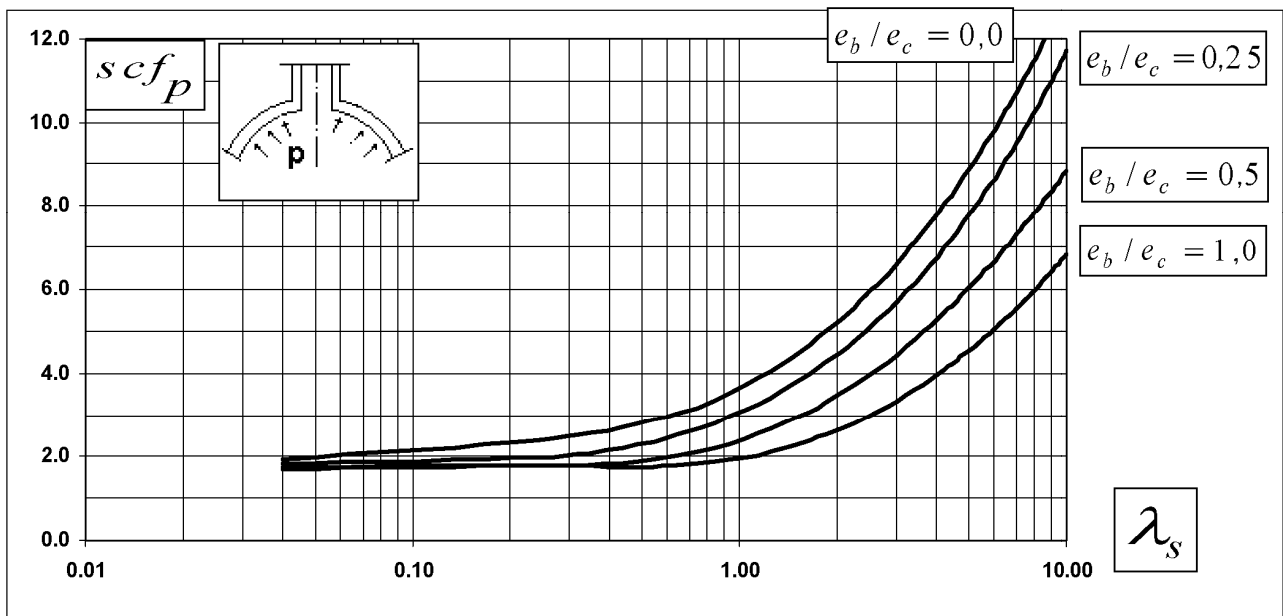


Figura 16.4-3 – Tensión máxima en esfera para presión interna (manguito ensasado)

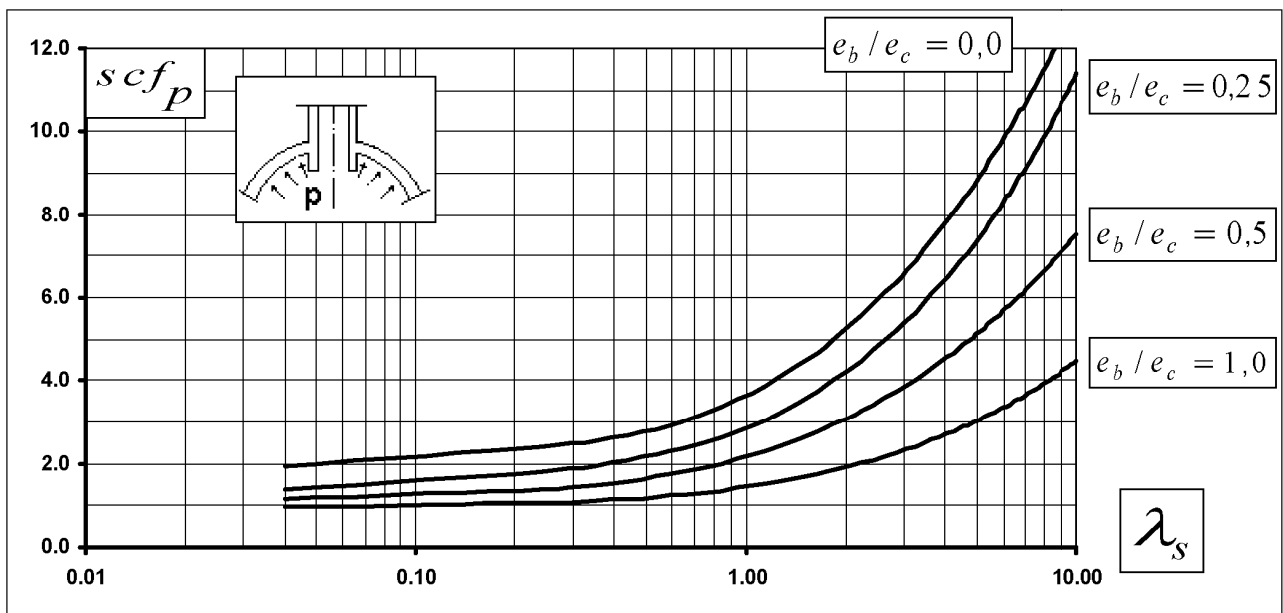


Figura 16.4-4 – Tensión máxima en esfera para presión interna (manguito saliente)

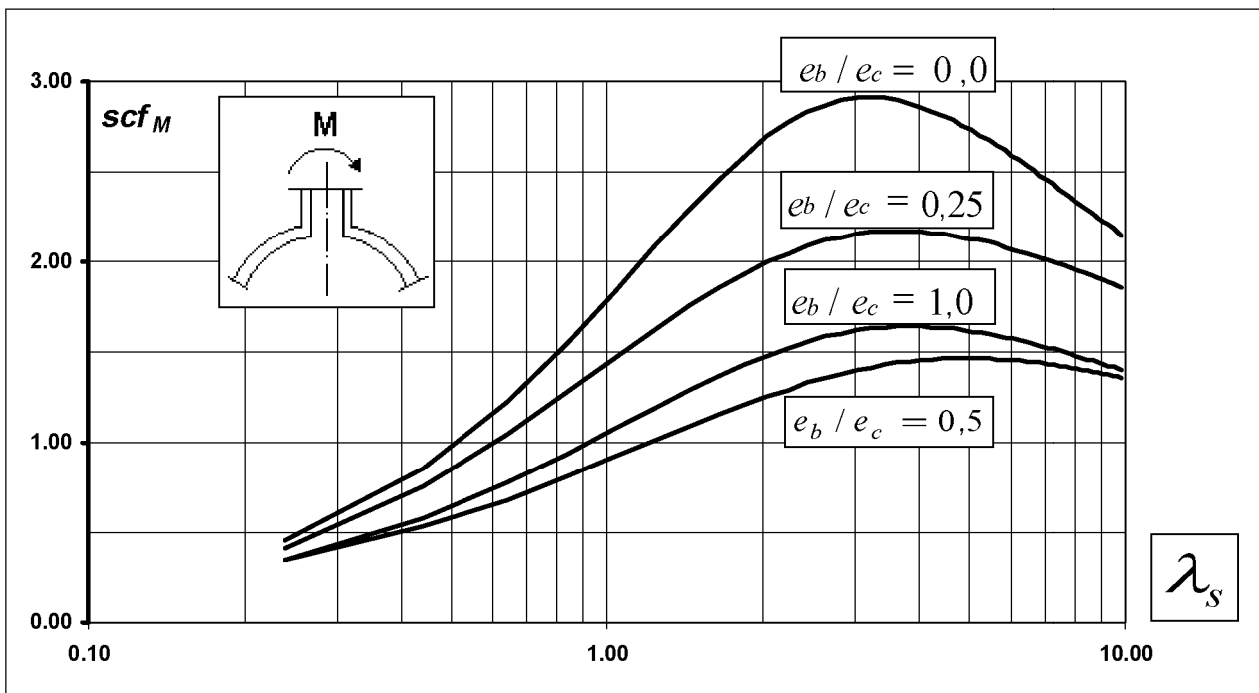


Figura 16.4-5 – Tensión máxima en esfera para carga de momento (manguito enrasado)

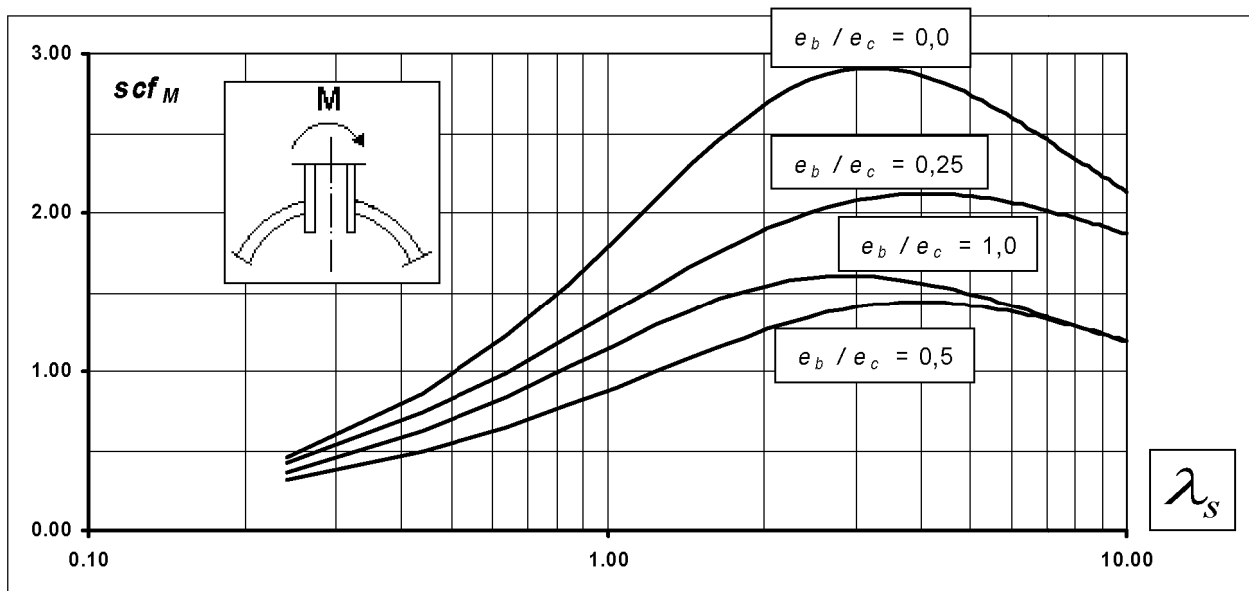


Figura 16.4-6 – Tensión máxima en esfera para carga de momento (manguito saliente)

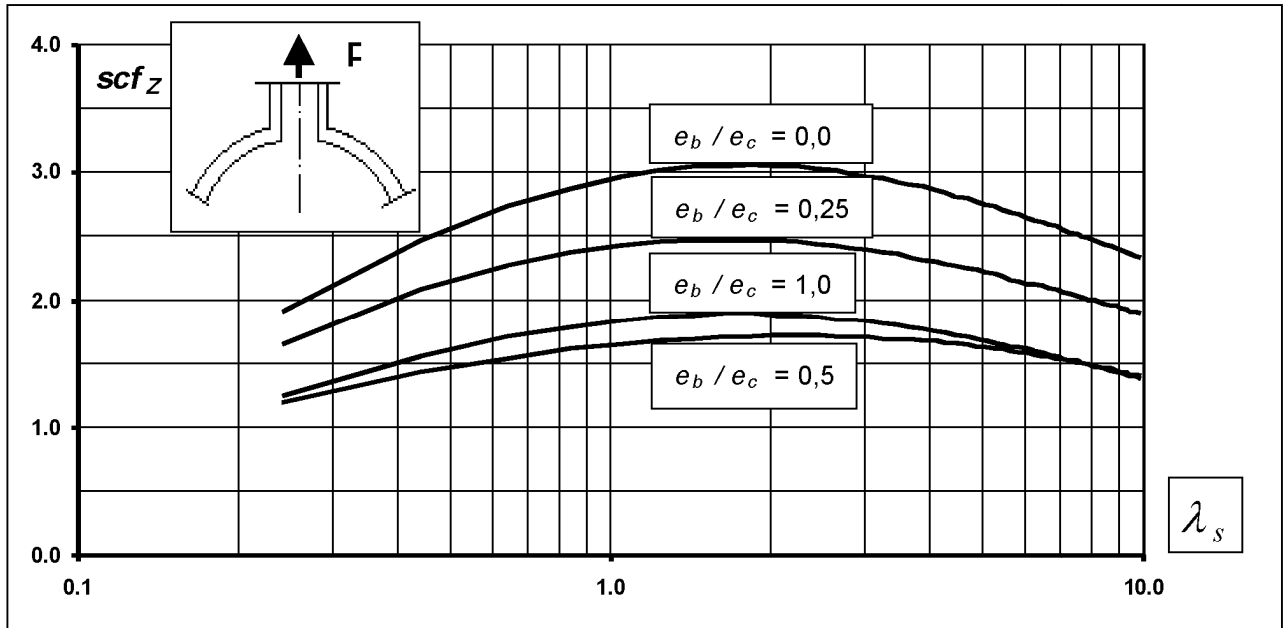


Figura 16.4-7 – Tensión máxima en esfera para carga de empuje (manguito enrasado)

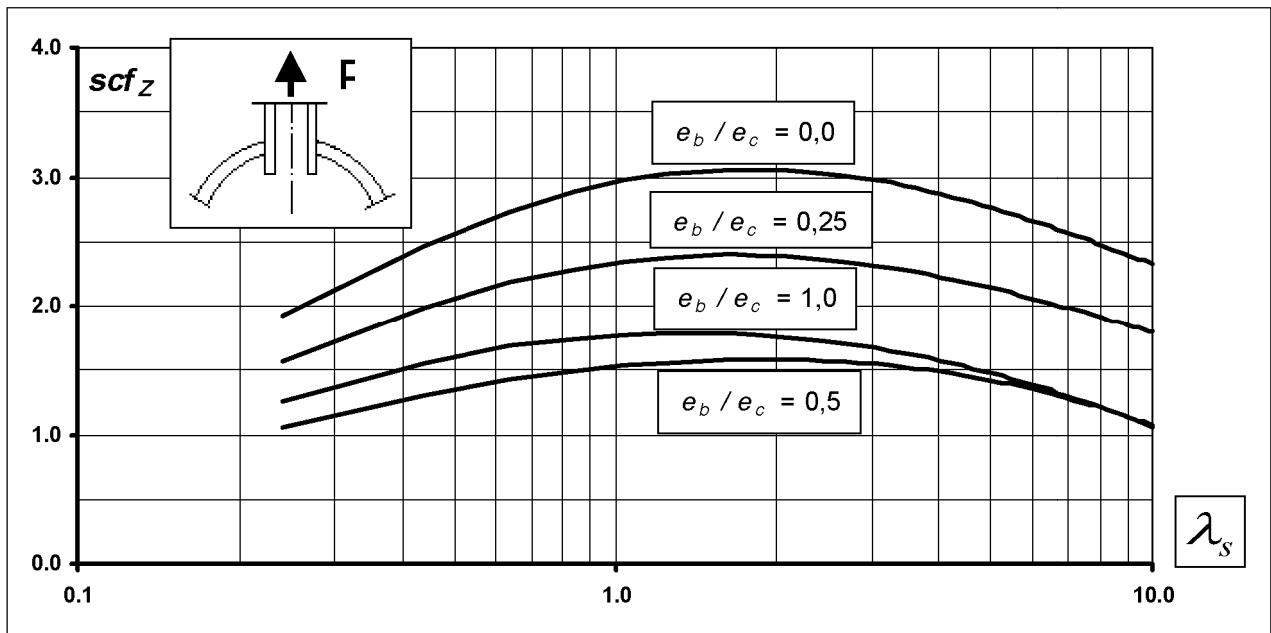


Figura 16.4-8 – Tensión máxima en esfera para carga de empuje (manguito saliente)

16.5 Cargas locales en manguitos de envolventes cilíndricas

16.5.1 Objeto

Este capítulo proporciona un método para el diseño de una envolvente cilíndrica con un manguito sometido a cargas locales y presión interna.

16.5.2 Símbolos y abreviaturas específicos adicionales

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en el apartado 16.3:

R	es el radio medio de la envolvente en el manguito;
D	es el diámetro medio de la envolvente en la abertura;
d_i	es el diámetro interior del manguito;
d_e	es el diámetro exterior del manguito;
d	es el diámetro medio del manguito;
d_2	es el diámetro exterior de una placa de refuerzo;
e_c	es el espesor de análisis de la combinación de envolvente y placa de refuerzo;
e_{eq}	es el espesor equivalente de la envolvente;
e_b	es el espesor de análisis del manguito;
f_b	es la tensión admisible del material del manguito;
F_Z	es la fuerza axial en el manguito (véase la figura 16.5-1);
$F_{Z,máx.}$	es la fuerza axial máxima admisible en el manguito;
L	es la anchura de la placa de refuerzo;
M_X	es el momento circunferencial aplicado al manguito (véase la figura 16.5-1);
M_Y	es el momento longitudinal aplicado al manguito (véase la figura 16.5-1);
$M_{X,máx.}$	es el momento circunferencial máximo admisible aplicado al manguito;
$M_{Y,máx.}$	es el momento longitudinal máximo admisible aplicado al manguito;
a_0 a a_4	son los coeficientes de los polinomios;
C_1 a C_4	son factores;
λ_c	es un parámetro aplicable a manguitos en cilindros;
Φ	es una relación de cargas;
σ_p	es el intervalo de tensiones debidas a presión;
σ_{FZ}	es el intervalo de tensiones debidas a la carga axial en el manguito;

- σ_{Mx} es el intervalo de tensiones debidas a momento circunferencial;
- σ_{My} es el intervalo de tensiones debidas a momento longitudinal;
- σ_T es la tensión térmica debida a diferencias de temperaturas a través del espesor de la pared.

16.5.3 Condiciones de aplicabilidad

Se aplican las condiciones siguientes:

- a) $0,001 \leq e_a/D \leq 0,1$
- b) $\lambda_c = \frac{d}{\sqrt{D e_c}} \leq 10$;

NOTA Fuera de este intervalo, los efectos del momento de torsión son importantes.

- c) las distancias a otra carga local cualquiera en cualquier dirección no deben ser inferiores a $\sqrt{D \cdot e_c}$;
- d) el espesor del manguito debe mantenerse a lo largo de una distancia de $l \geq \sqrt{d \cdot e_b}$.

16.5.4 Resumen del procedimiento de diseño

El procedimiento de diseño es el siguiente:

- 1) Se calculan las dimensiones básicas e_c y L a partir de lo siguiente:
- en el diámetro exterior del manguito, cuando esté instalada una placa de refuerzo:

$$e_c = e_a + e_2 \cdot \min\left(\frac{f_2}{f}; 1\right)$$

- en el borde exterior ($d = d_2$) de una placa de refuerzo a o cuando no haya instalada una placa de refuerzo:

$$e_c = e_a$$

La anchura L de la placa de refuerzo viene dada por:

$$L = 0,5 (d_2 - d_e)$$

- 2) Se calculan las cargas individuales admisibles máximas (véase 16.5.5);
- 3) Se comprueban las relaciones de cargas y las interacciones de las cargas (véase 16.5.6);
- 4) si no hay instalada placa de refuerzo o si está instalada la placa de refuerzo con $L \geq \sqrt{D (e_a + e_2)}$, ir al paso 6;
- 5) Se calculan las cargas individuales máximas admisibles en el borde de la placa de refuerzo ($d = d_2$; $e_c = e_a$ y $e_b/e_c \geq 0,5$) y se comprueban las relaciones de cargas de y la interacción de las cargas;
- 6) Se calcula el espesor equivalente de la envolvente e_{eq} (véase 16.5.7.2) y se comprueba el intervalo de tensiones combinadas (véase 16.5.7);

- 7) Se comprueba la resistencia del manguito (véase 16.5.8);
- 8) Si las tensiones o las relaciones de cargas son excesivas, se aumenta el espesor de la envolvente o del manguito o se reducen las cargas y se vuelve al paso 1.

NOTA El paso 6 sólo tiene que hacerse en el borde del manguito.

16.5.5 Cargas individuales máximas admisibles

16.5.5.1 Para determinar los valores máximos admisibles de presión, carga axial y momento flector, que pueden aplicarse independientemente a un manguito, debe aplicarse el procedimiento siguiente.

16.5.5.2 Se determina λ_C de esta manera:

$$\lambda_C = \frac{d}{\sqrt{D} e_c} \quad (16.5-1)$$

16.5.5.3 Se calcula la presión admisible $P_{\text{máx.}}$ a partir de la ecuación general para el refuerzo de aberturas aisladas según el capítulo 9. Se reproduce aquí a partir del apartado 9.5.2 para mayor comodidad y la notación se encuentra el apartado 9.3.

$$P_{\text{máx.}} = \frac{(Af_s + Af_w) \cdot f_s + Af_b \cdot f_{ob} + Af_p \cdot f_{op}}{(Ap_s + Ap_b + 0,5 Ap_\varphi) + 0,5 (Af_s + Af_w + Af_b + Af_p)} \quad (16.5-2)$$

NOTA Para la aplicación de esta fórmula los diferentes casos de carga de ensayo, véase 3.16, nota 1.

16.5.5.4 Se determina la carga axial admisible en el manguito $F_{Z,\text{máx.}}$ a partir de lo siguiente:

$$F_{Z,\text{máx.}} = f \cdot e_c^2 \cdot C_1 \quad (16.5-3)$$

donde C_1 se lee en la figura 16.5-2 o se calcula a partir de:

$$C_1 = \text{máx.} \cdot \left[(a_0 + a_1 \cdot \lambda_C + a_2 \cdot \lambda_C^2 + a_3 \cdot \lambda_C^3 + a_4 \cdot \lambda_C^4); 1,81 \right] \quad (16.5-4)$$

y los coeficientes a_0 a a_4 se toman de la tabla 16.5-1.

16.5.5.5 Se determina el momento circunferencial admisible $M_{X,\text{máx.}}$ a partir de:

$$M_{X,\text{máx.}} = f \cdot e_c^2 \cdot \frac{d}{4} \cdot C_2 \quad (16.5-5)$$

donde C_2 se lee en la figura 16.5-3 o se calcula a partir de:

$$C_2 = \text{máx.} \cdot \left[(a_0 + a_1 \cdot \lambda_C + a_2 \cdot \lambda_C^2 + a_3 \cdot \lambda_C^3 + a_4 \cdot \lambda_C^4); 4,90 \right] \quad (16.5-6)$$

y los coeficientes a_0 a a_4 se toman de la tabla 16.5-2.

16.5.5.6 Se determina el momento longitudinal admisible $M_{Y,\text{máx.}}$ a partir de:

$$M_{Y,\text{máx.}} = f \cdot e_c^2 \cdot \frac{d}{4} \cdot C_3 \quad (16.5-7)$$

donde C_3 se lee en la figura 16.5-4 o se calcula a partir de:

$$C_3 = \text{máx.} \left[\left(a_0 + a_1 \cdot \lambda_C + a_2 \cdot \lambda_C^2 + a_3 \cdot \lambda_C^3 + a_4 \cdot \lambda_C^4 \right); 4,90 \right] \quad (16.5-8)$$

y los coeficientes a_0 a a_4 se toman de la tabla 16.5-3.

Si la relación de espesores e_b/e_c está comprendida entre 0,2 y 0,5, el factor C_3 se obtiene por interpolación lineal (véase la figura 16.5-4).

NOTA Las curvas de las figuras 16.5-2 a 16.5-4 se han obtenido del WRCB n° 297, véase [5] en el anexo L, mientras que las cargas admisibles están basadas en un factor de concentración de tensiones máximo de 2,25.

16.5.6 Combinación de cargas externas y presión interna

16.5.6.1 Para determinar los efectos de la combinación de presión, carga axial y momentos flectores actuando simultáneamente, debe aplicarse el procedimiento siguiente.

16.5.6.2 Se calcula las relaciones de cargas individuales de la forma siguiente:

$$\Phi_P = \frac{P}{P_{\text{máx.}}} \quad (16.5-9)$$

$$\Phi_Z = \frac{F_Z}{F_{Z,\text{máx.}}} \quad (16.5-10)$$

$$\Phi_B = \sqrt{\left(\frac{M_X}{M_{X,\text{máx.}}} \right)^2 + \left(\frac{M_Y}{M_{Y,\text{máx.}}} \right)^2} \quad (16.5-11)$$

16.5.6.3 Se comprueba que cada relación de cargas individual está limitada de la manera siguiente:

$$|\Phi_P| \leq 1,0 \quad (16.5-12)$$

$$|\Phi_Z| \leq 1,0 \quad (16.5-13)$$

$$|\Phi_B| \leq 1,0 \quad (16.5-14)$$

16.5.6.4 Se comprueba que las interacciones de todas las cargas cumplen lo siguiente:

$$\sqrt{\left[\text{máx.} \left(\left| \frac{\Phi_P}{C_4} + \Phi_Z \right|; \left| \Phi_Z \right|; \left| \frac{\Phi_P}{C_4} - 0,2 \Phi_Z \right| \right) \right]^2} + \Phi_B^2 \leq 1,0 \quad (16.5-15)$$

El factor C_4 debe ser igual a 1,1 cuando las conexiones de manguitos estén unidas a un sistema de tuberías diseñado con los debidos márgenes para dilatación, empujes, etc. Debe ser igual a 1,0 para refuerzos anulares o fijaciones rígidas. No debe exceder 1,10.

NOTA En la ecuación (16.5-15) se acepta una interacción circular con la carga debida al momento flector sobre la base de una estimación conservadora del factor de concentración de tensiones según el WRCB n° 297 (véase la referencia [5] del anexo L).

16.5.7 Intervalos de tensiones y su combinación

16.5.7.1 A partir de los valores máximos y mínimos de la presión y de las cargas locales, determinar los intervalos de cargas siguientes:

$$\Delta P = \text{máx.}(P; 0) - \text{mín.}(P; 0) \quad (16.5-16)$$

$$\Delta F_Z = \text{máx.}(F_Z; 0) - \text{mín.}(F_Z; 0) \quad (16.5-17)$$

$$\Delta M_X = \text{máx.}(M_X; 0) - \text{mín.}(M_X; 0) \quad (16.5-18)$$

$$\Delta M_Y = \text{máx.}(M_Y; 0) - \text{mín.}(M_Y; 0) \quad (16.5-19)$$

16.5.7.2 En el borde del manguito solamente, se calcula el espesor equivalente de la envolvente e_{eq} . Este espesor es igual a e_c a menos que se utilice un anillo de refuerzo de anchura $L < \sqrt{D(e_a + e_2)}$, en cuyo caso e_{eq} viene dado por:

$$e_{eq} = e_a + \text{mín.} \left(\frac{e_2 \cdot L}{\sqrt{D(e_a + e_2)}}; e_2 \right) \cdot \text{mín.} \left(\frac{f_2}{f}; 1 \right) \quad (16.5-20)$$

16.5.7.3 Se determinan las tensiones siguientes:

Debidos al intervalo de presiones:

$$\sigma_p = \left(\frac{\Delta P \cdot D}{2 e_{eq}} \right) \frac{2 + 2 \frac{d}{D} \sqrt{\frac{d e_b}{D e_{eq}}} + 1,25 \frac{d}{D} \sqrt{\frac{D}{e_{eq}}}}{1 + \frac{e_b}{e_{eq}} \sqrt{\frac{d e_b}{D e_{eq}}}} \quad (16.5-21)$$

Debidos al intervalo de cargas axiales:

$$\sigma_{FZ} = \frac{2,25}{C_1} \left(\frac{\Delta F_Z}{e_{eq}^2} \right) \quad (16.5-22)$$

Debidos al intervalo de momentos circunferenciales:

$$\sigma_{MX} = \frac{2,25}{C_2} \left(\frac{4 \Delta M_X}{e_{eq}^2 \cdot d} \right) \quad (16.5-23)$$

Debidos al intervalo de momentos longitudinales:

$$\sigma_{MY} = \frac{2,25}{C_3} \left(\frac{4 \Delta M_Y}{e_{eq}^2 \cdot d} \right) \quad (16.5-24)$$

Debido a la tensión térmica:

La tensión térmica σ_T debida a la diferencia de temperaturas entre el manguito y la envolvente debe calcularse utilizando un método apropiado.

NOTA La Norma BS 5500, capítulo G.4 - ref. [6] del anexo L proporciona un método.

16.5.7.4 La combinación de intervalos de tensiones debe restringirse de la manera siguiente:

$$\left| \sigma_T + \sqrt{(\sigma_P + \sigma_{FZ})^2 + (\sigma_{MX}^2 + \sigma_{MY}^2)} \right| \leq 3 f \quad (16.5-25)$$

Con los valores de f definidos en el apartado C.7.3.

16.5.8 Tensiones longitudinales en el manguito

NOTA Este apartado puede ignorarse para el caso de un manguito que se monte en una tubería, al menos, de la misma resistencia (espesor multiplicado por la tensión admisible)

16.5.8.1 Las tensiones de tracción longitudinales máximas en el manguito deben limitarse de la manera siguiente:

$$\frac{Pd}{4 e_b} + \frac{4 \cdot \sqrt{(M_x^2 + M_y^2)}}{\pi d^2 e_b} + \frac{F_Z}{\pi d e_b} \leq f_b \quad (16.5-26)$$

F_Z se debe hacer igual a cero cuando el resultado sea una tensión de compresión axial.

16.5.8.2 La estabilidad longitudinal del manguito debe comprobarse (con $P = 0$) de la forma siguiente

$$\frac{\sqrt{(M_x^2 + M_y^2)}}{M_{\text{máx.}}} + \frac{|F_Z|}{F_{\text{máx.}}} \leq 1,0 \quad (16.5-27)$$

F_Z se debe hacer igual a cero cuando el resultado sea una tensión de tracción axial. $M_{\text{máx.}}$ y $F_{\text{máx.}}$ son respectivamente el momento y la fuerza globales admisibles en el manguito. Están calculados en el apartado 16.14.

Tabla 16.5-1 – Coeficientes para C_1

e_b/e_c	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
Todos	0,60072181	0,95196257	0,0051957881	-0,001406381	0

Tabla 16.5-2 – Coeficientes para C_2

e_b/e_c	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
Todos	4,526315	0,064021889	0,15887638	-0,021419298	0,0010350407

Tabla 16.5-3 – Coeficientes para C_3

e_b/e_c	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
$\leq 0,2$	4,8844124	-0,071389214	0,79991259	-0,024155709	0
$\geq 0,5$	6,3178075	-3,6618209	4,5145391	-0,83094839	0,050698494

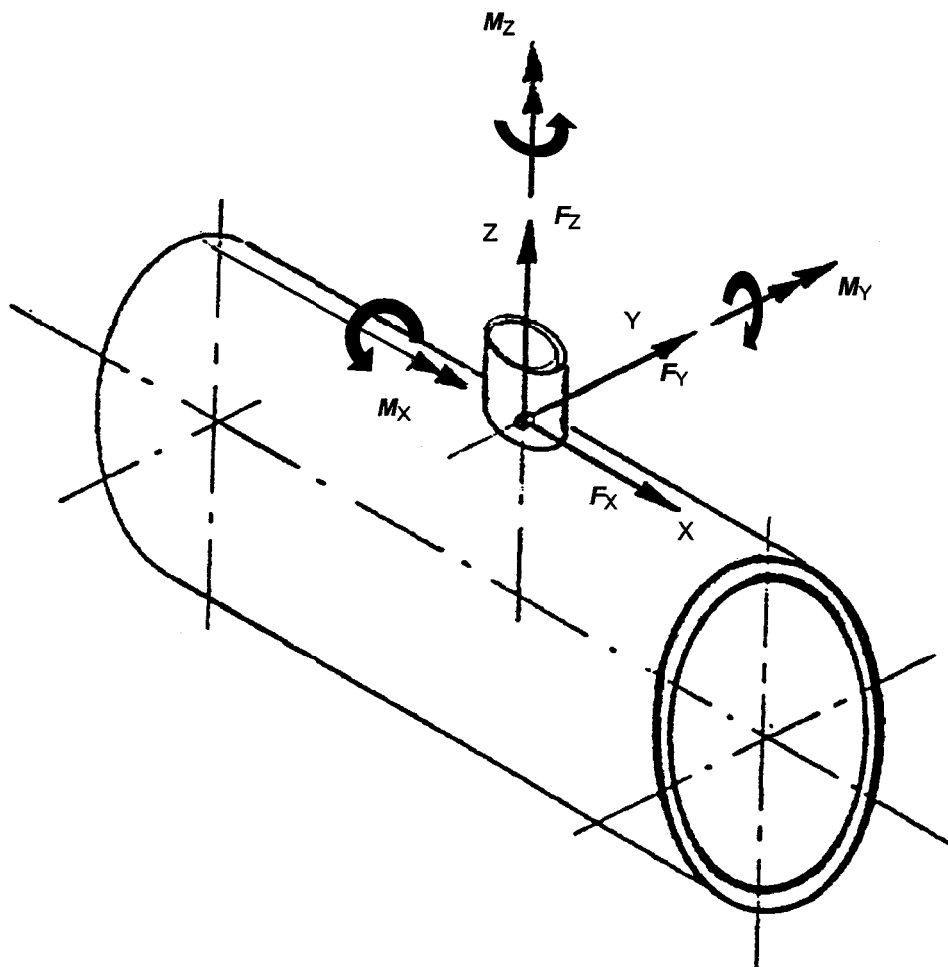


Figura 16.5-1 – Vectores de momentos y fuerzas

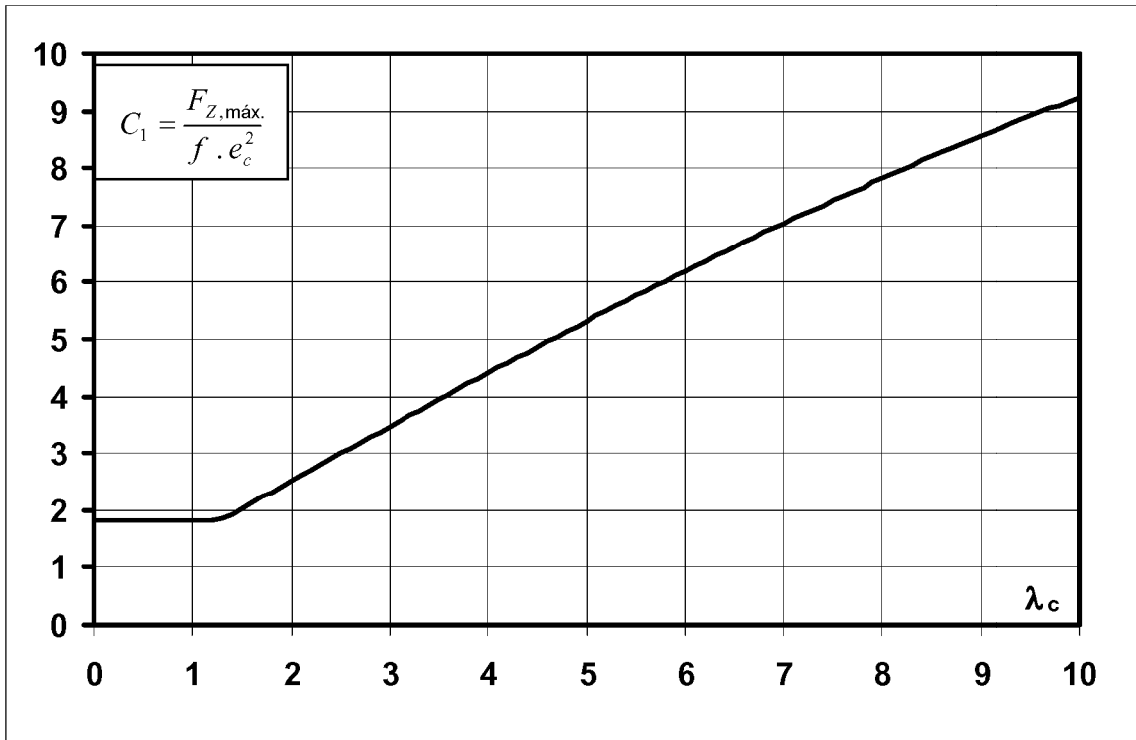


Figura 16.5-2 – Forma gráfica de C_1

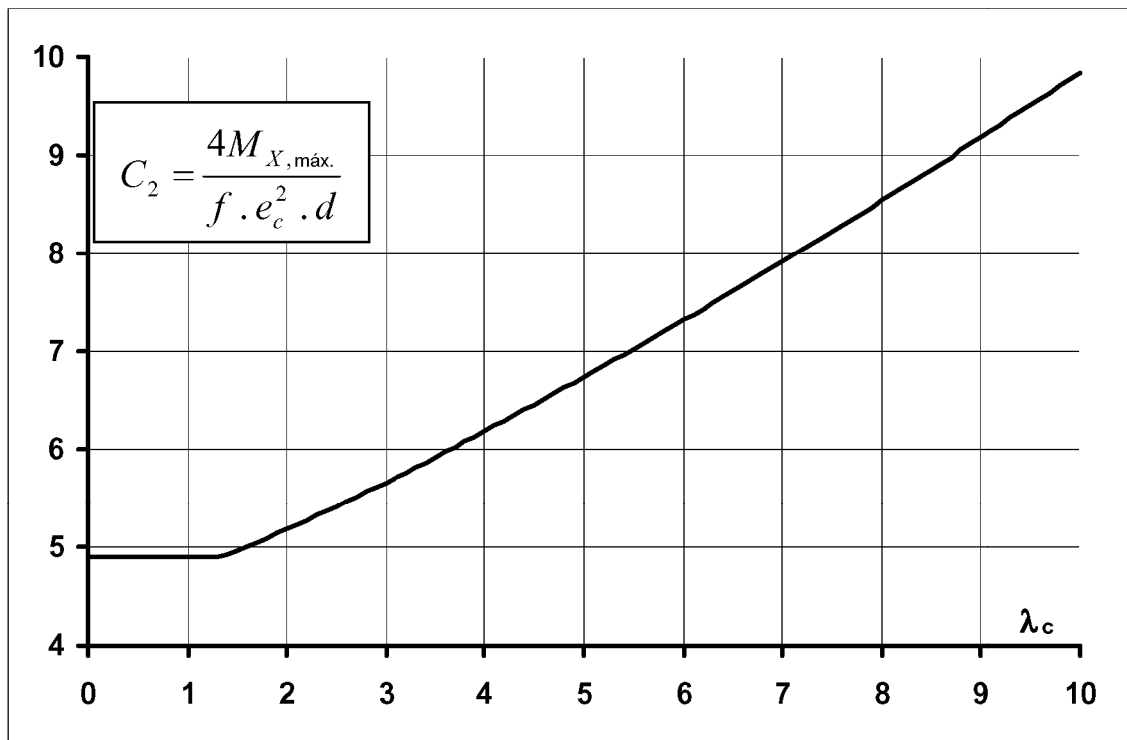
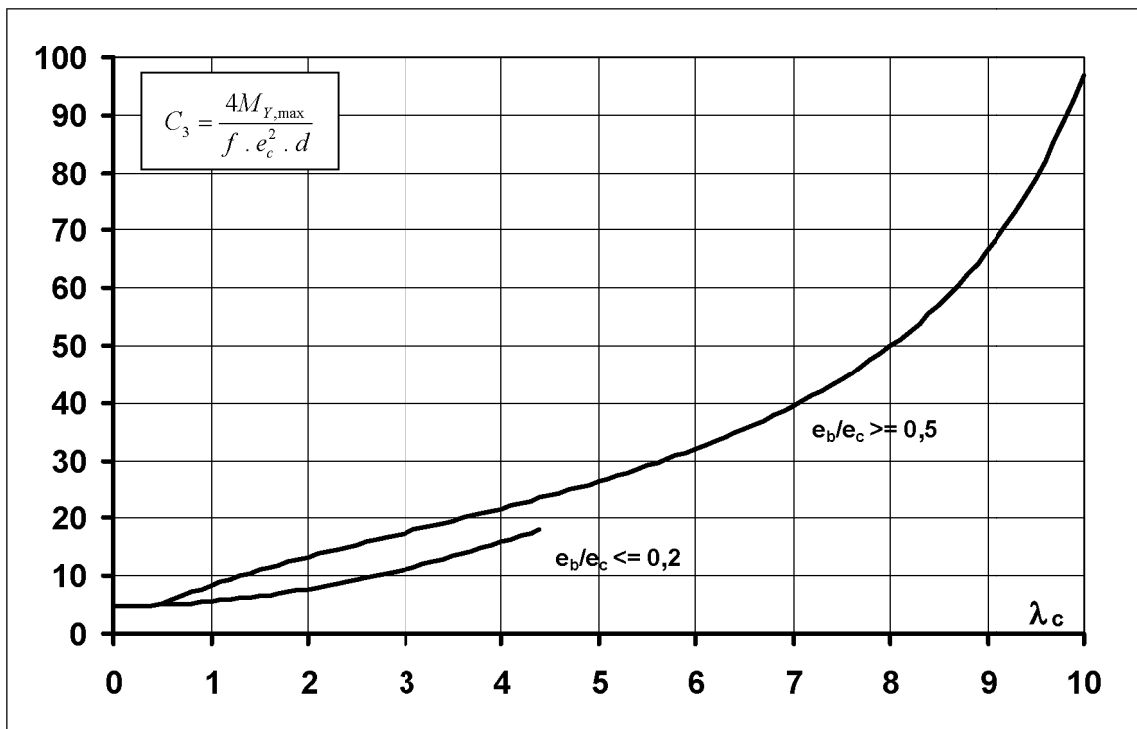


Figura 16.5-3 – Forma gráfica de C_2

Figura 16.5-4 – Forma gráfica de C_3

16.6 Cargas de línea

16.6.1 Objeto

Este capítulo proporciona las reglas generales para una envolvente axisimétrica sometida a carga de línea local en dirección longitudinal o circunferencial.

16.6.2 Símbolos y abreviaturas específicos adicionales

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en el apartado 16.3:

D_{eq} es el diámetro de cálculo equivalente;

x es la distancia entre el eje del fondo semielipsoidal y el centro del elemento de soporte;

$F_{L,m\acute{a}x.}$ es la fuerza radial máxima admisible en una envolvente;

$M_{L,m\acute{a}x.}$ es el momento local máximo admisible en una envolvente;

K_1 es un factor;

K_2 es un factor;

α es el semiángulo del vértice de una envolvente cónica;

ν_1 es la relación entre la tensión de membrana local y la tensión de flexión local;

ν_2 es la relación entre la tensión de membrana global y la tensión admisible (relación de cargas sin carga local);

σ_{mx} es la tensión de membrana global en dirección longitudinal;

σ_{my} es la tensión de membrana global en dirección circunferencial;

$\sigma_{b,all}$ es la tensión límite de flexión de la envolvente.

16.6.3 Definición de diámetro equivalente

a) para una envolvente cilíndrica:

$$D_{eq} = D_i \quad (16.6-1)$$

b) para una envolvente cónica:

$$D_{eq} = D_k / \cos(\alpha) \quad (16.6-2)$$

c) para una envolvente esférica y la parte central de un fondo torisférico

$$D_{eq} = R_i \quad (16.6-3)$$

d) para un fondo semielipsoidal (cualquier relación de H_i/D_i)

$$D_{eq} = \frac{D_i^2}{4H_i} \sqrt{1 - \left(\frac{2x}{D_i}\right)^2 \left[1 - \left(2\frac{H_i}{D_i}\right)^2\right]} \quad (16.6-4)$$

e) fondo semielipsoidal (con una relación $H_i/D_i = 0,25$)

$$D_{eq} = D_i \sqrt{1 - 3\left(\frac{x}{D_i}\right)^2} \quad (16.6-5)$$

16.6.4 Condiciones de aplicabilidad

Deben cumplirse las condiciones siguientes:

a) $0,001 \leq e_n/D_{eq} \leq 0,050$;

b) $0 \leq b/D_{eq} < 1,0$;

NOTA 1 Se permite explícitamente el límite inferior 0 porque se tiene en cuenta la carga puntual.

NOTA 2 Para cargas circunferenciales de línea con $b/D_{eq} > 0,5$ los resultados son más conservadores que en otros casos.

c) Las cargas de línea actúan perpendicularmente a la superficie de la envolvente. La carga no perpendicular a la superficie de la envolvente se ignora, pero si sus valores son esencialmente mayores que los de las cargas perpendiculares se requieren consideraciones especiales

16.6.5 Principio de cálculo

En primer lugar, debe determinarse la fuerza que actúa F_L y el momento que actúa M_L para cada caso de carga existente. A continuación debe calcularse la fuerza y el momento máximos admisibles $F_{L,máx.}$ y $M_{L,máx.}$ respectivamente de acuerdo con el apartado 16.6.8. Debido a que los valores máximos admisibles están basados en lo que se denomina "tensión límite de flexión" que depende de las tensiones globales de membrana, deben aplicarse antes los apartados 16.6.6 y 16.6.7 correspondientes.

Finalmente, si existen ambas cargas, la fuerza F_L y el momento M_L , debe comprobarse la condición de interacción de acuerdo con el apartado 16.6.9.

NOTA 1 Las cargas en el elemento de soporte se dividen en una combinación de cargas de línea radiales, aplicadas tanto en dirección longitudinal como circunferencial. Estas cargas de línea dan por resultado fuerzas de membrana y momentos de flexión locales que se obtienen mediante la teoría de la elasticidad.

NOTA 2 Las fuerzas y momentos admisibles están limitados por la resistencia global y local de la envolvente y están basados en una mezcla entre la teoría de la elasticidad y la carga en el límite plástico. La tensión de flexión máxima está limitada por la denominada "tensión límite de flexión" que se determina para una faja de la envolvente (véase el capítulo L.1).

16.6.6 Tensión límite de flexión

La tensión límite de flexión se obtiene de la ecuación (16.6-6), que es una función de las tensiones de membrana debidas a la carga local y a cargas globales.

$$\sigma_{b,all} = K_1 K_2 f \quad (16.6-6)$$

– para condiciones de diseño: $K_2 = 1,25$;

– para condiciones de prueba: $K_2 = 1,05$ y $f = f_{test}$;

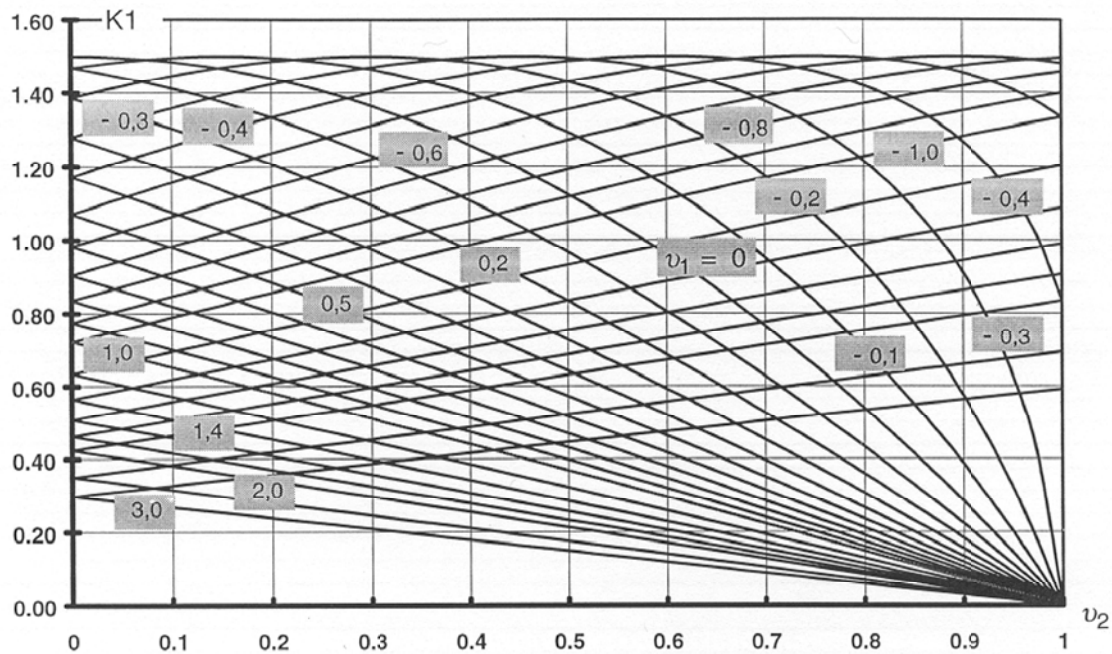
El valor de K_1 es una función de v_1 y v_2 y debe obtenerse de la figura 16.6-1 o de la ecuación (16.6-7)

$$K_1 = \frac{1 - v_2^2}{\left(\frac{1}{3} + v_1 v_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_1 v_2\right)^2 + (1 - v_2^2) v_1^2}} \quad (16.6-7)$$

con

$$v_2 = \frac{\sigma_m}{K_2 f} \quad (16.6-8)$$

v_1 y σ_m véase la ecuación (16.6-14) con la explicación correspondiente para v_2 o la ecuación (16.6-18) respectivamente.



En esta figura cuando $\nu_2 < 0$, los signos de ν_1 y ν_2 se deben cambiar simultáneamente para determinar K_1 .

Figura 16.6-1 – Factor K_1

16.6.7 Tensiones de membrana globales

Las tensiones de membrana globales de este capítulo se necesitan en los capítulos siguientes en las cuales se tratan las tensiones límites de flexión y las cargas límites de una envolvente sometida a presión interna o externa combinada con cargas externas.

– Tensión de membrana longitudinal global en envolvente cilíndrica:

$$\sigma_{mx} = \frac{P D_{eq}}{4 e_a} + \frac{1}{\pi D_{eq} e_a} \left(F \pm 4 \frac{M}{D_{eq}} \right) \tag{16.6-9}$$

donde F se define en el apartado 16.3.

– Tensión de membrana longitudinal global en envolvente cónica:

$$\sigma_{mx} = \frac{P D_{eq}}{4 e_a} + \frac{1}{\pi D_k \cos(\alpha) e_a} \left(F \pm 4 \frac{M}{D_{eq}} \right) \tag{16.6-10}$$

donde F se define en el apartado 16.3

– Tensión de membrana circunferencial global en envolvente cilíndrica y cónica:

$$\sigma_{my} = \frac{P D_{eq}}{2 e_a} \tag{16.6-11}$$

- Tensión de membrana global en envolvente en esférica o en la parte central de un fondo torisférico y de un fondo semielipsoidal

$$\sigma_{mx} = \sigma_{my} = \frac{P D_{eq}}{2 e_a} \quad (16.6-12)$$

16.6.8 Cargas de línea individuales (véanse las figuras 16.6-2 y 16.6-3)

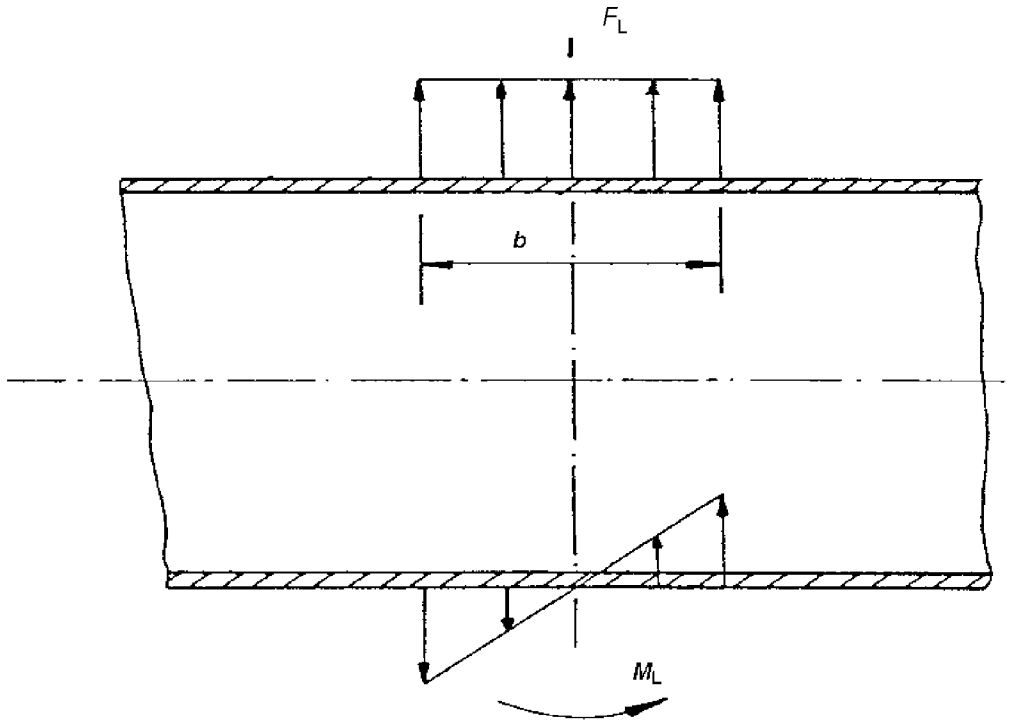


Figura 16.6-2 – Carga de línea longitudinal

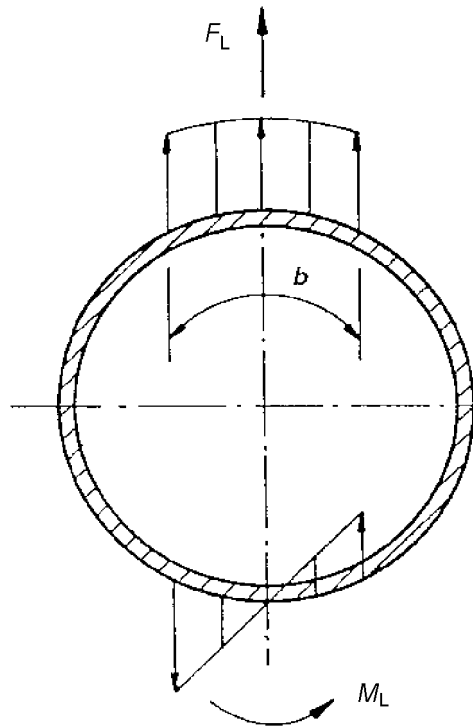


Figura 16.6-3 – Carga de línea circunferencial

Debe utilizarse el procedimiento siguiente para definir las cargas de línea máximas admisibles.

1) Se determina si la carga de línea se aplica en dirección longitudinal o circunferencial.

NOTA Cualquier carga de línea recta en una parte esférica de una envolvente se considera que está aplicada en dirección longitudinal.

2) Si la carga de línea está en dirección longitudinal, debe aplicarse los parámetros siguientes

$$\lambda = \lambda_1 = \frac{b}{\sqrt{D_{eq} e_a}} \quad (16.6-13)$$

$$v_1 = \text{mín. } (0,08 \lambda_1; 0,20) \quad (16.6-14)$$

v_2 se tiene que calcular con $\sigma_m = \sigma_{my}$ a partir de la ecuación (16.6-11)

b = longitud de la carga de línea en dirección longitudinal

$$K_{13} = \frac{1}{1,2 \sqrt{1 + 0,06 \lambda^2}} \quad (16.6-15)$$

$$K_{14} = \frac{1}{0,6 \sqrt{1 + 0,03 \lambda^2}} \quad (16.6-16)$$

Ir al paso 4

3) Si la carga de línea está en dirección longitudinal, deben aplicarse los parámetros siguientes

$$\lambda = \lambda_2 = \frac{b}{\sqrt{D_{\text{eq}} e_a}} \quad (16.6-17)$$

$$v_1 = \text{mín.} (0,08 \lambda_2; 0,30) \quad (16.6-18)$$

v_2 se tiene que calcular con $\sigma_m = \sigma_{\text{mx}}$ a partir de la ecuación (16.6-9 ó 16.6.10)

b = longitud de la carga de línea en dirección circunferencial

$$K_{13} = \frac{1}{1,2 \sqrt{1 + 0,60 \lambda^2}} \quad (16.6-19)$$

$$K_{14} = \frac{1}{0,6 \sqrt{1 + 0,06 \lambda^2}} \quad (16.6-20)$$

4) Se calcula la fuerza admisible y el momento admisible:

$$F_{L,\text{máx.}} = \frac{\sigma_{b,\text{all}} e_a^2}{K_{13}} \quad (16.6-21)$$

$$M_{L,\text{máx.}} = \frac{\sigma_{b,\text{all}} e_a^2 b}{K_{14}} \quad (16.6-22)$$

con la tensión de flexión límite $\sigma_{b,\text{all}}$ de la ecuación (16.6.6).

16.6.9 Cargas de línea combinadas

La combinación de la presión y/o fuerzas y momentos globales con cargas de línea ya está incluida en la fuerza y momento locales máximos admisibles por las tensiones de membrana globales.

La interacción adicional de fuerzas y momentos locales combinados viene dada por la condición:

$$\frac{|F_L|}{F_{L,\text{mnx.}}} + \frac{|M_L|}{M_{L,\text{mnx.}}} \leq 1,0 \quad (16.6-23)$$

16.7 Orejetas para izar

16.7.1 Objeto

Este capítulo proporciona reglas para el diseño de envolventes con cargas locales debidas a orejetas para izar.

16.7.2 Símbolos y abreviaturas específicos (véase la figura 16.7-1 y la figura 16.7-2)

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4.1 y en el apartado 16.3:

a_1 es la excentricidad de la carga;

a_2 es la distancia desde la carga hasta la envolvente o placa de refuerzo;

- b_1 es la longitud de la orejeta para izar, en la unión con la envolvente;
- b_2 es la anchura de la placa de refuerzo;
- b_3 es la longitud de la placa de refuerzo;
- x es la distancia entre el eje del fondo semielipsoidal y el centro de la orejeta para izar;
- F_R es la fuerza local en una envolvente;
- $F_{R,máx.}$ es a la fuerza local máxima admisible en una envolvente;
- W es el peso total del recipiente;
- β es el ángulo entre la dirección de la fuerza y la normal a la envolvente.

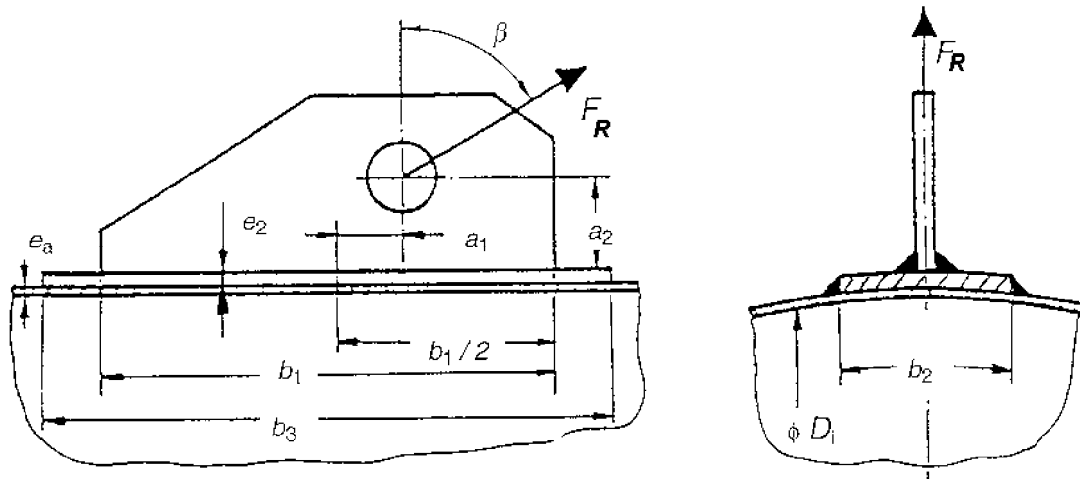


Figura 16.7-1 – Orejeta para izar longitudinal

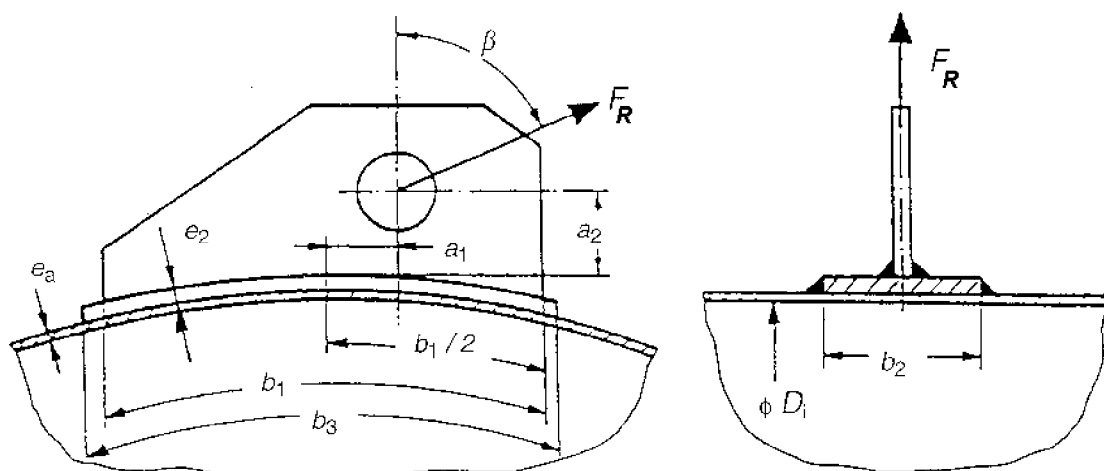


Figura 16.7-2 – Orejeta para izar tangencial

16.7.3 Condiciones de aplicabilidad

Deben aplicarse las condiciones siguientes:

- $0,001 \leq e_n/D_{eq} \leq 0,05$;
- Si hay instalada una placa de refuerzo:
 - $e_2 \geq e_n$;
 - $b_3 \leq 1,5 b_1$;
- La fuerza local F_R actúa en el plano de la orejeta para izar;
- Para fondos torisféricos la orejeta para izar está situada en la parte esférica;
- Para fondos semielipsoidales la orejeta para izar está situada entre $0 \leq x \leq 0,4 D_i$.

16.7.4 Fuerza aplicada

Se tiene que calcular la fuerza aplicada F_R que actúa en la orejeta para izar. En el caso de un recipiente simétrico con dos orejetas para izar de acuerdo con la figura 16.7-3(a):

$$F_R = \frac{W}{2 \cos \beta} \quad (16.7-1)$$

16.7.5 Límites de carga para la envolvente

Debe utilizarse el procedimiento siguiente para definir las cargas de las orejetas para izar máximas admisibles.

- Determinar si la orejeta para izar está en dirección longitudinal o circunferencial.

NOTA Una orejeta para izar recta en una envolvente esférica se considera como una orejeta para izar longitudinal.

- Para una orejeta para izar longitudinal, definir los valores de λ , v_1 , v_2 , K_{13} y K_{14} deben tomarse del apartado 16.6.7, ecuaciones 16.6-13 a 16.6-16, con $b = b_1$. Si hay instalada una placa de refuerzo $b = b_3$.
- Para una orejeta para izar circunferencial, definir los valores de λ , v_1 , v_2 , K_{13} y K_{14} deben tomarse del apartado 16.6.7, ecuaciones 16.6-17 a 16.6-20, con $b = b_1$. Si hay instalada una placa de refuerzo $b = b_3$.
- Con los valores apropiados de λ , v_1 y v_2 , se calcula la tensión límite de flexión según el capítulo 16.6.5, ecuación (16.6-6);
- Si hay instalada una placa de refuerzo, se calcula el factor K_{15} de la manera siguiente:

K_{15} para orejetas para izar en dirección longitudinal:

$$K_{15} = \min. \left[1 + 2,60 \left(\frac{D_{eq}}{e_a} \right)^{0,30} \left(\frac{b_2}{D_{eq}} \right); 2,0 \right] \quad (16.7-2)$$

K_{15} para orejetas para izar en dirección circunferencial:

$$K_{15} = \min. \left[1 + 2,65 \left(\frac{D_{eq}}{e_a} \right)^{0,33} \left(\frac{b_2}{D_{eq}} \right); 1,8 \right] \quad (16.7-3)$$

6) Se calcula la carga máxima admisible y compararla con la carga real

Debe cumplirse la desigualdad siguiente:

– sin placa de refuerzo:

$$F_R \leq F_{R,m\acute{a}x.} = \frac{\sigma_{b,all} e_a^2}{K_{13} |\cos \beta| + K_{14} |(a_2 \sin \beta - a_1 \cos \beta)| / b_1} \quad (16.7-4)$$

– con placa de refuerzo:

$$F_R \leq F_{R,m\acute{a}x.} = \frac{K_{15} \sigma_{b,all} e_a^2}{K_{13} |\cos \beta| + K_{14} |(a_2 + e_2) \sin \beta - a_1 \cos \beta| / b_3} \quad (16.7-5)$$

NOTA En el procedimiento de diseño se supone normalmente que se utiliza un material similar en la envoltura y en la placa de refuerzo. Cuando no sea así y siempre que $f_2 < f$, el espesor e_2 en la ecuación (16.7-5) debe reducirse en la proporción f_2/f .

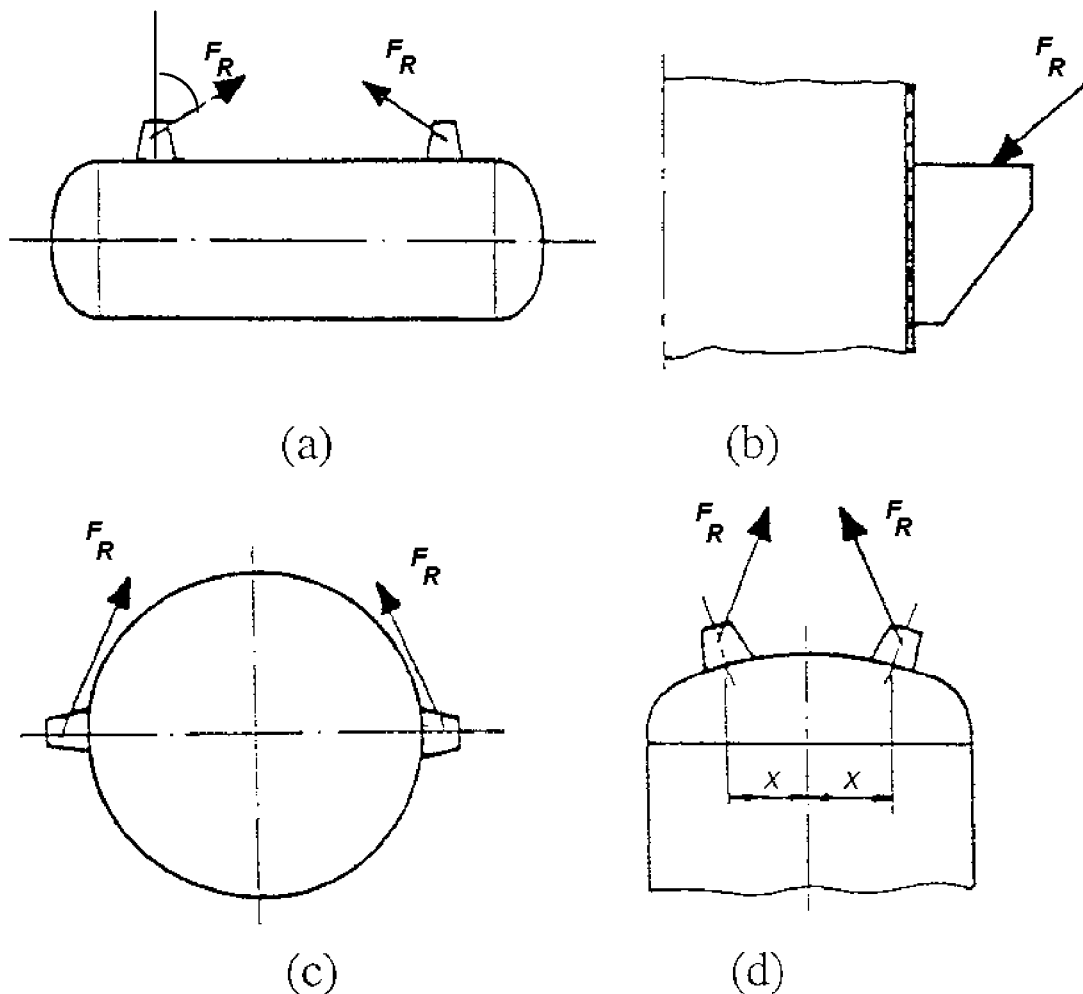


Figura 16.7-3 – Disposición de orejetas para izar

16.8 Recipientes horizontales sobre silletas

16.8.1 Objeto

Este capítulo proporciona reglas para el diseño de envolventes cilíndricas horizontales soportadas por dos o más silletas.

16.8.2 Símbolos y abreviaturas específicos adicionales (véanse las figuras 16.8-1 a 16.8-5)

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en los apartados 16.3 y 16.6.2.

a_1	es la distancia desde la silleta hasta el extremo adyacente de la parte cilíndrica;
a_2	es la distancia desde el cuerno de la silleta al extremo de la placa de refuerzo;
a_3	es la longitud de la envolvente cilíndrica equivalente = $a_1 + 2 H_i/3$;
b_1	es la anchura axial de la silleta;
b_2	es la anchura de la placa de refuerzo;
e_c	es el espesor de pared combinado efectivo;
l_i	es la distancia entre 2 silletas sucesivas;
n	es el número de silletas;
q	es la carga por unidad de longitud del recipiente;
E	es el módulo de elasticidad del material de la envolvente a la temperatura de diseño;
$F_{2,máx.}$	es la carga máxima admisible de la silleta en la posición 2 (véase la figura 16.8-4);
$F_{3,máx.}$	es la carga máxima admisible de la silleta en la posición 3 (véase la figura 16.8-4);
F_i	es la fuerza en el soporte i -ésimo;
L	es la longitud de la parte cilíndrica del recipiente (incluidas las partes cilíndricas de los fondos);
M_i	es el momento flector global en la silleta i ;
M_{ij}	es el momento flector global máximo entre las silleta i y j ;
Q_i	es la fuerza de cortadura máxima en la silleta i ;
R	es el radio medio de la envolvente;
W	es el peso total del recipiente (incluido el contenido);
W_F	es el peso del fluido;
δ	es el ángulo incluido de la silleta (en grados);
δ_2	es el ángulo incluido de la placa de refuerzo (en grados);
β	es un factor de influencia para la anchura de la silleta;
γ	es un factor de influencia para la distancia de la silleta.

16.8.3 Condiciones de aplicabilidad

Se deben aplicar las condiciones siguientes:

a) $0,001 \leq e_n/D_i \leq 0,05$;

$$60^\circ \leq \delta \leq 180^\circ;$$

b) Si hay instalada una placa de refuerzo:

$$e_2 \geq e_n;$$

$$a_2 \geq 0,1 D_i;$$

c) Las silletas están cargadas verticalmente hacia abajo.

d) Es preferible soldar la silleta a recipiente. Sin embargo, si no es posible el soldeo, debería tenerse cuidado para asegurar que el recipiente esté uniformemente apoyado en la silleta.

e) Si se espera que se produzcan desplazamientos axiales debidos a dilatación térmica, sólo se debe fijar una silleta a la fundación y las otras silletas se deben dejar en condiciones de poderse desplazar libremente en dirección axial. Alternativamente, pueden empotrarse todas las silletas si se han diseñado para que puedan soportar las deformaciones axiales.

f) Las distancias desde la silleta a otra carga local cualquiera en cualquier dirección, no deberían ser inferiores a $\sqrt{D_i e_n}$.

g) Tipos de silletas: tipos A, B o C (véanse las figuras 16.8-1 a 16.8-3).

NOTA Para un análisis de fatiga, el cálculo de las tensiones elásticas puede llevarse a cabo con la ayuda de la referencia [4] - véase el capítulo L.2.

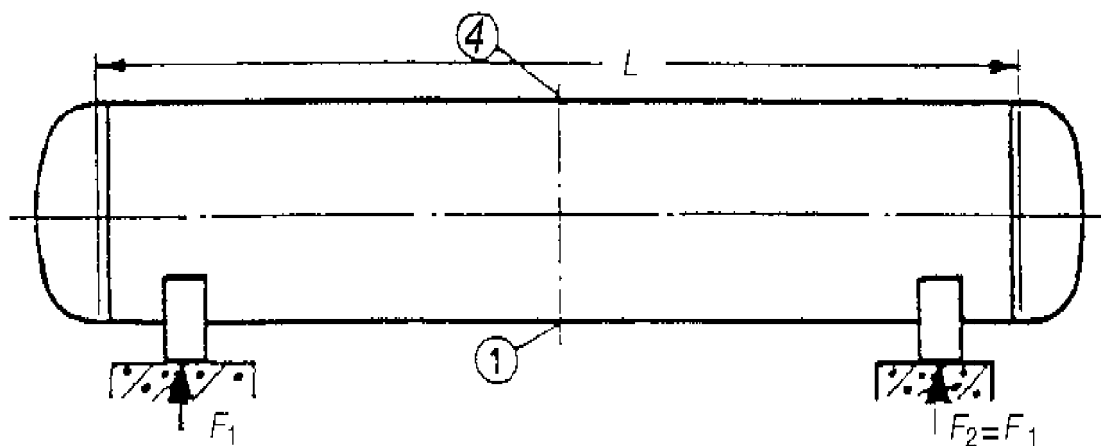


Figura 16.8-1 – Tipo A - Recipiente apoyado simétricamente en dos silletas

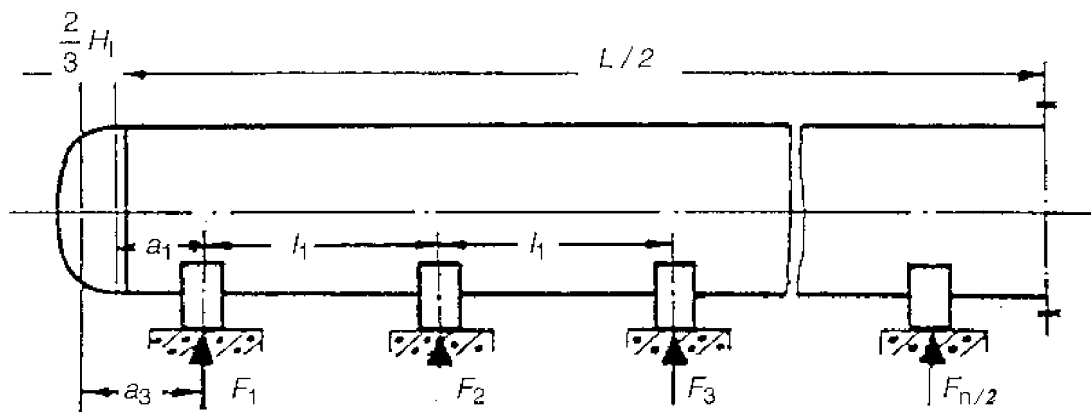


Figura 16.8-2 – Tipo B - Recipiente apoyado simétricamente en tres o más silleas equidistantes

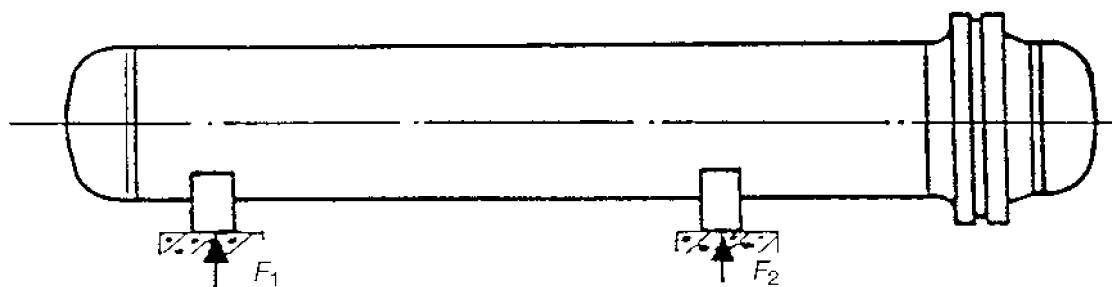


Figura 16.8-3 – Tipo C - Recipiente apoyado en dos o más silleas situadas arbitrariamente

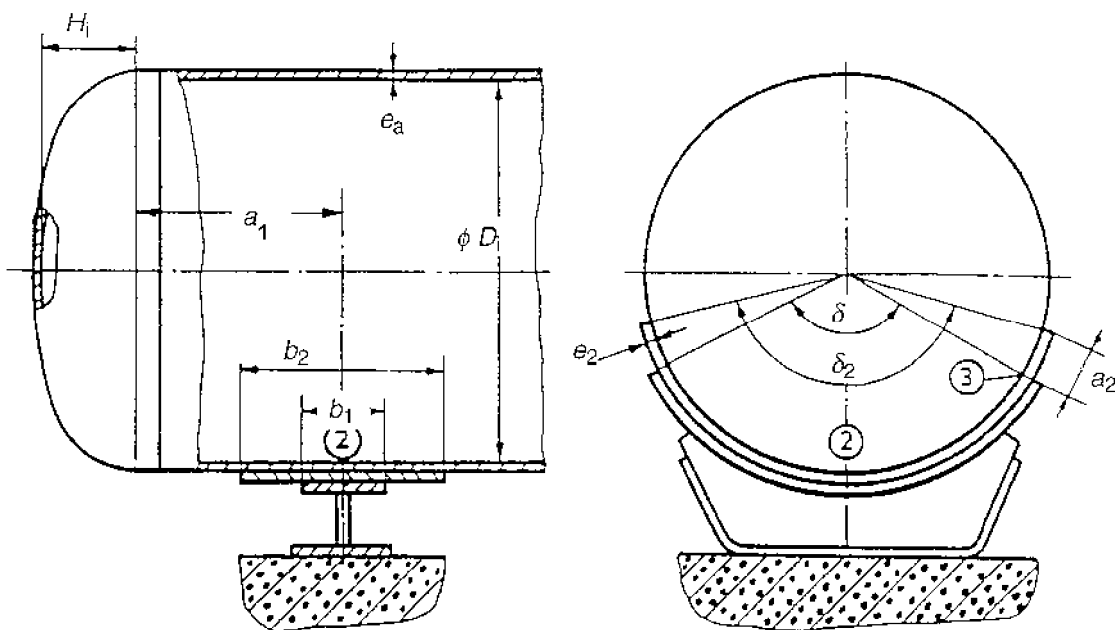


Figura 16.8-4 – Envoltorio cilíndrica sin anillo de refuerzo

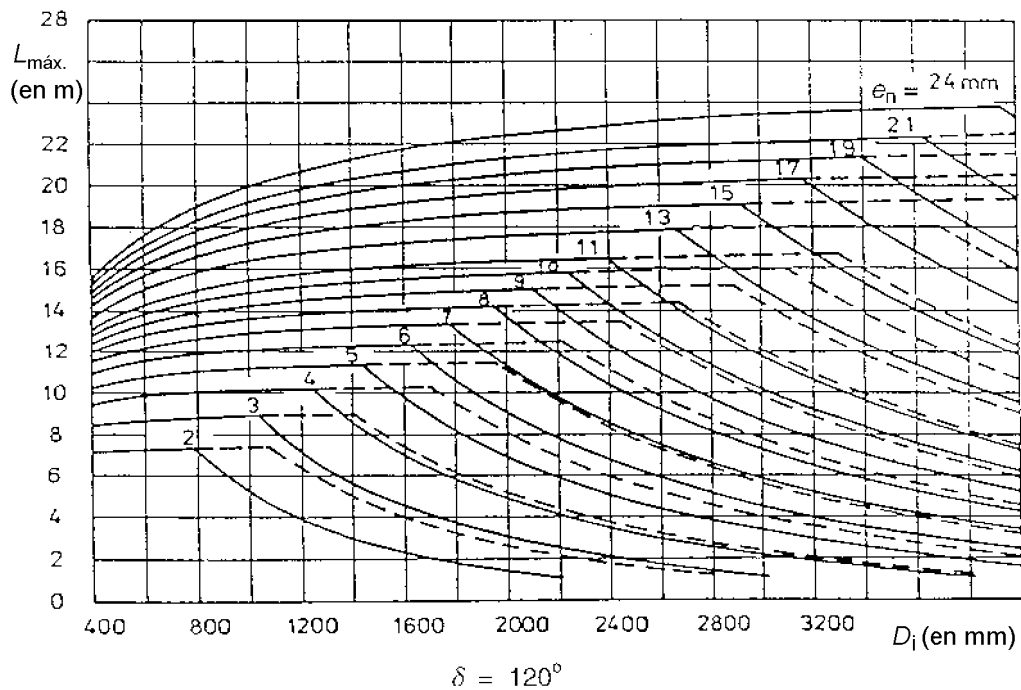
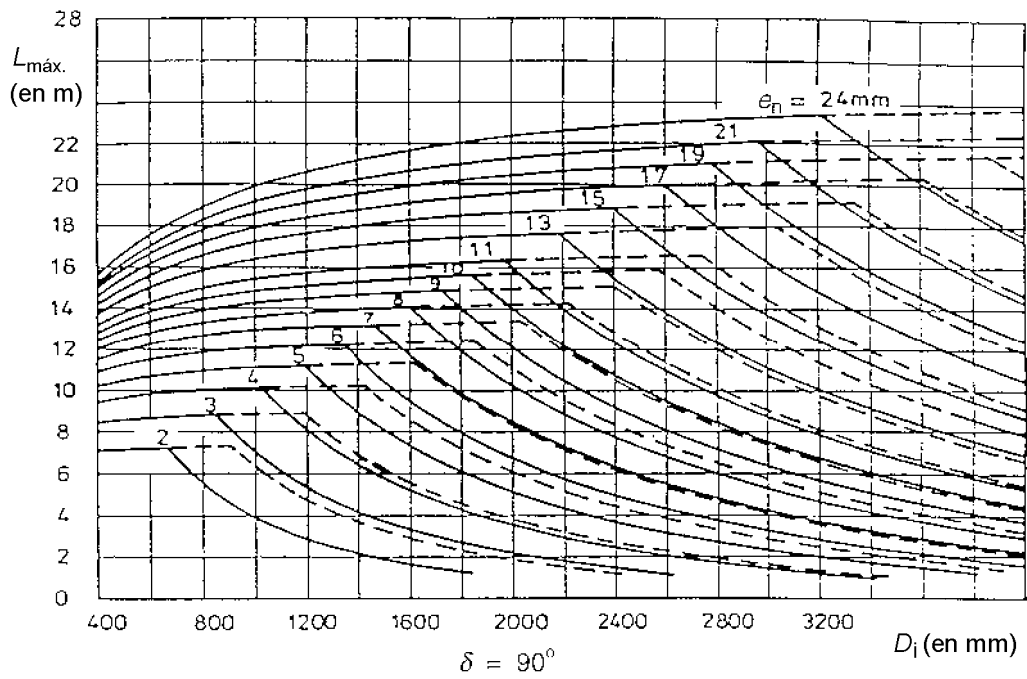
16.8.4 Exención del cálculo

Para recipientes con dos silletas del tipo A (véase la figura 16.8-1), no es necesario hacer el cálculo si se cumplen las condiciones siguientes:

- a) no hay presión externa ($P \geq 0$);
- b) densidad del fluido $\leq 1\,000\text{ kg/m}^3$;
- c) material de la envolvente con $f \geq 130\text{ MPa}$
- d) factor de soldadura $\geq 0,8$;
- e) $a_1 \leq 0,5 D_i$;
- f) $L \leq L_{\text{máx.}}$ ($L_{\text{máx.}}$ obtenida de la figura 16.8-5);
- g) $b_1 \geq 1,1 \sqrt{D_i e_n}$;

Además, para silletas con una placa de refuerzo:

- a) $e_2 \geq e_n$;
- b) $b_2 \geq K_{11} \cdot D_i + 1,5 b_1$;
- c) K_{11} : véase la figura 16.8-11 o la ecuación (16.8-33);



Leyenda

- Líneas continuas: recipientes sin placa de refuerzo
- Líneas de puntos: recipientes con placa de refuerzo

Figura 16.8-5 – $L_{m\acute{a}x}$ para recipiente horizontal apoyado simétricamente en dos sillas

16.8.5 Determinación de fuerzas, momentos y fuerzas cortantes

16.8.5.1 Modelo de cálculo

Para calcular las fuerzas F_i en las silletas, es necesario definir los momentos globales M_i y M_{ij} y la fuerza cortante o de cortadura Q_i . Por tanto, la envoltura se considera como una viga de sección transversal constante apoyada en las silletas, sin que actúe ningún momento sobre las silletas (véase la figura 16.8-6).

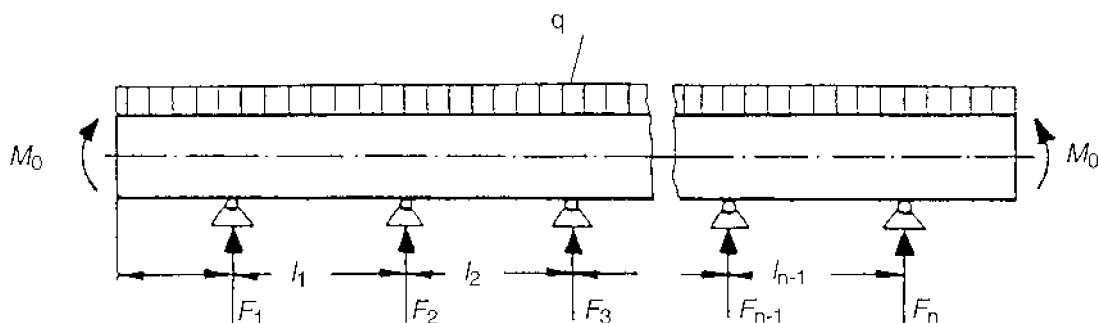


Figura 16.8-6 – Modelo de cálculo

Las cargas de la viga se obtienen a partir de las ecuaciones siguientes:

$$q = \frac{W}{L + 4 H_i/3} \quad (16.8-1)$$

$$M_0 = q \frac{W_F}{W} D_i^2/16 \quad (16.8-2)$$

16.8.5.2 Fuerzas en la silleta

En general, las fuerzas aplicadas F_i se obtienen mediante las reglas bien conocidas del equilibrio mecánico. La aplicación de tres o más silletas requieren cuidados especiales cuando se desee montar el recipiente para garantizar una carga casi igual en todas las silletas.

Para recipientes simétricos con silletas de los tipos A o B (véanse las figuras 16.8-1 ó 16.8-2) se puede utilizar la ecuación siguiente:

$$F_i = \frac{W}{n} \quad (16.8-3)$$

16.8.5.3 Momentos y fuerzas cortantes

Este apartado proporciona reglas para determinar los momentos flectores encima de las silletas (M_i) y entre las silletas (M_{ij}), cuando el momento M_{ij} es un máximo. Las fuerzas cortantes deben calcularse encima de las silletas (Q_i).

a) Soporte de tipo A

Momento en la silleta:

$$M_1 = M_2 = q a_3^2/2 - M_0 \quad (16.8-4)$$

Fuerza cortante en la silleta

$$Q_i = F_i \frac{L - 2 a_1}{L + 4 H_i/3} \quad (16.8-5)$$

Momento entre silletas:

$$M_{12} = M_0 + F_i \cdot (L/2 - a_1) - (q/2) \cdot (L/2 + 2 H_i/3)^2 \quad (16.8-6)$$

b) Soporte de tipo B

Momento en las silletas:

para $i = 1$ y $i = n$:

$$M_i = \max. \left(q a_3^2/2 - M_0; q l_1^2/8 \right) \quad (16.8-7)$$

para $i = 2$ a $i = n - 1$:

$$M_i = q l_1^2/8 \quad (16.8-8)$$

Fuerza cortante en la silleta

$$Q_i = 0,5 F_i \quad (16.8-9)$$

Momento entre silletas: no se necesita

c) Soporte de tipo C

M_i , Q_i y M_{ij} se tienen que calcular de acuerdo con la teoría de las vigas. El valor de Q_i se tiene que considerar tanto a la izquierda como a la derecha de la silleta, siendo Q_i el máximo de ambos.

16.8.6 Límite de carga para la envolvente entre las silletas

El cálculo del límite de carga entre las silletas sólo es necesario cuando:

$|\text{momento entre silletas}| > |\text{momento en la silleta}|$

16.8.6.1 Recipiente sometido a presión interna o sin presión

a) cálculo de la resistencia:

$$\frac{P D_1}{4 e_a} + \frac{4 |M_{ij}| K_{12}}{\pi D_1^2 e_a} \leq f_{\text{máx.}} \quad (16.8-10)$$

con $f_{\text{máx.}} = f$ en zonas sin soldaduras circunferenciales;

$f_{\text{máx.}} = f \cdot z$ en zonas con soldaduras circunferenciales;

y

$$K_{12} = \text{máx.} (m; 1,0) \quad (16.8-11)$$

$$\begin{aligned} m = & 1,6 - 0,20924 (x - 1) + 0,028702 x (x - 1) + 0,4795 \cdot 10^{-3} y (x - 1) - 0,2391 \cdot 10^{-6} xy (x - 1) \\ & - 0,29936 \cdot 10^{-2} (x - 1) x^2 - 0,85692 \cdot 10^{-6} (x - 1) y^2 + 0,88174 \cdot 10^{-6} x^2 (x - 1) y \\ & - 0,75955 \cdot 10^{-8} y^2 (x - 1) x + 0,82748 \cdot 10^{-4} (x - 1) x^3 + 0,48168 \cdot 10^{-9} (x - 1) y^3 \end{aligned} \quad (16.8-12)$$

donde $x = L/D_i$ y $y = D_i/e_a$ o K_{12} de la figura 16.8-12b) Comprobación de inestabilidad (con $P = 0$)

$$|M_{ij}| / M_{\text{máx.}} \leq 1,0 \quad (16.8-13)$$

16.8.6.2 Recipiente sometido a presión externa

Comprobación de inestabilidad

$$|P| / P_{\text{máx.}} + |M_{ij}| / M_{\text{máx.}} \leq 1,0 \quad (16.8-14)$$

donde

 $P_{\text{máx.}}$ es la presión externa admisible (de acuerdo con el capítulo 8); $M_{\text{máx.}}$ es el momento global admisible (véase 16.14);

NOTA

16.8.7 Límite de carga en la silleta (sin placa de refuerzo)

Los límites de carga se deben comprobar en la posición 2 (dirección longitudinal) y en la posición 3 (dirección circunferencial) – figura 16.8-4. Se deben considerar dos condiciones de presión distintas: condición de presión cero y condición de presión de diseño. Si las silletas están situadas simétricamente (tipos A y B), sólo es necesario considerar la posición en la silleta $n = 1$. Para silletas del tipo C, la carga tiene que comprobarse en ambas silletas.

Se debe utilizar el procedimiento de cálculo siguiente:

1) Se determinan los parámetros γ y β

$$\gamma = 2,83 (a_1 / D_i) \sqrt{e_a / D_i} \quad (16.8-15)$$

$$\beta = 0,91 b_1 / \sqrt{D_i e_a} \quad (16.8-16)$$

2) Se calculan los factores K_3 a K_{10}

$$K_3 = \text{máx.} (2,718282^{-\beta} \sin \beta / \beta; 0,25) \quad (16.8-17)$$

$$K_4 = (1 - 2,718282^{-\beta} \cos \beta) / \beta \quad (16.8-18)$$

$$K_5 = \frac{1,15 - 0,0025 \delta}{\text{sen}(0,5 \delta)} \quad (16.8-19)$$

$$K_6 = \frac{\text{máx.}(1,7 - 0,011667 \delta; 0)}{\text{sen}(0,5 \delta)} \quad (16.8-20)$$

$$K_7 = \frac{1,45 - 0,007505 \delta}{\text{sen}(0,5 \delta)} \quad (16.8-21)$$

$$K_8 = \text{mín.} \left(1, 0; \frac{0,8 \sqrt{\gamma} + 6 \gamma}{0,017453 \delta} \right) \quad (16.8-22)$$

$$K_9 = 1 - \frac{0,65}{1 + (6 \gamma)^2} \sqrt{\frac{60}{\delta}} \quad (16.8-23)$$

$$K_{10} = \frac{1}{1 + 0,010472 \sqrt[3]{\frac{D_i}{e_a} \frac{b_1}{D_i}} \delta} \quad (16.8-24)$$

NOTA Los factores K_3 a K_9 , K_{11} y K_{12} también se pueden leer en los gráficos: figura 16.8-7 a figura 16.8-12.

3) Se calculan las relaciones v_1 en las posiciones 2 y 3 (véase la tabla 16.8-1).

4) Se calculan las relaciones v_2 en las posiciones 2 y 3 (véase la tabla 16.8-1) para cada condición de presión.

Para presión cero la relación v_2 es igual a $v_{2,1}$, mientras que para la condición de diseño v_2 es igual a $v_{2,2}$.

5) Con los valores apropiados v_1 y v_2 , y para cada condición de presión y cada posición, se calcula el factor K_1 a partir de la ecuación 16.6-7 y se determina K_2 (véase el apartado 16.6-6).

Tabla 16.8-1 – Parámetros v_1 y v_2 para silletas

Posición	v_1	$P = 0$ $v_{2,1}$	$P = \text{presión de diseño}$ $v_{2,2}$
2	$-0,23 \frac{K_6 K_8}{K_5 K_3}$	$-\frac{4 M_i}{\pi D_i^2 e_a} \frac{1}{K_2 f}$	$\left(\frac{P D_i}{4 e_a} - \frac{4 M_i}{\pi D_i^2 e_a} \right) \frac{1}{K_2 f}$
3	$-0,53 \frac{K_4}{K_7 K_9 K_{10} \text{sen}(0,5 \delta)}$	0	$\frac{P D_i}{2 e_a} \frac{1}{K_2 f}$

6) A partir de la ecuación (16.6-6) determinar la tensión límite de flexión $\sigma_{b,\text{all},2}$ en la posición 2, tanto para la condición de presión cero como para la condición de presión de diseño. La tensión límite de flexión resultante $\sigma_{b,\text{all},2}$ debe ser el menor de ambos valores.

- 7) A partir de la ecuación (16.6-6) se determinan la tensión límite de flexión $\sigma_{b,all,3}$ en la posición 3, tanto para la condición de presión cero como para la condición de presión de diseño. La tensión límite de flexión resultante $\sigma_{b,all,3}$ debe ser el menor de ambos valores.

8) Se calcula la carga máxima admisible en la silleta $F_{2,\text{máx.}}$ en la posición 2

$$F_{2,\text{máx.}} = \frac{0,7 \sigma_{b,\text{all},2} \sqrt{D_i e_a} \cdot e_a}{K_3 K_5} \quad (16.8-25)$$

9) Se calcula la carga máxima admisible en la silleta $F_{3,\text{máx.}}$ en la posición 3

$$F_{3,\text{máx.}} = \frac{0,9 \sigma_{b,\text{all},3} \sqrt{D_i e_a} \cdot e_a}{K_7 K_9 K_{10}} \quad (16.8-26)$$

10) Se comprueba que

$$F_i \leq \min. (F_{2,\text{máx.}}; F_{3,\text{máx.}}) \quad (16.8-27)$$

11) Comprobación de inestabilidad

Debe cumplirse la condición de la ecuación (16.8-28).

$$\left| P / P_{\text{máx.}} + |M_i| / M_{\text{máx.}} + F_{\text{eq}} / F_{\text{máx.}} + (Q_i / Q_{\text{máx.}})^2 \right| \leq 1,0 \quad (16.8-28)$$

donde

$P_{\text{máx.}}$ es la presión externa admisible (según el capítulo 8);

$M_{\text{máx.}}$ es el momento global admisible (véase 16.14);

$F_{\text{máx.}}$ es la fuerza de compresión global admisible (según 16.14);

F_{eq} es la fuerza axial global equivalente teniendo en cuenta las tensiones locales de membrana cerca de la silleta, obtenidos mediante la ecuación (16.8-29):

$$F_{\text{eq}} = F_i \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{D_i}{e_a}} K_6 K_8 \quad (16.8-29)$$

$Q_{\text{máx.}}$ es la fuerza de cortadura global admisible obtenida a partir de las ecuaciones siguientes (véase el capítulo L.2, ref. [2]);

NOTA Para la determinación de $P_{\text{máx.}}$, $M_{\text{máx.}}$, $F_{\text{máx.}}$ y $Q_{\text{máx.}}$ de los diferentes casos de carga de ensayo, véase el apartado 3.16, nota 1, 8.4.4 y la nota después de la ecuación (16.14-19).

Para la presión interna se ajusta $|P| = 0$ en la ecuación (16.8-28) y no se necesita $P_{\text{máx.}}$

Para envolventes cilíndricas donde $\frac{L}{R} \leq 8,7 \sqrt{\frac{R}{e_a}}$ entonces:

$$Q_{\text{máx.}} = \frac{0,75 \pi R e_a E \left(\frac{e_a}{R} \right)^{1,25}}{1,5} \sqrt{\frac{R}{L} \left[1 + 42 \left(\frac{R}{L} \right)^3 \left(\frac{e_a}{R} \right)^{1,5} \right]} \quad (16.8-30)$$

Para envolventes cilíndricas donde $\frac{L}{R} > 8,7 \sqrt{\frac{R}{e_a}}$ entonces:

$$Q_{\text{máx.}} = \frac{0,25 \pi R e_a E \left(\frac{e_a}{R}\right)^{1,5}}{1,5} \quad (16.8-31)$$

16.8.8 Límite de carga en una silleta con placa de refuerzo adicional

Si se instala una placa de refuerzo adicional, se debe seguir el procedimiento siguiente:

- 1) Se evalúa el resultado de la ecuación (16.8-32)

$$b_2 \geq K_{11} D_i + 1,5 b_1 \quad (16.8-32)$$

donde

$$K_{11} = \frac{5}{(0,10472 \delta)^3 \sqrt[3]{\frac{D_i}{e_a}}} \quad (16.8-33)$$

- 2) Si no se cumple la condición de la ecuación (16.8-32) ir al paso 5.
- 3) Se calculan las fuerzas máximas admisibles $F_{2,\text{máx.}}$ y $F_{3,\text{máx.}}$ a partir de las ecuaciones (16.8-25) y (16.8-26) respectivamente
- 4) Se comprueba que se cumple la desigualdad siguiente

$$F_i \leq 1,5 \text{ mín.} (F_{2,\text{máx.}}; F_{3,\text{máx.}}) \quad (16.8-34)$$

Ir al paso 6

- 5) Se realizan los cálculos de acuerdo con el procedimiento del apartado 16.8.7 con las dimensiones definidas de la manera siguiente:

- a) Cálculo 1:

La placa de refuerzo se considera como una silleta con una anchura b_2 y un ángulo δ_2 en lugar de b_1 y δ . El espesor de la pared de la envolvente es e_a , mientras que el espesor de la placa de refuerzo no se tiene en cuenta;

- b) Cálculo 2:

La placa de refuerzo se considera como un refuerzo de la pared del recipiente. La anchura de la silleta consideradas es igual a b_1 y el ángulo de la silleta será igual a δ , mientras que el espesor de cálculo real de la envolvente se sustituye por un espesor combinado e_c .

$$e_c = \sqrt{e_a^2 + e_2^2 \cdot \text{mín.} \left(1; \left(\frac{f_2}{f}\right)^2 \right)} \quad (16.8-35)$$

- 6) Se comprueba la condición de inestabilidad mediante la ecuación (16.8-28). De esta forma, no se debe tener en cuenta el espesor de la placa de refuerzo.

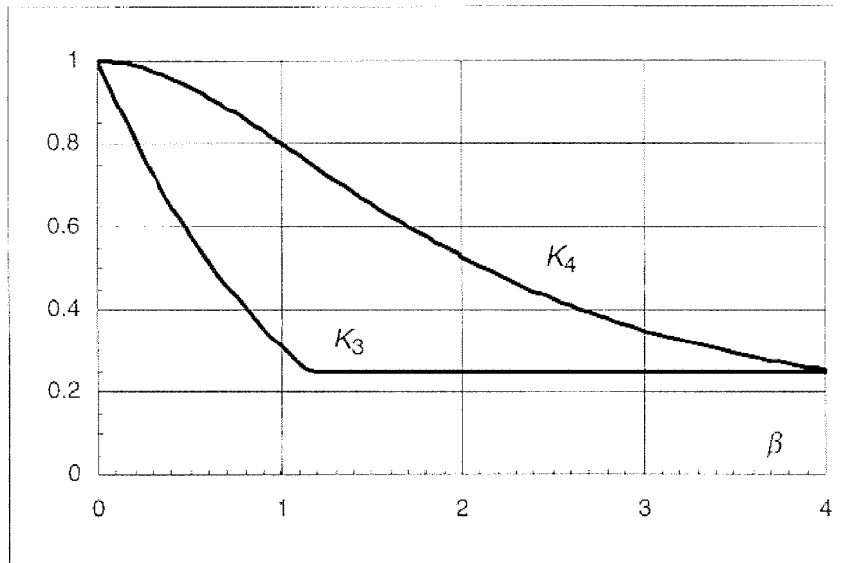


Figura 16.8-7 – Factores K_3 y K_4

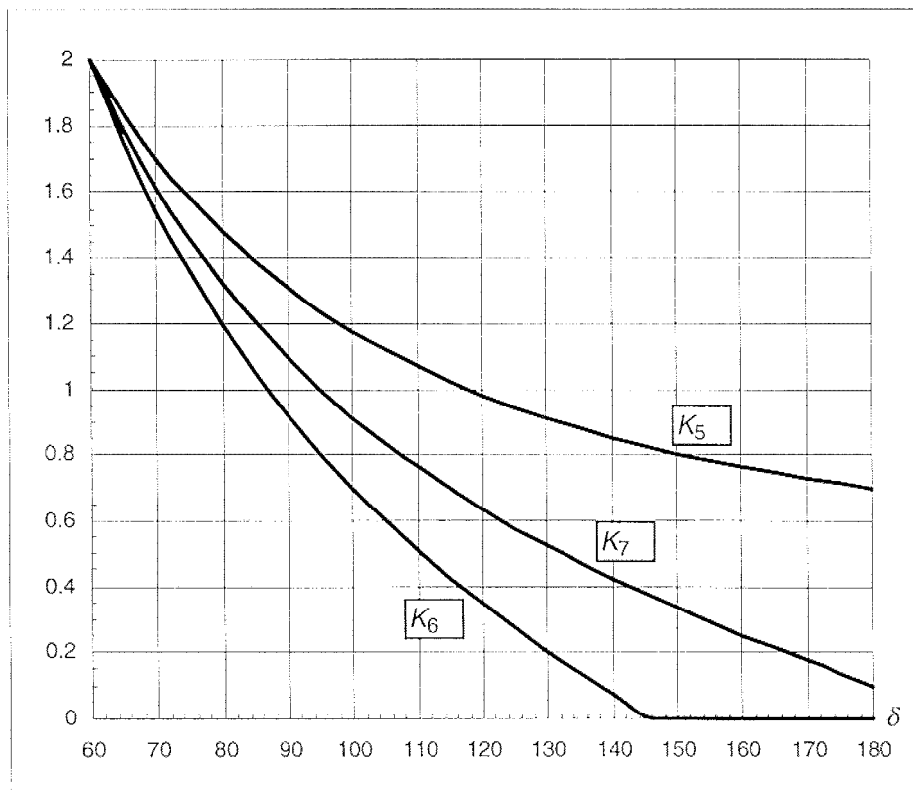


Figura 16.8-8 – Factores K_5 , K_6 y K_7

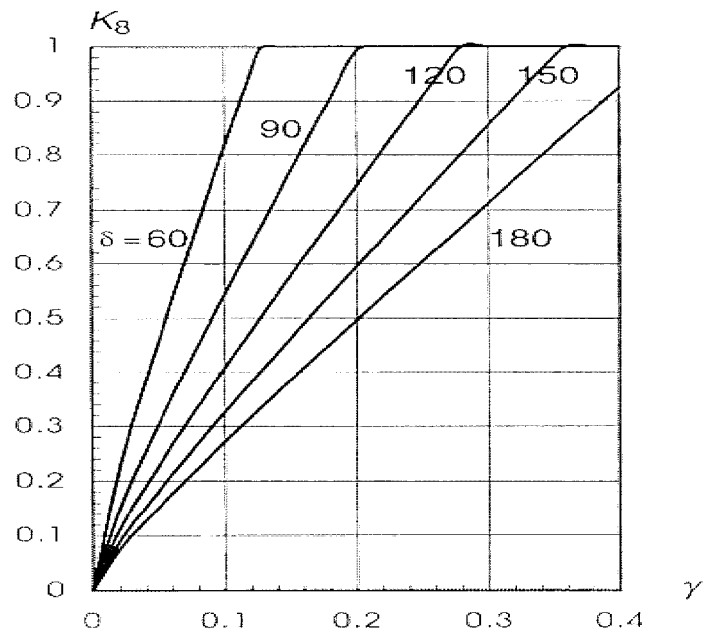


Figura 16.8-9 – Factor K_8

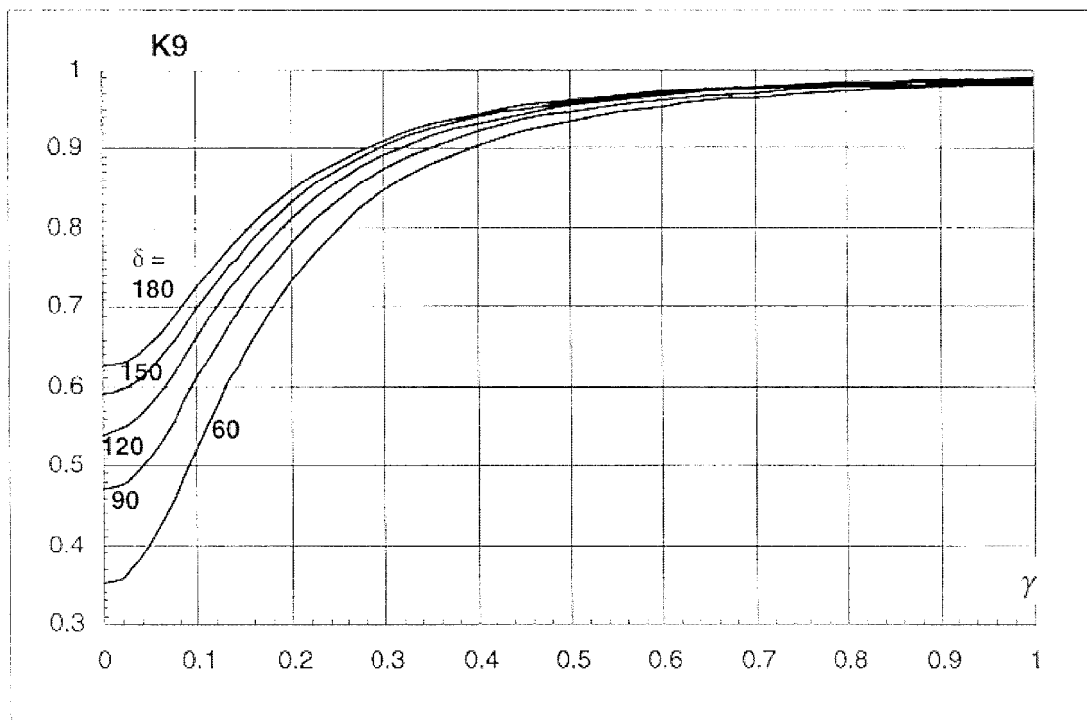


Figura 16.8-10 – Factor K_9

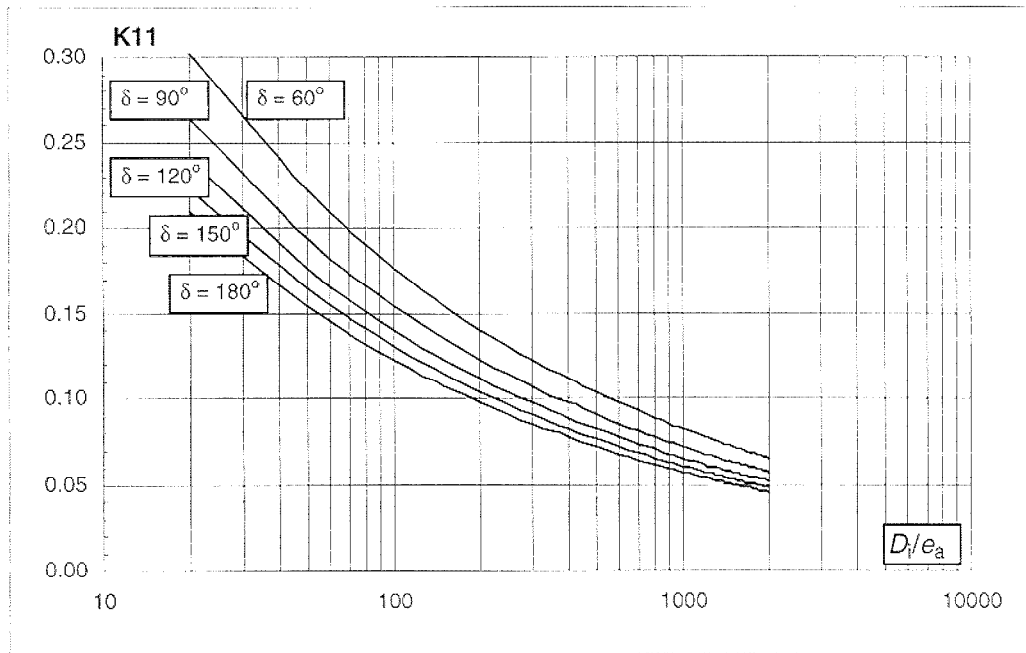


Figura 16.8-11 – Factor K_{11}

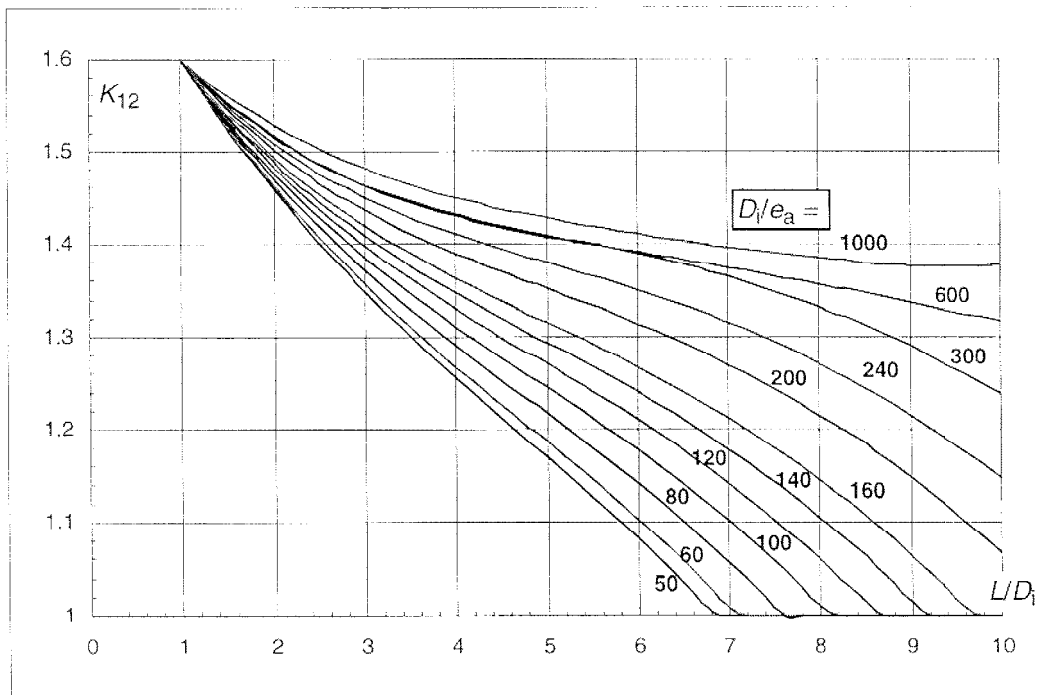


Figura 16.8-12 – Factor K_{12}

16.9 Recipientes horizontales sobre anillos de apoyo

16.9.1 Objeto

Este apartado proporciona las reglas para el diseño de envolventes cilíndricas horizontales con anillos de refuerzo, soldados al interior o al exterior de la envolvente (véanse las figuras 16.9-1 a 16.9-3). Los anillos son soportados por silletas, patas u otros medios.

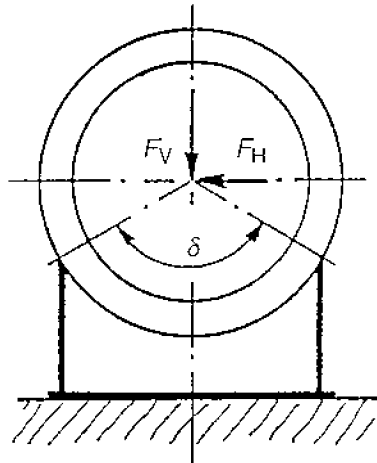


Figura 16.9-1 – Anillo soportado por una zona empotrada

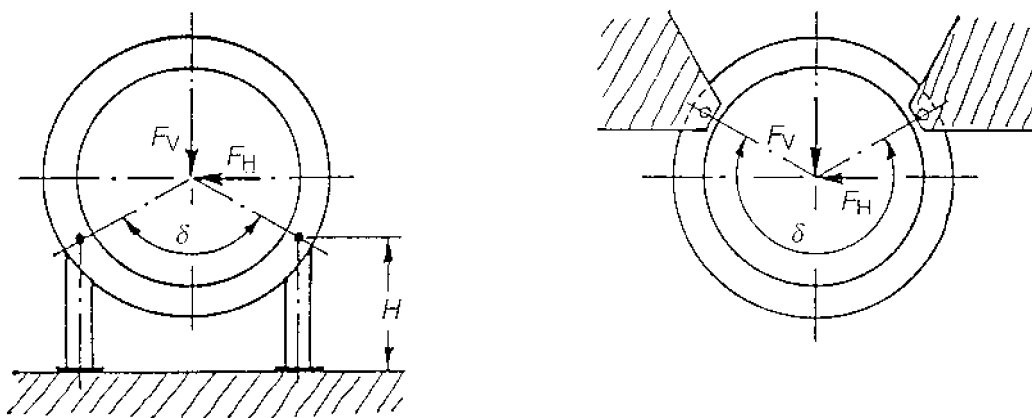


Figura 16.9-2 – Anillo apoyado en dos puntos (patas o de otro tipo)

16.9.2 Símbolos y abreviaturas específicos adicionales

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en el apartado 16.3.

b_2 es la anchura total de la sección transversal del anillo (véase la tabla 16.9-1);

e_1 es el espesor del nervio de la sección del anillo (véase la tabla 16.9-1);

- e_2 es el espesor de la brida de la sección del anillo (véase la tabla 16.9-1);
- f_R es la tensión de diseño admisible del anillo;
- h_1 es la altura total de la sección transversal del anillo;
- h_G es la distancia desde el eje neutro de la sección transversal del anillo a la envolvente (véase la tabla 16.9-1);
- h_H es la distancia desde el eje neutro para flexión plástica pura de la sección transversal del anillo a la envolvente (para $\chi = 1$, h_H es la distancia desde el medio de la superficie);
- l_e es la longitud efectiva de la pared del recipiente;
- t es la anchura de contacto entre anillo y envolvente;
- A_R es el área de la sección transversal del anillo (sin la envolvente);
- F_H es la fuerza horizontal sobre el anillo;
- $F_{H,max.}$ es la fuerza horizontal máxima admisible sobre el anillo;
- F_V es la fuerza vertical sobre el anillo;
- $F_{V,max.}$ es la fuerza vertical máxima admisible sobre el anillo;
- H es la distancia desde la fundación hasta la las articulaciones del soporte del anillo;
- R_R es el radio del eje neutro de la sección transversal del anillo;
- W_p es el módulo de la sección de flexión plástica de la sección transversal del anillo;
- δ es el ángulo de apoyo (en grados);
- χ es la tensión de diseño efectiva relativa de la envolvente (respecto al anillo).

16.9.3 Condiciones de aplicabilidad

Se deben aplicar las condiciones siguientes:

- a) $h_1 / D_i \leq 0,20$;
 $30^\circ \leq \delta \leq 330^\circ$;
- b) Las cargas tenidas en cuenta son las fuerzas horizontales y verticales en la sección transversal del recipiente.
- c) Las fuerzas axiales respecto al recipiente no se tienen en cuenta. Por tanto, es necesario un cuidado especial si existen tales fuerzas, por ejemplo, debido a desplazamientos axiales a causa de dilatación térmica.

16.9.4 Cargas aplicadas

El cálculo de la fuerza vertical F_V y de los momentos flectores en la envolvente se debe hacer de acuerdo con el apartado 16.8.5, mientras que la carga horizontal F_H se debe obtener mediante un análisis estático.

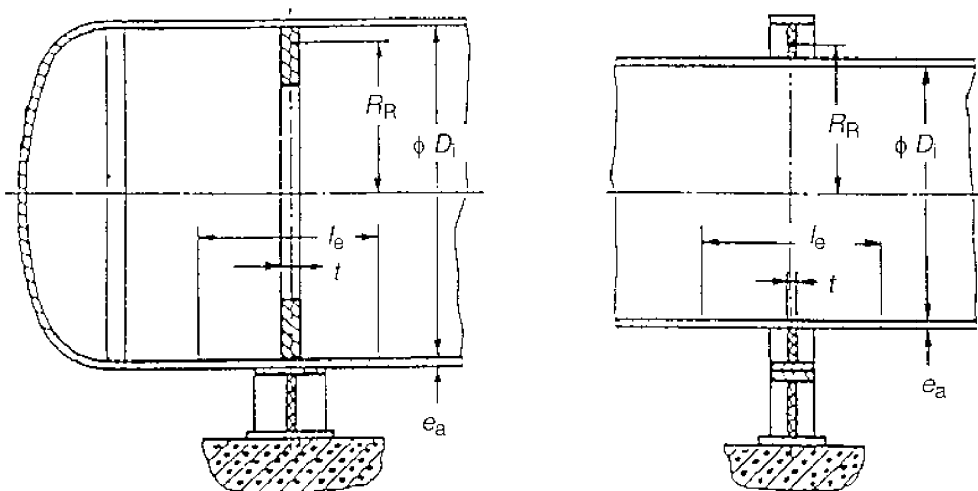


Figura 16.9-3 – Envoltente cilíndrica con anillos de refuerzo sobre silleas

16.9.5 Límite de carga de la envoltente

Con el momento flector máximo absoluto aplicado $|M_i|$, debe cumplirse la expresión siguiente:

$$|P|/P_{\text{máx.}} + |M_i|/M_{\text{máx.}} + F_{\text{eq}}/F_{\text{máx.}} + (Q_i/Q_{\text{máx.}})^2 \leq 1,0 \quad (16.9-1)$$

Los valores de la ecuación (16.9-1) se deben obtener de acuerdo con el apartado 16.8.7, ecuación (16.8-28).

16.9.6 Límite de carga del anillo

El límite de carga del anillo se debe obtener mediante el procedimiento siguiente:

- 1) Se define si el anillo está soportado por una zona empotrada (véase la figura 16.9-1) o por 2 articulaciones (véase la figura 16.9-2).
- 2) Se define el tipo de sección transversal del anillo y calcular W_p (véase la tabla 16.9-1), con

$$\chi = \{f - |P| D_i / (4 e_a)\} / f_R \quad (16.9-2)$$

$$l_e = \text{mín.} \{t + 4 \sqrt{D_i e_a}; A_R / (\chi \cdot e_a)\} \quad (16.9-3)$$

- 3) Se calculan los factores K_{18} y K_{19} :

- a) Para un anillo soportado por una zona empotrada (véase la figura 16.9-1):

$$K_{18} = 0,1616 x^4 - 0,0268 x^6 + 0,0101 x^8 \quad (16.9-4)$$

$$K_{19} = 0,4224 x^3 - 0,0524 x^5 + 0,1297 x^7 \quad (16.9-5)$$

donde

$$x = 1 - \delta / 360 \quad (16.9-6)$$

b) Para un anillo soportado por dos articulaciones (véase la figura 16.9-2):

K_{18} y K_{19} como antes (anillo con zona empotrada), excepto cuando $150^\circ < \delta < 210^\circ$, en cuyo caso K_{18} es igual a

$$K_{18} = 0,0137 + 0,148 (2x - 1)^2 \quad (16.9-7)$$

donde

$$x = \text{máx.} (\delta / 360; 1 - \delta / 360) \quad (16.9-8)$$

4) Se calculan las cargas individuales admisibles:

$$F_{V,\text{máx.}} = f_R W_p / (R_R K_{18}) \quad (16.9-9)$$

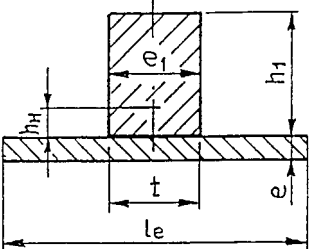
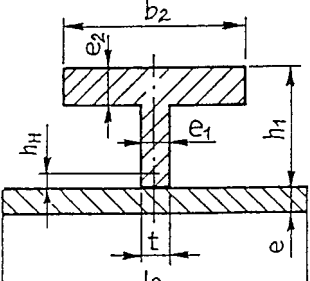
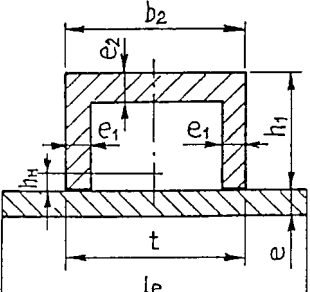
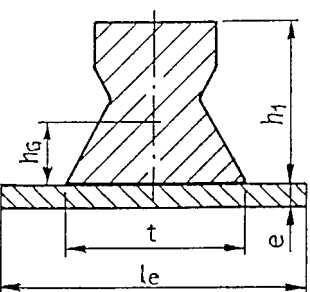
$$F_{H,\text{máx.}} = f_R W_p / (R_R K_{19}) \quad (16.9-10)$$

5) Se comprueban las cargas combinadas admisibles, que deben cumplir la condición impuesta por la ecuación siguiente

$$\left(F_V / F_{V,\text{máx.}} \right)^2 + \left(F_H / F_{H,\text{máx.}} \right) \leq 1,0 \quad (16.9-11)$$

Se llama la atención sobre el hecho de que si se utilizan patas de soporte, deben resistir el momento flector $= F_H \cdot H$, porque la conexión al anillo debería estar casi exenta de momento.

Tabla 16.9-1 – Parámetros de la sección transversal del anillo

Tipo de perfil	Ecuaciones
	$h_H = \text{máx.} \left\{ \frac{e_1 h_1 - \chi e l_e}{2 e_1}; 0 \right\}$ $W_p = \frac{e_1 \left\{ (h_1 - h_H)^2 + h_H^2 \right\}}{2} + \chi e l_e \left(h_H + \frac{e}{2} \right)$
	$h_H = \text{máx.} \left\{ \frac{e_1 h_1 + e_2 (b_2 - e_1) - \chi e l_e}{2 e_1}; 0 \right\}$ $W_p = \frac{e_1 \left\{ (h_1 - h_H)^2 + h_H^2 \right\}}{2} + e_2 (b_2 - e_1) \left(h_1 - h_H - \frac{e_2}{2} \right) + \chi e l_e \left(h_H + \frac{e}{2} \right)$
	$h_H = \text{máx.} \left\{ \frac{2 e_1 h_1 + e_2 (b_2 - 2 e_1) - \chi e l_e}{4 e_1}; 0 \right\}$ $W_p = e_1 \left\{ (h_1 - h_H)^2 + h_H^2 \right\} + e_2 (b_2 - 2 e_1) \left(h_1 - h_H - \frac{e_2}{2} \right) + \chi e l_e \left(h_H + \frac{e}{2} \right)$
	<p>Sección transversal del anillo arbitraria con área de la sección A_R siempre que $A_R \leq \chi e l_e$ $h_H = 0$ $W_p = A_R h_G + \chi e l_e e / 2$</p>

16.10 Recipientes verticales sobre soportes

16.10.1 Generalidades

Este capítulo proporciona reglas para el diseño de envolventes verticales cilíndricas o cónicas.

16.10.2 Símbolos y abreviaturas específicos adicionales (véase la figura 16.10-1)

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en el apartado 16.3.

- a_1 es la distancia desde el centro de la carga hasta la envolvente o placa de refuerzo;
- a_{1eq} es el brazo de palanca equivalente;
- b_1 es la anchura de la brida del soporte;
- b_2 es la anchura de la placa de refuerzo;
- b_3 es la altura de la placa de refuerzo;
- D_{eq} es el diámetro de cálculo equivalente (véase 16.6.3);
- F_{Vi} es la fuerza vertical que actúa sobre la pata en el soporte i ;
- F_H es la fuerza horizontal que actúa en la base de las patas;
- F_{Hi} es la fuerza horizontal que actúa en la base de la pata i ;
- g es la distancia entre nervios del soporte;
- h es la distancia vertical desde el centro del soporte hasta base de la pata (véase la figura 16.10-1a);
- h_1 es la altura del soporte;
- h_2 es la profundidad del soporte;
- M_A es el momento global en el punto central de la sección transversal en la base de las patas;
- n es el número de soportes.

16.10.3 Condiciones de aplicabilidad

Se deben aplicar las condiciones siguientes:

- a) $0,001 \leq e_n / D_{eq} \leq 0,05$ (con D_{eq} de 16.6.3).
- b) Para soportes de los tipos A, B y C (véase la figura 16.10-1)

$$0,2 \leq g / h_1 \leq 1,0;$$

- c) Para soportes del tipo D (véase la figura 16.10-1)

$$0,5 \leq b_1 / h_1 \leq 1,5;$$

d) Si hay instalada una placa de refuerzo:

$$e_2 \geq e_n;$$

$$b_3 \leq 1,5 h_1;$$

$$b_2 \geq 0,6 b_3;$$

e) El soporte está unido a una envolvente cilíndrica o cónica.

f) La fuerza local del soporte F_i actúa paralelamente al eje de la envolvente.

NOTA 1 La aplicación de más de tres soportes requiere un cuidado especial durante el montaje para garantizar una carga casi igual en todos los soportes.

NOTA 2 Debería considerarse especialmente la estabilidad del recipiente en el caso de que sea $n = 2$.

16.10.4 Fuerzas aplicadas

La fuerza vertical aplicada F_{vi} sobre los soportes se obtiene de:

$$F_{vi} = \frac{F}{n} + \frac{4 M_A}{n [D_i + 2 (a_1 + e_a + e_2)]} \quad (16.10-1)$$

La fuerza horizontal en cada pata:

$$F_{Hi} = \frac{F_H}{n} \quad (16.10-2)$$

NOTA Se puede obtener una estimación mejor de F_{Hi} utilizando: $F_{Hi} = F_H \frac{I_{xxi}}{\sum_i I_{xxi}}$, donde I_{xxi} es el segundo momento del área de la sección transversal

de la pata considerada para un eje normal a F_H y $\sum_i I_{xxi}$ es la suma en todas las patas.

16.10.5 Límites de carga de la envolvente

Para obtener el límite de carga de la envolvente debe seguirse el procedimiento siguiente

- 1) Se determina el tipo de soporte: tipo A, B, C o D (véase la figura 16.10-1).
- 2) Si se utiliza placa de refuerzo, ir al paso 6.
- 3) Se determinan los parámetros λ , K_{16} , v_1 y v_2 :

a) para soportes de los tipos A, B y C:

$$\lambda = h_1 / \sqrt{D_{eq} e_a} \quad (16.10-3)$$

$$K_{16} = \frac{1}{\sqrt{0,36 + 0,40 \lambda + 0,02 \lambda^2}} \quad (16.10-4)$$

$$v_1 = \min. \{0,08 \lambda; 0,30\} \quad (16.10-5)$$

v_2 = véase la ecuación (16.6-8) con $\sigma_m = \sigma_{my}$ de la ecuación (16.6-11)

b) para soporte del tipo D:

$$\lambda = b_1 / \sqrt{D_{\text{eq}} e_a} \quad (16.10-6)$$

$$K_{16} = \frac{1}{\sqrt{0,36 + 0,86 \lambda^2}} \quad (16.10-7)$$

$$v_1 = \min. \{0,08 \lambda; 0,30\} \quad (16.10-8)$$

v_2 = véase la ecuación (16.6-8) con $\sigma_m = \sigma_{\text{mx}}$ de la ecuación (16.6-9) o de la ecuación (16.6-10)

4) Con los valores apropiados de v_1 y v_2 , se calcula la tensión límite de flexión admisible $\sigma_{\text{b,all}}$ mediante la ecuación (16.6-6);

5) Se calcula el brazo de palanca equivalente y la carga máxima admisible del soporte resultante

$$a_{1,\text{eq}} = a_1 + \frac{F_{\text{Hi}} \cdot h}{F_{\text{Vi}}} \quad (16.10-9)$$

$$F_{i,\text{máx.}} = \left(\frac{\sigma_{\text{b,all}} \cdot e_a^2 \cdot h_1}{K_{16} \cdot a_{1,\text{eq}}} \right) \cdot \min. [1; 0,5 + g/h_1] \quad (16.10-10)$$

Ir al paso 9

6) Soporte con una placa de refuerzo: se determinan los parámetros λ , K_{17} , v_1 y v_2 :

$$\lambda = b_3 / \sqrt{D_{\text{eq}} e_a} \quad (16.10-11)$$

$$K_{17} = \frac{1}{\sqrt{0,36 + 0,50 \lambda + 0,50 \lambda^2}} \quad (16.10-12)$$

$$v_1 = \min. \{0,08 \lambda; 0,40\} \quad (16.10-13)$$

v_2 = véase la ecuación (16.6-8) con $\sigma_m = \sigma_{\text{my}}$ de la ecuación (16.6-11)

7) Con los valores apropiados de v_1 y v_2 , calcular la tensión límite de flexión admisible $\sigma_{\text{b,all}}$ mediante la ecuación (16.6-6);

8) Calcular el brazo de palanca equivalente y la carga máxima admisible del soporte

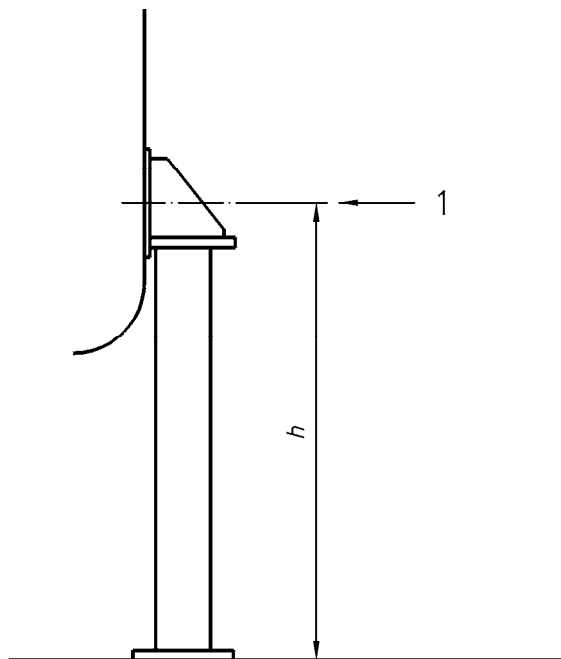
$$a_{1,\text{eq}} = a_1 + e_2 + \frac{F_{\text{Hi}} \cdot h}{F_{\text{Vi}}} \quad (16.10-14)$$

$$F_{i,\text{máx.}} = \left(\frac{\sigma_{\text{b,all}} \cdot e_a^2 \cdot b_3}{K_{17} \cdot a_{1,\text{eq}}} \right) \quad (16.10-15)$$

En el procedimiento de diseño se supone normalmente que se utiliza un material similar en la envolvente y en la placa de refuerzo. Cuando no sea así y siempre que $f_2 < f$, el espesor e_2 debe reducirse en la proporción f_2 / f ecuación (16.10-12).

9) Se comprueba que

$$F_{Vi} \leq F_{i,m\acute{a}x.} \quad (16.10-16)$$



Leyenda

1 Centro del soporte

NOTA Por centro del soporte se entiende la ubicación del eje neutral horizontal de la junta del soporte a la envolvente o a la placa de refuerzo.

Figura 16.10-1a – Ilustración de h

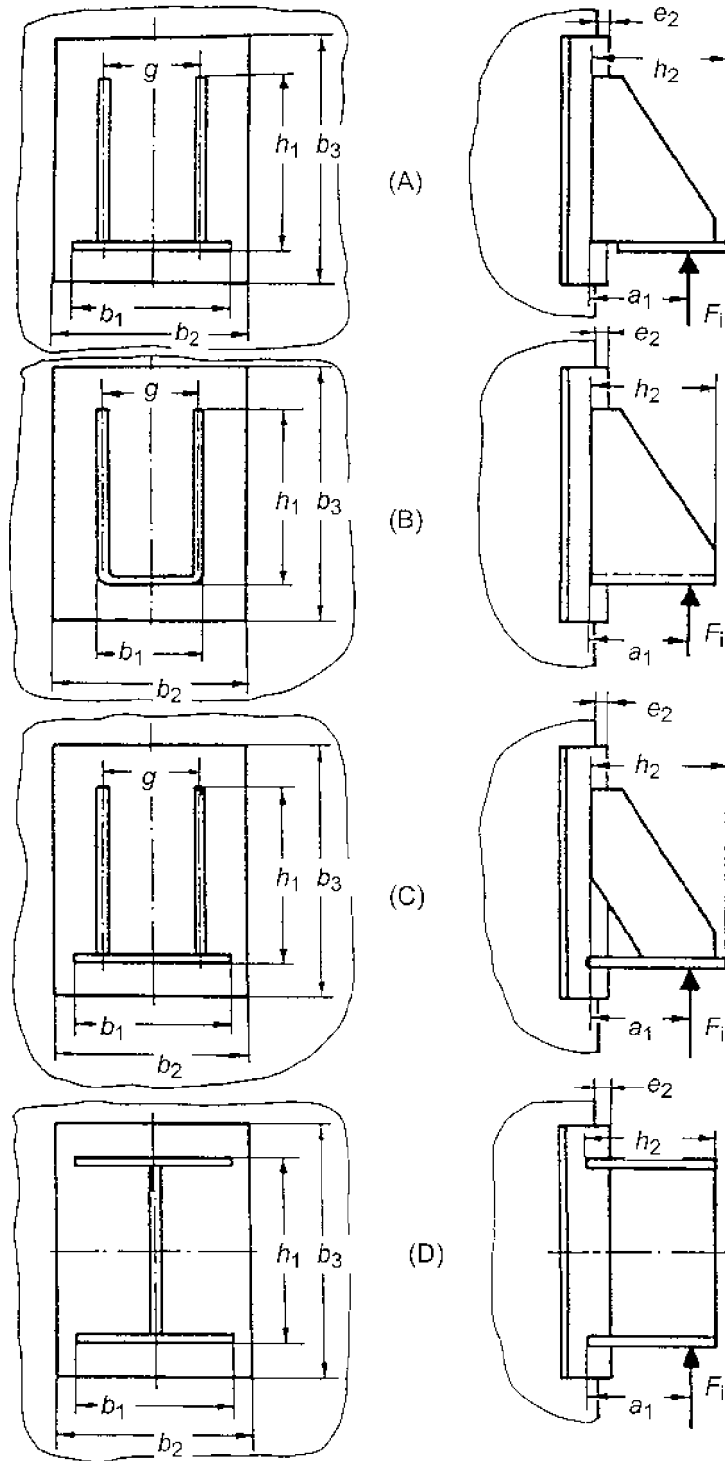


Figura 16.10-1 – Soportes para apoyo de recipiente vertical

16.11 Recipientes verticales con patas de apoyo

16.11.1 Objeto

Este apartado proporciona reglas para el diseño de recipientes verticales con patas situadas en el fondo cóncavo.

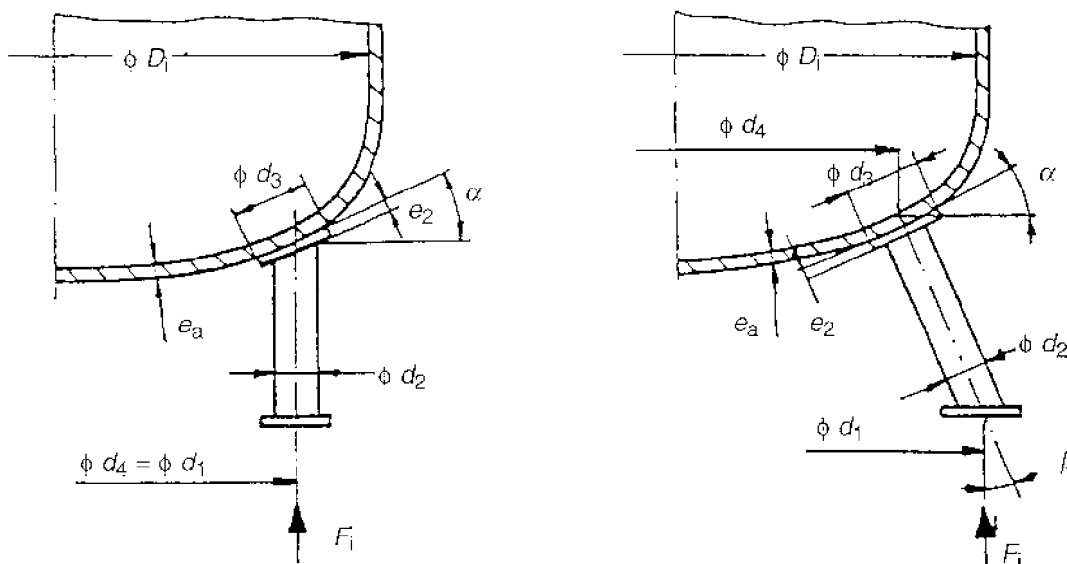


Figura 16.11-1 – Patas de soporte para recipientes verticales

16.11.2 Símbolos y abreviaturas específicos adicionales (véase la figura 16.11-1)

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en los apartados 16.3 y 16.6.

d_1 es el diámetro del círculo de las patas;

d_2 es el diámetro exterior de la pata de soporte;

d_3 es el diámetro de la placa de refuerzo;

d_4 es el diámetro en la unión de las patas con el fondo;

d_{eff} es el diámetro efectivo de la pata de soporte;

F_i es la fuerza en la pata;

n es el número de patas;

α es el ángulo de la tangente al fondo cóncavo en la unión con las patas;

x es la distancia entre el eje del fondo semielipsoidal y el centro de la pata de soporte;

β es el ángulo entre el eje de la pata y el eje vertical;

λ es un parámetro geométrico.

16.11.3 Condiciones de aplicabilidad

Se deben aplicar las condiciones siguientes:

- a) $0,001 \leq e_n / D_{eq} \leq 0,05$ (con D_{eq} de 16.6.3);
 b) Si hay instalada una placa de refuerzo:

$$e_2 \geq e_n;$$

$$d_3 \leq 1,6 d_2;$$

- c) Se excluye la presión externa.
 d) Deben adoptarse medidas apropiadas para asegurar que el movimiento de las patas no producirá tensiones flectores adicionales en la envoltente.
 e) En fondos torisféricos, las patas de apoyo se deben situar en la parte esférica central.
 f) En fondos elípticos las patas de soporte se deben situar dentro de $0 \leq x \leq 0,4 D_i$.
 g) No se recomienda utilizar más de cuatro patas.
 h) Sólo se puede permitir un momento global si el número de patas es superior a 2 y si las patas de soporte están fijadas a la fundación. Además, deben cumplirse los criterios siguientes: $F > \frac{4 M}{d_4}$.

NOTA La aplicación de cuatro patas requiere un cuidado especial durante el montaje para garantizar una carga casi igual en todas las patas.

16.11.4 Fuerza aplicada

La fuerza local aplicada F_i sobre las patas se obtiene de:

$$F_i = \frac{F}{n} + \frac{4 M}{n d_4} \quad (16.11-1)$$

16.11.5 Límites de carga para la envoltente

Para definir el límite de carga de la envoltente y la fuerza máxima admisible $F_{i,máx.}$ y $P_{máx.}$ debe utilizarse el procedimiento siguiente:

- 1) Se determina el parámetro

$$\lambda = \frac{d_{eff}}{\sqrt{D_{eq} e_a}} \quad (16.11-2)$$

donde

$d_{eff} = d_2$ para patas de soporte sin placa de refuerzo;

$= d_3$ para patas de soporte con placa de refuerzo;

D_{eq} véase el apartado 16.6.3.

2) Se calcula la fuerza máxima admisible $F_{i,máx.}$

$$F_{i,máx.} = f \cdot e_a^2 \cdot \frac{\cos \beta}{\cos(\alpha - \beta)} (1,82 + 3,6 \lambda + 0,91 \lambda^2) \quad (16.11-3)$$

3) Se obtiene la presión máxima admisible $P_{máx.}$

$P_{máx.}$ se tiene que definir para una envolvente esférica (véase el capítulo 7). Si el fondo es elíptico, el radio interior local equivalente se obtiene de la ecuación 16.6-4, donde $x = d_4$.

4) Se comprueba que

$$\frac{F_i}{F_{i,máx.}} \leq 1,0 \quad (16.11-4)$$

5) Se comprueba que

$$\frac{F_i - P \cdot \pi \cdot d_{eff}^2 / 4}{F_{i,máx.}} + \frac{P}{P_{máx.}} \leq 1,0 \quad (16.11-5)$$

Todas las patas de soporte deben comprobarse en cuanto a pandeo. En esta comprobación, las patas deberían considerarse como:

- articuladas en la placa base y
- libres para desplazarse lateralmente, pero no libres para girar en el recipiente.

Se obtendrán los mismos resultados para patas con ambos extremos articulados, con una longitud de cálculo igual a dos veces la longitud real de las patas.

16.12 Recipientes verticales con faldones

16.12.1 Objeto

Este capítulo proporciona reglas para el diseño de faldones de soporte para recipientes verticales. Trata del faldón propiamente dicho y de las tensiones locales en la zona donde se unen el faldón y el recipiente a presión.

16.12.2 Símbolos y abreviaturas específicos (véanse las figuras 16.12-1 a 16.12-4)

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en el apartado 16.3:

- a es el plazo de palanca debido a la desviación de la línea central de la pared del recipiente;
- e_B es el espesor de la pared del recipiente;
- e_Z es el espesor del faldón;
- f_Z es la tensión de diseño admisible del faldón;
- f_T es la tensión de diseño admisible del anillo (forma A);
- r es el radio interior del borde del fondo torisférico;
- R es el radio interior de la corona del fondo torisférico;
- D_B es el diámetro medio de la envolvente;

- D_Z es el diámetro medio del faldón;
- F_{Zn} es la fuerza equivalente en el punto considerado ($n = p$ o $n = q$) en el faldón;
- F_G es el peso del recipiente vacío;
- ΔF_G es el peso del recipiente por debajo de la sección 2-2;
- F_F es el peso del contenido;
- M es el momento flector global a la altura considerada;
- ΔM es el incremento del momento debido al cambio del centro de gravedad en la sección cortada;
- P_H es la presión hidrostática;
- W es el módulo de la sección del anillo de acuerdo con la figura 16.12-1;
- α es un factor de intensificación de las tensiones (véanse las ecuaciones 16.12-33 a 16.12-36);
- δ es el semiángulo de la abertura del corte (véase la figura 16.12-4);
- ε es el desplazamiento del centro de gravedad de la sección cortada (véase la figura 16.12-4(b));
- γ_a es el ángulo del borde de un fondo de cúpula (véase la figura 16.12-2);
- γ es parte del ángulo del borde (véase la figura 16.12-2);
- σ es la tensión.

Subíndices

- a se refiere a la superficie exterior de la envolvente, es decir, el lado orientado en sentido opuesto al eje central de la envolvente;
- b se refiere a flexión (superíndice);
- m se refiere a la tensión de membrana (superíndice);
- i se refiere a la superficie interior de la envolvente;
- o se refiere a la superficie exterior de la envolvente;
- p es el punto de la sección considerada en el cual el momento global origina la fuerza de tracción más grande en el faldón (por ejemplo, lado orientado al viento = lado de barlovento);
- q es el punto de la sección considerada en el cual el momento global origina la fuerza de compresión más grande en el faldón (por ejemplo, lado orientado en el sentido opuesto por el viento = lado de sotavento);
- 1 es la sección 1-1 (véanse las figuras 16.12.1 a 16.12.4);
- 2 es la sección 2-2;
- 3 es la sección 3-3;
- 4 es la sección 4-4.

16.12.3 Condiciones de aplicabilidad

- a) La carga en el faldón se deben determinar de acuerdo con el procedimiento generalmente aceptado.
- b) Debe prestarse atención a la necesidad de disponer aberturas de inspección.

16.12.4 Formas constructivas

Las formas constructivas cubiertas en esta sección son:

- a) Estructura de forma A: conexión del faldón a través de soporte en el área del cilindro – figura 16.12-1;
Faldón cilíndrico o cónico con ángulo inclinación $\leq 7^\circ$ respecto al eje.
- b) Estructura de forma B: Unión al cuerpo en la zona del borde – figura 16.12-2.
Cuerpo vertical cilíndrico o cónico con ángulo de inclinación $\leq 7^\circ$ respecto al eje y soldado directamente al fondo en forma de cúpula, en el área $0^\circ \leq \gamma \leq 20^\circ$.
Relación de espesores de las paredes: $0,5 \leq e_B/e_z \leq 2,25$;
Fondo toriesférico de tipo Kloeppep o Korbbogen (como se define en el apartado 7.2) o fondo elíptico con una relación de aspecto $K \leq 2$ (donde K se define en la ecuación 7.5-18) y un espesor no inferior al fondo de tipo Korbbogen del mismo diámetro.
- c) Estructura de forma C: faldón deslizado sobre la envolvente del recipiente – figura 16.12-3.
Faldón cilíndrico deslizado sobre la envolvente del recipiente y soldado a ella directamente
Se supone que a ambos lados de la soldadura de unión y hasta una distancia de $3 e_B$, no existe ninguna perturbación debida a aberturas, conexiones finales, soldaduras circunferenciales del recipiente, etc.
Tiene que tenerse en cuenta el riesgo de corrosión por grietas.

NOTA Aparte de las limitaciones anteriores, los apartados 16.12.6.1 y 16.12.6.2 no aplican. No obstante, el apartado 16.12.6.3 puede utilizarse para calcular las tensiones existentes por análisis elástico según la teoría de las envolventes.

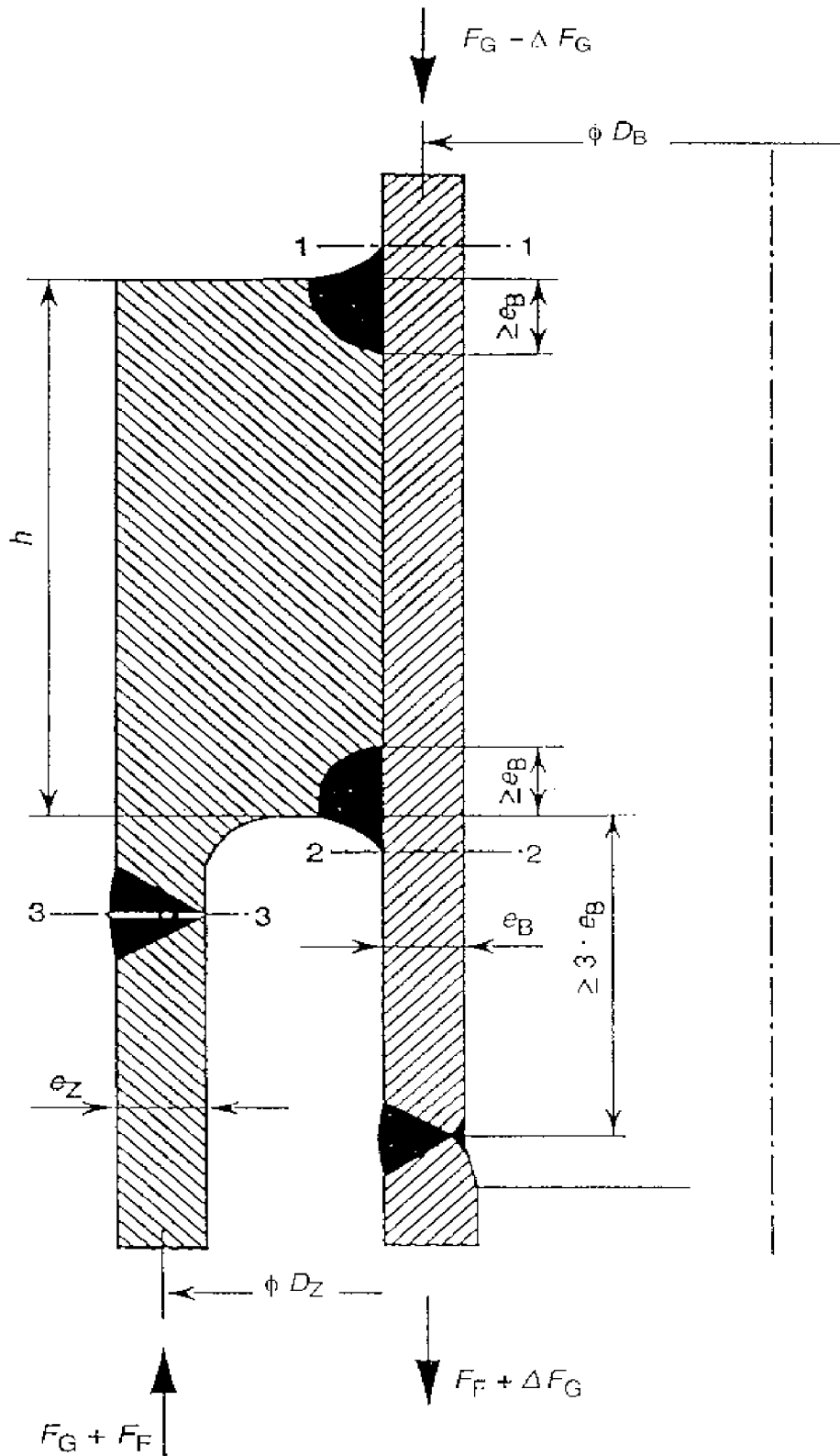


Figura 16.12-1 – Forma A: Conexión de faldón con anillo de soporte (Fuerzas de membrana debidas al propio peso y al peso del fluido)

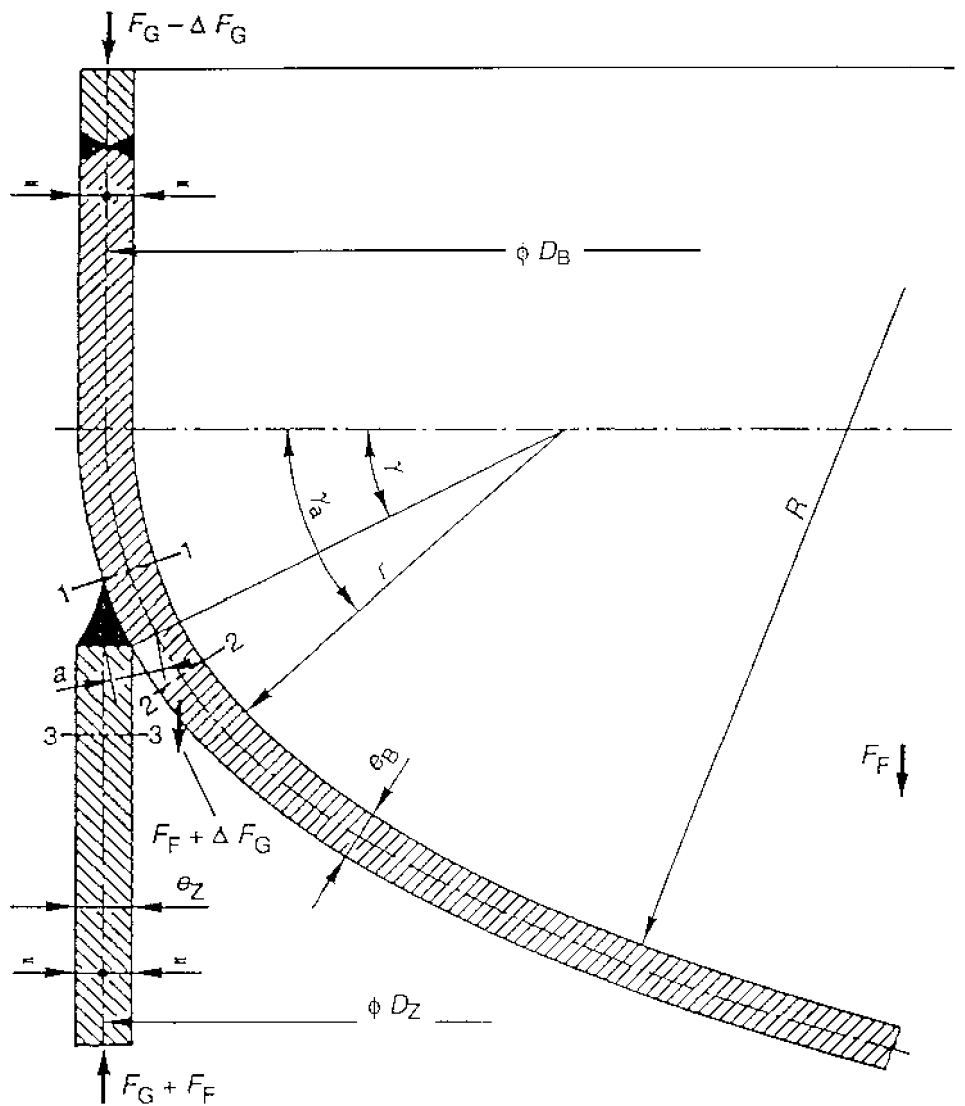


Figura 16.12-2 – Forma B: Conexión de faldón en la zona del borde (Fuerzas de membrana debidas al propio peso y al peso del fluido)

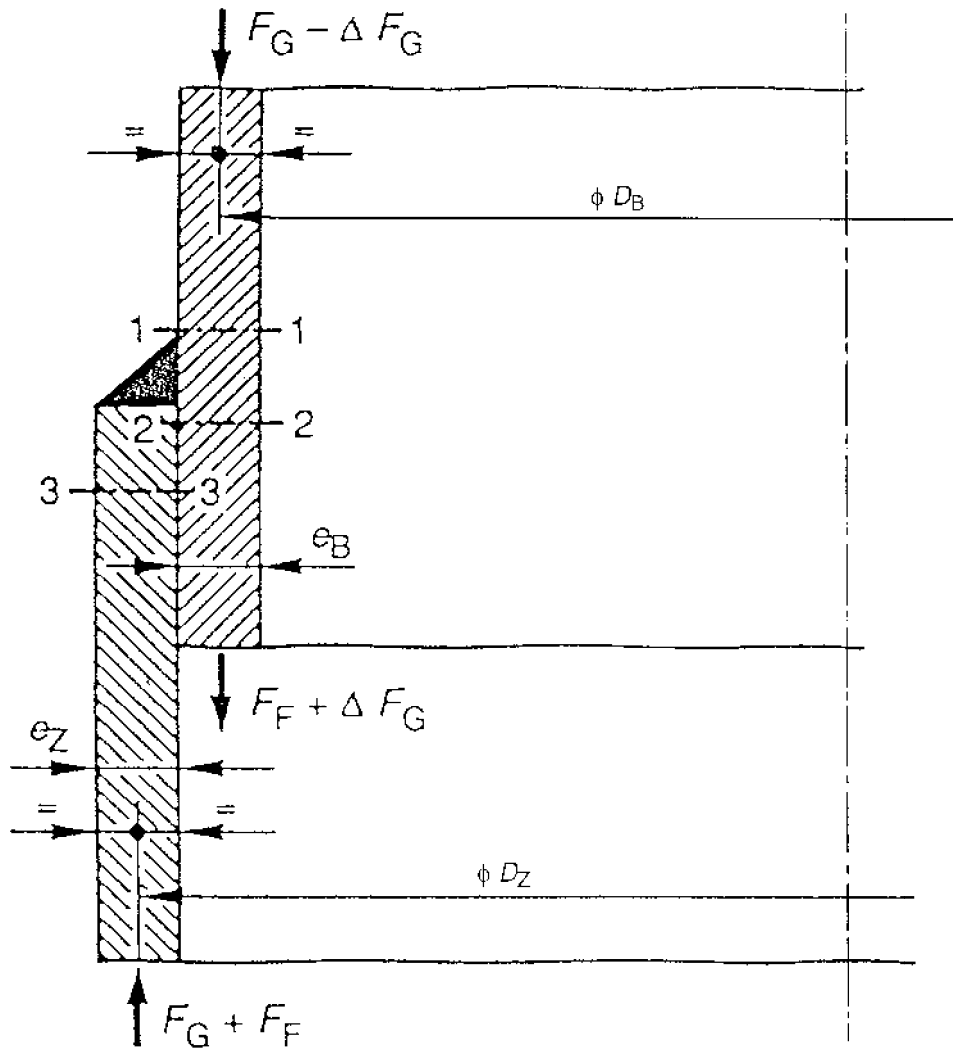
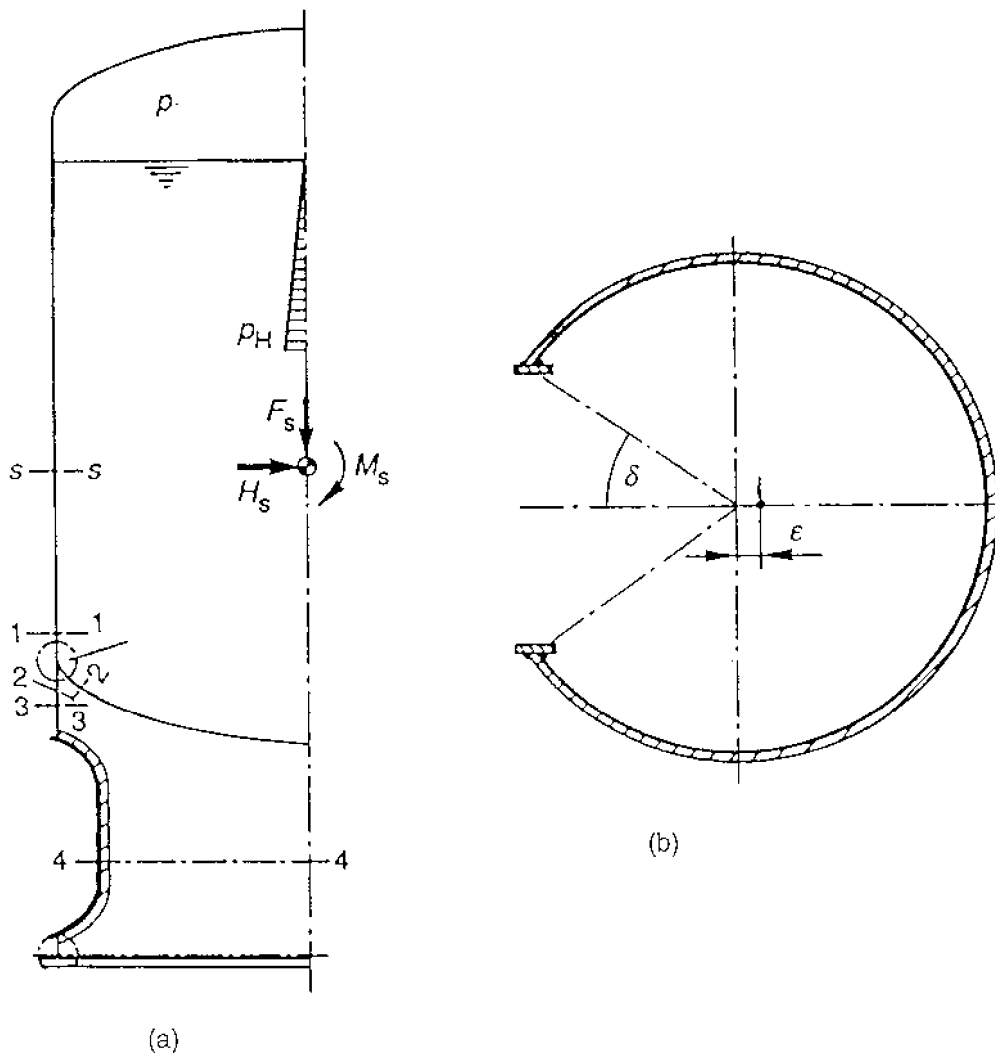


Figura 16.12-3 – Forma C: Zona del faldón deslizada por encima (Fuerzas de membrana debidas al propio peso y al peso del fluido)



(a) = Secciones 1-1 a 4-4

(b) = Sección 4-4

Figura 16.12-4 – Esquema de cuerpo vertical - secciones

16.12.5 Fuerzas y momentos

Los valores de F_n y M_n en las secciones correspondientes $n = 1$ a $n = 4$ se determinan como una función de la combinación de todas las cargas que se tienen que considerar en este caso de carga (véase la figura 16.12-4). Puede ser necesario hacer comprobaciones adicionales si el espesor de la pared del faldón es escalonado.

16.12.6 Comprobación en las zonas de conexión (secciones 1-1, 2-2 y 3-3)

En la zona de conexión, es necesario comprobar las secciones 1 a 3 definidas en las figuras 16.12-1 a 16.12-3. La comprobación es necesaria para las tensiones de membrana y total, pero teniendo en cuenta únicamente las componentes longitudinales respectivas.

La fuerza de la sección F_z del faldón en la zona de la unión depende de la posición (n), es decir, de si el momento refuerza (q) o debilita (p) la componente de la carga:

$$F_{Zp} = -F_1 - F_G - F_F + 4 \frac{M_1}{D_Z} \quad (16.12-1)$$

$$F_{Zq} = -F_1 - F_G - F_F - 4 \frac{M_1}{D_Z} \quad (16.12-2)$$

donde

F_1 es la fuerza axial adicional global en la sección 1-1;

M_1 es el momento resultante debido a cargas externas en la sección 1-1 encima de la unión; entre la envolvente sometida a presión y el faldón.

16.12.6.1 Tensiones de membrana

El procedimiento de comprobación de las tensiones de membrana es el mismo para las formas estructurales A, B y C. Las tensiones de membrana en el punto 1-1 son:

$$\sigma_{1p}^m = \frac{F_{Zp} + \Delta F_G + F_F}{\pi D_B e_B} + \frac{P D_B}{4 e_B} \quad (16.12-3)$$

$$\sigma_{1q}^m = \frac{F_{Zq} + \Delta F_G + F_F}{\pi D_B e_B} + \frac{P D_B}{4 e_B} \quad (16.12-4)$$

comprobar que:

$$\left| \sigma_{1p}^m \right| \leq f \quad (16.12-5)$$

$$\left| \sigma_{1q}^m \right| \leq f \quad (16.12-6)$$

El espesor de pared mínimo requerido en la sección 1-1 se obtiene de las ecuaciones siguientes:

$$e_{1p}^m = \frac{1}{f} \left(\frac{F_{Zp} + \Delta F_G + F_F}{\pi D_B} + \frac{P D_B}{4} \right) \quad (16.12-7)$$

$$e_{1q}^m = \frac{1}{f} \left(\frac{F_{Zq} + \Delta F_G + F_F}{\pi D_B} + \frac{P D_B}{4} \right) \quad (16.12-8)$$

El cálculo de este espesor de pared es necesario para la forma estructural A.

Si σ_{1p}^m o σ_{1q}^m es una tensión de compresión, debe llevarse a cabo una comprobación de estabilidad de acuerdo con el apartado 16.14. Esta comprobación no es necesaria si la componente longitudinal de la tensión es inferior a 1,6 veces el valor de la tensión de compresión de membrana meridiano resultante para un caso de carga por vacío o vacío parcial, siempre que el último se haya comprobado de acuerdo con el capítulo 8. Esto también se aplica a otras secciones de la zona cilíndrica de la envolvente.

Independientemente del punto de comprobación, la tensión de membrana en la sección 2-2 es:

$$\sigma_2^m = \sigma_{2q}^m = \sigma_{2p}^m = \frac{F_F + \Delta F_G}{\pi D_B e_B} + \frac{P D_B}{4 e_B} \quad (16.12-9)$$

Se comprueba que:

$$|\sigma_2^m| \leq f \quad (16.12-10)$$

El espesor de pared mínimo requerido matemáticamente en la sección 2-2 se obtiene de la ecuación siguiente:

$$e_2^m = \frac{1}{f} \left(\frac{\Delta F_G + F_F}{\pi D_B} + \frac{P D_B}{4} \right) \quad (16.12-11)$$

El cálculo de este espesor de pared es necesario para la forma estructural A.

En la sección 3-3 del faldón, las tensiones de membrana son iguales a:

$$\sigma_{3p}^m = \frac{F_{Zp}}{\pi D_Z e_Z} \quad (16.12-12)$$

$$\sigma_{3q}^m = \frac{F_{Zq}}{\pi D_Z e_Z} \quad (16.12-13)$$

Se comprueba que:

$$|\sigma_{3p}^m| \leq f_Z \quad (16.12-14)$$

$$|\sigma_{3q}^m| \leq f_Z \quad (16.12-15)$$

El espesor de pared mínimo requerido matemáticamente en la sección 3-3 se obtienen de las ecuaciones siguientes:

$$e_{3p}^m = \frac{1}{f_Z} \left(\frac{F_{Zp}}{\pi D_Z} \right) \quad (16.12-16)$$

$$e_{3q}^m = \frac{1}{f_Z} \left(\frac{F_{Zq}}{\pi D_Z} \right) \quad (16.12-17)$$

El cálculo de este espesor de pared es necesario para la forma estructural A.

Si σ_{3p}^m o σ_{3q}^m es una tensión de compresión, puede realizarse una comprobación de estabilidad de acuerdo con el apartado 16.14.

16.12.6.2 Tensiones de flexión

a) Forma estructural A - figura 16.12-1

El momento flector local en los puntos p y q es:

$$M_p = 0,5 (D_Z - D_B) F_{Zp} \quad (16.12-18)$$

$$M_q = 0,5 (D_Z - D_B) F_{Zq} \quad (16.12-19)$$

El módulo de la sección total del anillo de soporte en el punto n se calcula de la manera siguiente:

$$W_p = \frac{\pi}{4} \left[(D_Z + e_Z - D_B - e_B) h^2 + (2e_B^2 - e_{1p}^{m2} - e_2^{m2}) D_B + 0,5 (e_Z^2 - e_{3p}^{m2}) D_Z \right] \quad (16.12-20)$$

$$W_q = \frac{\pi}{4} \left[(D_Z + e_Z - D_B - e_B) h^2 + (2e_B^2 - e_{1q}^{m2} - e_2^{m2}) D_B + 0,5 (e_Z^2 - e_{3q}^{m2}) D_Z \right] \quad (16.12-21)$$

El factor 0,5 del tercer sumando permite el tipo de transición del faldón al anillo de conexión que se muestra en la figura 16.12-1. Si las tensiones admisibles f del recipiente y/o f_Z del faldón son menores que el del anillo de soporte f_1 , el segundo y/o el tercer sumando de las ecuaciones (16.12-20) y (16.12-21) tiene que reducirse en la proporción respectiva f/f_1 y/o f_Z/f_1 .

b) Forma estructural B - figura 16.12-2

La excentricidad de la línea del centro de la pared de la envolvente origina un momento flector en el punto n:

$$M_p = a \cdot F_{Zp} \quad (16.12-22)$$

$$M_q = a \cdot F_{Zq} \quad (16.12-23)$$

con

$$a = 0,5 \sqrt{e_B^2 + e_Z^2 + 2e_B e_Z \cos(\gamma)} \quad (16.12-24)$$

$$\cos(\gamma) = 1 - \frac{D_B + e_B - D_Z + e_Z}{2(r + e_B)} \quad (16.12-25)$$

Las tensiones de flexión correspondientes a las secciones 1-1 a 3-3 en la superficie exterior (a):

$$\sigma_{1p}^b(a) = \sigma_{2p}^b(a) = C \frac{6 M_p}{\pi D_B e_B^2} \quad (16.12-26)$$

$$\sigma_{1q}^b(a) = \sigma_{2q}^b(a) = C \frac{6 M_q}{\pi D_B e_B^2} \quad (16.12-27)$$

$$\sigma_{3p}^b(a) = C \frac{6 M_p}{\pi D_Z e_Z^2} \quad (16.12-28)$$

$$\sigma_{3q}^b(a) = C \frac{6 M_q}{\pi D_Z e_Z^2} \quad (16.12-29)$$

Dentro del intervalo $0,5 \leq e_B/e_Z \leq 2,25$, el factor de corrección C se puede tomar aproximadamente igual a

$$C = 0,63 - 0,057 (e_B / e_Z)^2 \quad (16.12-30)$$

Esta relación se ha determinado partir de cálculos numéricos utilizando el método de elementos finitos. Debido al gran número de parámetros, se ha hecho una simplificación que, en determinadas circunstancias, puede conducir a un sobre-dimensionamiento importante, por ejemplo, en el caso de los fondos "Korbbogen".

en la zona de las secciones 1-1 a 2-2, el efecto de flexión causado por la presión interna en el borde se superpone a las componentes anteriores de la tensión de flexión.

$$\sigma_1^b(p) = \sigma_2^b(p) = \frac{(P + P_H) D_B}{4 e_B} \left(\frac{\gamma}{\gamma_a} \alpha - 1 \right) \quad (16.12-31)$$

El factor de intensificación de las tensiones α se obtiene de la manera siguiente:

- 1) calcular el valor intermedio y

$$y = 125 e_B/D_B \quad (16.12-32)$$

- 2) Para fondos del tipo Klopper (con $\gamma_a = 45^\circ$)

– para $e_B/D_B > 0,008$:

$$\alpha = 9,3341 - 2,2877 y + 0,33714 y^2 \quad (16.12-33)$$

– para $e_B/D_B \leq 0,008$:

$$\alpha = 6,37181 \times 2,71828^{-16,1 y} + 3,6366 \times 2,71828^{-1,61536 y} + 6,6736 \quad (16.12-34)$$

- 3) Para fondos del tipo Korbbogen o fondos elípticos que cumplen los requisitos del punto b del apartado 16.12.4 (con $\gamma_a = 40^\circ$)

– para $e_B/D_B > 0,008$:

$$\alpha = 4,2 - 0,2 y \quad (16.12-35)$$

– para $e_B/D_B \leq 0,008$:

$$\alpha = 1,51861 \times 2,71828^{-4,2335 y} + 3,994 \quad (16.12-36)$$

c) Forma estructural C - figura 16.12-3

La excentricidad de la línea del centro de la pared de la envolvente origina un momento flector en el punto n:

$$M_p = 0,5 (D_Z - D_B) \cdot F_{Zn} \quad (16.12-37)$$

$$M_q = 0,5 (D_Z - D_B) \cdot F_{Zq} \quad (16.12-38)$$

Las tensiones de flexión resultantes en la sección 1-1 y en la sección 2-2

$$\sigma_{1p}^b = \sigma_{2p}^b = \frac{3 M_p}{\pi D_B e_B^2} \quad (16.12-39)$$

$$\sigma_{1q}^b = \sigma_{2q}^b = \frac{3 M_q}{\pi D_B e_B^2} \quad (16.12-40)$$

En la sección 3-3:

$$\sigma_{3p}^b = \frac{6 M_p}{\pi D_Z e_Z^2} \quad (16.12-41)$$

$$\sigma_{3q}^b = \frac{6 M_q}{\pi D_Z e_Z^2} \quad (16.12-42)$$

Las tensiones de flexión causadas por la presión se ignoran, por ejemplo:

$$\sigma_1^b(p) = \sigma_2^b(p) = 0 \quad (16.12-43)$$

16.12.6.3 Tensiones totales y condiciones de resistencia

Las tensiones totales se deben obtener de la manera siguiente:

a) Estructura de forma A:

En cada punto, la condición de resistencia se debe comprobar de la manera siguiente:

1) posición p: con M_p de la ecuación (16.12-18) y W_p de la ecuación (16.12-20)

$$\left| M_p \right| / W_p \leq f_T \quad (16.12-44)$$

2) posición q: con M_q de la ecuación (16.12-19) y W_q de la ecuación (16.12-21)

$$\left| M_q \right| / W_q \leq f_T \quad (16.12-45)$$

b) Estructuras de las formas B y C:

1) las tensiones totales en el punto p, sección 1-1, se obtienen de las ecuaciones siguientes

– en la superficie interior (i)

$$\sigma_{1pi}^{tot} = \sigma_{1p}^m - \sigma_{1p}^b(a) + \sigma_1^b(p) \quad (16.12-46)$$

– en la superficie exterior (o)

$$\sigma_{1po}^{tot} = \sigma_{1p}^m + \sigma_{1p}^b(a) - \sigma_1^b(p) \quad (16.12-47)$$

2) las tensiones totales en el punto q, sección 1-1, se obtienen de las ecuaciones siguientes

– en la superficie interior (i)

$$\sigma_{1qi}^{tot} = \sigma_{1q}^m - \sigma_{1q}^b(a) + \sigma_1^b(p) \quad (16.12-48)$$

– en la superficie exterior (o)

$$\sigma_{1qo}^{tot} = \sigma_{1q}^m + \sigma_{1q}^b(a) - \sigma_1^b(p) \quad (16.12-49)$$

3) Las tensiones totales en la sección 2-2 en el punto p son:

– en la superficie interior (i)

$$\sigma_{2pi}^{tot} = \sigma_{2p}^m + \sigma_{2p}^b(a) + \sigma_2^b(p) \quad (16.12-50)$$

– en la superficie exterior (o)

$$\sigma_{2po}^{tot} = \sigma_{2p}^m - \sigma_{2p}^b(a) - \sigma_2^b(p) \quad (16.12-51)$$

4) Las tensiones totales en la sección 2-2 en el punto q son:

– en la superficie interior (i)

$$\sigma_{2qi}^{tot} = \sigma_{2q}^m + \sigma_{2q}^b(a) + \sigma_2^b(p) \quad (16.12-52)$$

– en la superficie exterior (o)

$$\sigma_{2qo}^{tot} = \sigma_{2q}^m - \sigma_{2q}^b(a) - \sigma_2^b(p) \quad (16.12-53)$$

5) En la sección 3-3, las tensiones totales en el punto p son:

– en la superficie interior (i)

$$\sigma_{3pi}^{tot} = \sigma_{3p}^m - \sigma_{3p}^b \quad (16.12-54)$$

- en la superficie exterior (o)

$$\sigma_{3po}^{\text{tot}} = \sigma_{3p}^{\text{m}} + \sigma_{3p}^{\text{b}} \quad \dots(16.12-55)$$

6) En la sección 3-3, las tensiones totales en el punto q son:

- en la superficie interior (i)

$$\sigma_{3qi}^{\text{tot}} = \sigma_{3q}^{\text{m}} - \sigma_{3q}^{\text{b}} \quad (16.12-56)$$

- en la superficie exterior (o)

$$\sigma_{3qo}^{\text{tot}} = \sigma_{3q}^{\text{m}} + \sigma_{3q}^{\text{b}} \quad (16.12-57)$$

7) En el caso de materiales dúctiles, las tensiones totales obtenidas mediante las ecuaciones (16.12-46) a (16.12-57) deben satisfacer la ecuación siguiente donde f_s es

a) Sección 1-1

$$\sigma_{1pi}^{\text{tot}} \leq f_s \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{1p}^{\text{m}}}{f} \right)^2 \right] \quad (16.12-58)$$

$$\sigma_{1po}^{\text{tot}} \leq f_s \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{1p}^{\text{m}}}{f} \right)^2 \right] \quad (16.12-59)$$

$$\sigma_{1qi}^{\text{tot}} \leq f_s \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{1q}^{\text{m}}}{f} \right)^2 \right] \quad (16.12-60)$$

$$\sigma_{1qo}^{\text{tot}} \leq f_s \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{1q}^{\text{m}}}{f} \right)^2 \right] \quad (16.12-61)$$

b) Sección 2-2

$$\sigma_{2pi}^{\text{tot}} \leq f_s \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{2p}^{\text{m}}}{f} \right)^2 \right] \quad (16.12-62)$$

$$\sigma_{2po}^{\text{tot}} \leq f_s \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{2p}^{\text{m}}}{f} \right)^2 \right] \quad (16.12-63)$$

$$\sigma_{2qi}^{\text{tot}} \leq f_S \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{2q}^m}{f} \right)^2 \right] \quad (16.12-64)$$

$$\sigma_{2qo}^{\text{tot}} \leq f_S \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{2q}^m}{f} \right)^2 \right] \quad (16.12-65)$$

c) Sección 3-3:

$$\sigma_{3pi}^{\text{tot}} \leq f_S \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{3p}^m}{f_Z} \right)^2 \right] \quad (16.12-66)$$

$$\sigma_{3po}^{\text{tot}} \leq f_S \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{3p}^m}{f_Z} \right)^2 \right] \quad (16.12-67)$$

$$\sigma_{3qi}^{\text{tot}} \leq f_S \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{3q}^m}{f_Z} \right)^2 \right] \quad (16.12-68)$$

$$\sigma_{3qo}^{\text{tot}} \leq f_S \left[3 - \frac{1}{1,5} \left(\frac{\sigma_{3q}^m}{f_Z} \right)^2 \right] \quad (16.12-69)$$

16.12.7 El faldón (sección 4-4)

El área de la sección transversal A_4 y el módulo de la sección W_4 se deben determinar en la sección transversal 4-4, donde las tensiones son máximas debido a un efecto de debilitamiento máximo. Con los valores de la sección F_4 y M_4 actuando en esta sección transversal y el momento $\Delta M_4 = \varepsilon F_4$ debido al desplazamiento del eje neutro, la tensión en la zona de la abertura es:

$$\sigma_{4p}^m = + \frac{M_4 + \Delta M_4}{W_4} - \frac{F_4}{A_4} \quad (16.12-70)$$

$$\sigma_{4q}^m = - \frac{M_4 + \Delta M_4}{W_4} - \frac{F_4}{A_4} \quad (16.12-71)$$

se comprueba que

$$\left| \sigma_{4p}^m \right| \leq f_Z \quad (16.12-72)$$

$$\left| \sigma_{4q}^m \right| \leq f_Z \quad (16.12-73)$$

Como una simplificación, la comprobación de la resistencia se puede hacer con confianza utilizando los valores de la sección transversal A_4 y W_4 de la envolvente sin perforar en el caso de una abertura de circular no reforzada, siempre que las tensiones resultantes se corrijan aplicando un factor de debilitamiento v_A .

El factor v_A se obtiene a partir de el capítulo 9 y es igual a la relación entre la presión máxima admisible de una envolvente esférica con abertura (véase el capítulo 9) y la presión máxima admisible en una envolvente esférica sin abertura (de acuerdo con el capítulo 7). El diámetro de la envolvente esférica supuesta es igual al diámetro del faldón.

$$\left| \sigma_{4p}^m \right| = \left| \left(\frac{M_4}{W_4} - \frac{F_4}{A_4} \right) \frac{1}{v_A} \right| \leq f_Z \quad (16.12-74)$$

$$\left| \sigma_{4q}^m \right| = \left| \left(-\frac{M_4}{W_4} - \frac{F_4}{A_4} \right) \frac{1}{v_A} \right| \leq f_Z \quad (16.12-75)$$

Si σ_{4p}^m o σ_{4q}^m es una tensión de compresión, debe realizarse una comprobación de estabilidad. Sin embargo, el efecto de la abertura se puede despreciar si el área del material retirado en la sección horizontal se compensa con material añadido a esta sección, uniformemente distribuido alrededor de la abertura, siempre que se cumpla alguna de las siguientes condiciones:

a) el parámetro de la abertura está limitado a:

$$\delta \sqrt{\frac{D_Z}{2 e_Z}} \leq 2 \quad (16.12-76)$$

b) o en el caso de aberturas en las cuales $\delta \leq 0,8$ (por ejemplo, si hay un ángulo de abertura $\leq 90^\circ$), hay un factor de seguridad adicional de 2 en comparación con la tensión de cálculo admisible f_Z , haciendo la comprobación de acuerdo con el apartado 16.14 y una sección igual a la sección transversal no debilitada.

16.13 Recipientes verticales con soportes anulares

16.13.1 Objeto

Este capítulo se debe utilizar para el diseño de soportes anulares integrales y soportes anulares sueltos. El anillo está apoyado en cierto número de soportes locales distribuidos uniformemente o en un soporte continuo a lo largo de toda la periferia del anillo.

16.13.2 Definiciones

16.13.2.1 soporte anular integral:

Anillos soldados permanentemente al recipiente de manera que la pared del recipiente soporta parte de la carga (véase la figura 16.3-1 (a)).

16.13.2.2 soporte anular suelto:

Anillos que no están unidos al recipiente (véase la figura 16.13-1(b)).

16.13.3 Símbolos y abreviaturas específicos (véase la figura 16,13-1 y la figura 16.13-2)

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en el apartado 16.3.

b es la anchura del anillo (véase la figura 16.13-2);

d_1 es el diámetro interior del recipiente;

d_2	es el diámetro exterior del recipiente;
d_3	es el diámetro interior del anillo;
d_4	es el diámetro exterior del anillo;
d_5	es el diámetro en el punto medio de la fuerza transversal;
d_6	es el diámetro en la carga de línea;
d_7	es el diámetro en la fuerza de soporte;
e_1	es el espesor de la pared del recipiente;
e_3	es el espesor del anillo (véase la tabla 16.13-2);
e_4	es el espesor del anillo (véase la tabla 16.13-2);
e_5	es el espesor del anillo (véase la tabla 16.13-2);
f_T	es la tensión de diseño admisible del material del anillo;
f_T^*	es la tensión de diseño admisible reducida del material del anillo;
h	es la altura del anillo (véase la figura 16.13-2);
m_b	es el momento flector unitario admisible (véase la tabla 16.13-1);
m_t	es el momento torsor unitario admisible (véase la tabla 16.13-1);
n_s	es el número de soportes locales del anillo;
q	es la carga de línea;
q_t	es la fuerza transversal unitaria admisible (véase la tabla 16.13-1);
t_0	es la holgura;
A_T	es el área de la sección transversal del anillo (véase la figura 16.13-1);
F	es la fuerza vertical total equivalente en el caso de carga (véase 16.13.6);
$F_{S,máx.}$	es la fuerza admisible de tendiendo del caso de carga;
G	es el peso del recipiente, incluido su contenido;
M	es el momento flector global en el recipiente resultante de cargas externas a la altura del anillo dependiendo del caso de carga;
M_t	es el momento de torsión en la sección transversal del anillo dependiendo del caso de carga;
$M_{t,máx.}$	es el momento de torsión admisible (sólo para la sección transversal del anillo cuando está sometido a carga de torsión);
M_b	es el momento flector en la sección transversal del anillo;

- $M_{b,m\acute{a}x.}$ es el momento de torsión admisible (sólo para la sección transversal del anillo cuando está sometido a carga de flexión);
- Q es la fuerza transversal en la sección transversal del anillo;
- $Q_{m\acute{a}x.}$ es la fuerza transversal admisible (sólo para la sección transversal del anillo cuando está sometido a carga transversal);
- W_b es el módulo de la sección;
- W_T es el módulo torsional de la sección;
- Z_0 es un coeficiente;
- Z_1 es un coeficiente;
- β es el brazo de palanca adimensional de la fuerza de soporte;
- δ es el brazo de palanca adimensional de la carga de línea.

16.13.4 Condiciones de aplicabilidad

Los cálculos de acuerdo con este capítulo se basan en las hipótesis siguientes:

- El perfil del anillo es constante a lo largo de toda su circunferencia.
- En el caso de perfiles abiertos, puede ser necesario utilizar cartelas con objeto de conservar la forma de la sección transversal.
- En el caso de perfiles de pared delgada: $b/e_3 > 5$ y $h/e_4 > 5$.
- Para soportes anulares sueltos (véase la figura 16.13-1b) no se permite interponer ninguna capa flexible entre el anillo suelto y el anillo fijado al recipiente.

NOTA Esta condición es necesaria debido a que el cálculo sólo es válido para una distribución favorable de la carga no uniforme a lo largo de la circunferencia del anillo.

- Los soportes del anillo están uniformemente distribuidos y cada soporte está sometido a una carga local uniforme.
- El perfil es uno de los cubiertos por la figura 16.13-2.
- Las relaciones de los brazos la palanca β y δ deben ser $\leq |0,2|$; véanse las ecuaciones (16.13-9) y (16.13-10).

16.13.5 Procedimiento de diseño

16.13.5.1 Resistencia del anillo

Para todos los casos de carga pertinentes, la fuerza total equivalente F de acuerdo con el apartado 16.13.6 no debe ser mayor que la fuerza admisible $F_{S,m\acute{a}x.}$ de acuerdo con las ecuaciones (16.13-7) o (16.13-8).

16.13.5.2 Diseño local

Las soldaduras, cartelas y todas las uniones atornilladas se diseñan mediante cualquier método generalmente aceptado.

16.13.6 Fuerza total equivalente F

La fuerza equivalente F es igual a

$$F = \frac{1}{n_s} \left(4 \frac{M}{d_7} + G \right) \quad (16.13-1)$$

En caso de un soporte uniforme del anillo F es igual a

$$F = \frac{4M}{d_7} + G \quad (16.13-2)$$

16.13.7 Valores admisibles de la sección para anillos

Para soportes anulares del tipo integral y suelto, la tensión admisible del anillo es f_T , mientras que para los soportes anulares integrales del tipo II, la tensión admisible reducida el anillo es igual a:

$$f_T^* = f_T \left(1 - \frac{P h d_1}{2 A_T f_T} \right) \quad (16.13-3)$$

NOTA Los anillos de sección rectangular o de sección en U se consideran del tipo II cuando la anchura b sea mayor que la altura h (véase la tabla 16.13-2).

Los valores admisibles de la sección del anillo se obtiene multiplicando las cantidades unitarias admisibles de la tabla 16.13-2 por la tensión admisible o la tensión admisible reducida

$$M_{t,m\acute{a}x.} = f_T m_t \quad \text{o} \quad f_T^* m_t \quad (16.13-4)$$

$$M_{b,m\acute{a}x.} = f_T m_b \quad \text{o} \quad f_T^* m_b \quad (16.13-5)$$

$$Q_{m\acute{a}x.} = f_T q_b \quad \text{o} \quad f_T^* q_t \quad (16.13-6)$$

16.13.8 Capacidad de carga del anillo

La fuerza admisible como una carga individual en el soporte se obtiene como el valor mínimo de la carga del momento flector admisible y la carga de la fuerza transversal admisible:

$$F_{S,m\acute{a}x.} = \min. \left[\frac{4 \pi M_{b,m\acute{a}x.}}{d_4 \sqrt{Z_0^2 + Z_1^2 \left(\frac{M_{b,m\acute{a}x.}}{M_{T,m\acute{a}x.}} \right)^2}}; 2 Q_{m\acute{a}x.} \right] \quad (16.13-7)$$

Si el soporte es uniforme

$$F_{S,m\acute{a}x.} = \frac{4 \pi M_{b,m\acute{a}x.}}{|\beta - \delta| d_4} \quad (16.13-8)$$

Los valores de Z_0 y Z_1 pueden tomarse de la tabla siguiente. Sin embargo, estos valores conducen a resultados conservadores. Se puede obtener una estimación más precisa de las fuerzas admisibles utilizando los valores de Z_0 y Z_1 de las figuras 16.13-3 a 16.13-6.

Tabla 16.13-1 – Valores de Z_0 y Z_1

n_s	Z_0	Z_1
2	1,8	1,1
3	1,9	0,7
4	2,1	0,7
6	2,7	0,7
8	3,5	0,7

Las relaciones de los brazos de palanca β y δ se calculan de acuerdo con las ecuaciones siguientes con los diámetros indicados en la figura 16.13-1

$$-0,2 \leq \beta = (d_7 - d_5) / d_4 \leq 0,2 \quad (16.13-9)$$

$$-0,2 \leq \delta = (d_6 - d_5) / d_4 \leq 0,2 \quad (16.13-10)$$

Para anillos montados exteriormente:

$$d_5 = d_3 + e_4 + 2 t_0 \quad (16.13-11)$$

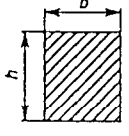
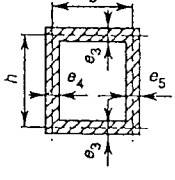
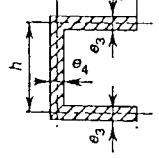
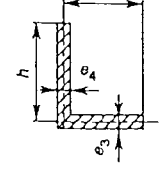
Para anillos montados interiormente:

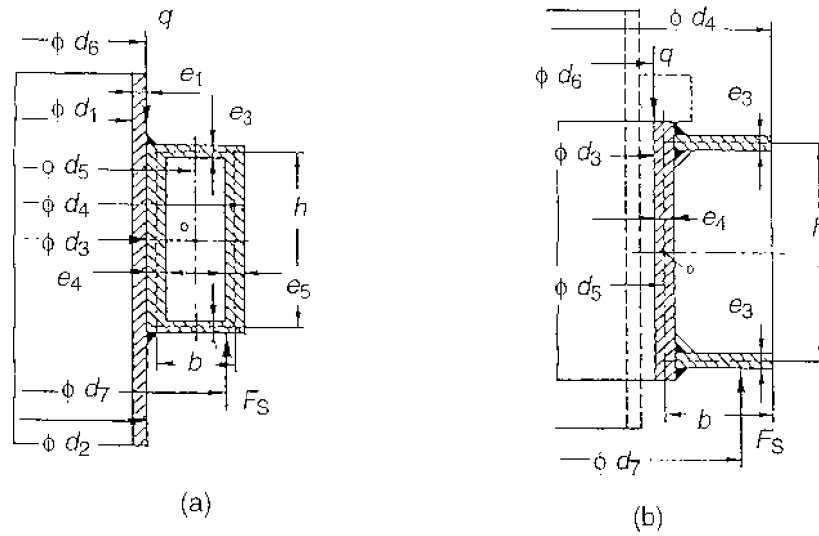
$$d_5 = d_3 - e_4 - 2 t_0 \quad (16.13-12)$$

Para secciones transversales cerradas: t_0 se debe tomar de la tabla 16.13-2;

Para sección transversal del anillo abierta: $t_0 = 0$;

Tabla 16.13-2 – Valores unitarios admisibles de la sección

	m_t	m_b	q_t	t_o
	si $h \geq b$ $\frac{hb^2}{4} - \frac{b^3}{12}$	$\frac{bh^2}{4}$	$\frac{bh}{2}$	$\frac{b}{2}$
	si $h \leq b$ $\frac{bh^2}{4} - \frac{h^3}{12}$	$\left[e_3 bh + (e_4 + e_5) \frac{h^2}{4} \right]$	$(e_4 + e_5) \frac{h}{2}$	$\frac{be_5}{e_4 + e_5}$
b.h. min {e3;e4;e5} e3. e4. e5 ≠ 0				
	$\frac{e_3^2 b}{2} + \frac{e_4^2 h}{4}$	$\left[e_3 bh + \frac{e_4 h^2}{4} \right]$	$\frac{e_4 h}{2}$	0
	$\frac{e_3^2 b}{4} + \frac{e_4^2 h}{4}$	$\frac{e_4 h^2}{4} \left[\frac{4e_3 b(e_3 b + e_4 h) + e_4^2 h^2}{(e_3 b + e_4 h)^2} \right]$	$\frac{e_4 h}{2}$	0



(a) soporte anular integral

(b) soporte anular suelto

Figura 16.13-1 – Principio general

	I	II
Sección rectangular maciza		
Sección rectangular hueca		
Sección en U		
Sección en L		

Figura 16.13-2 – Tipos de diseño para soportes anulares (zona sombreada = sección transversal A_T del anillo)

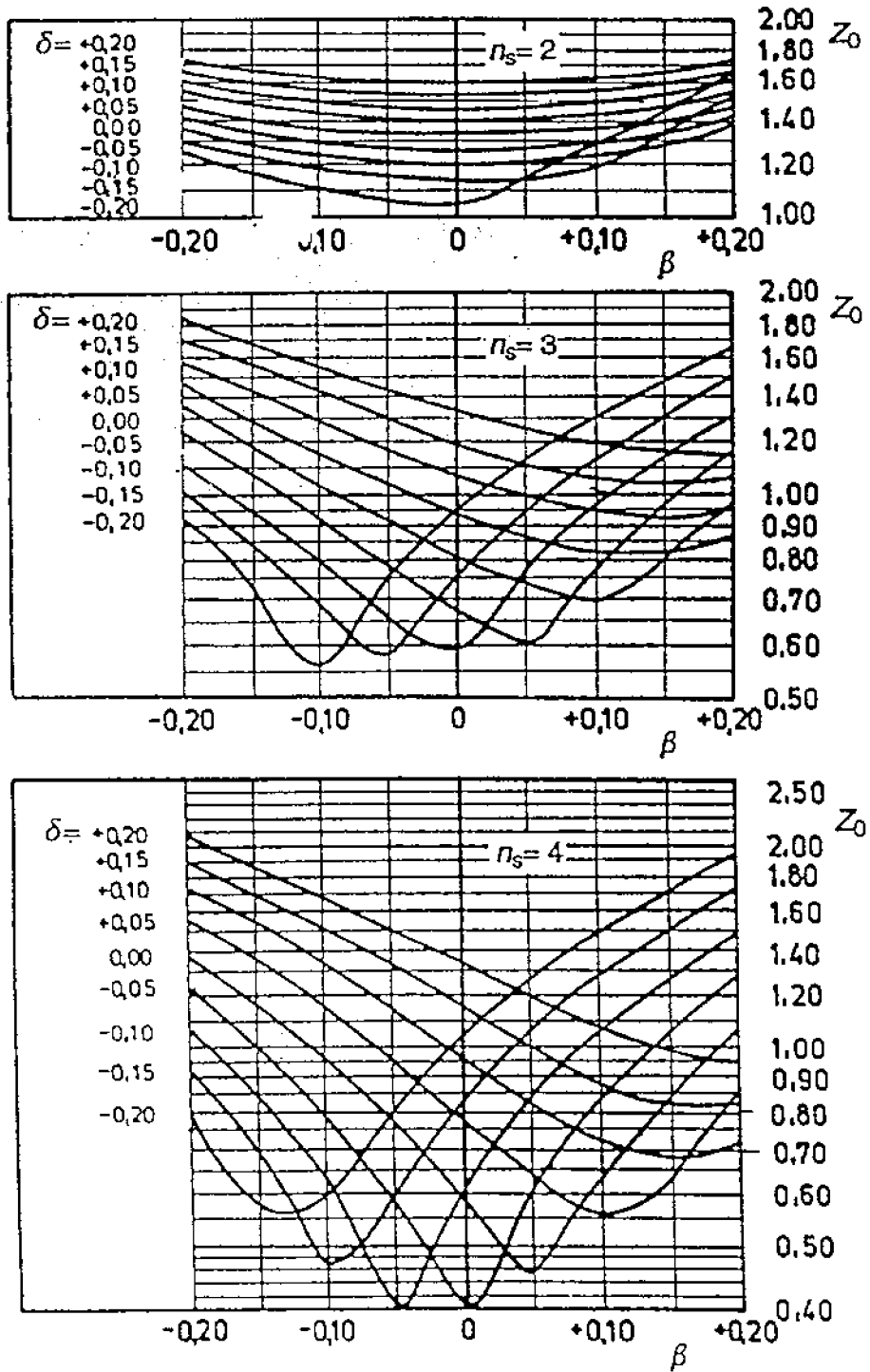


Figura 16.13-3 – Parámetro Z_0 , con $n_s = 2, 3 \text{ ó } 4$

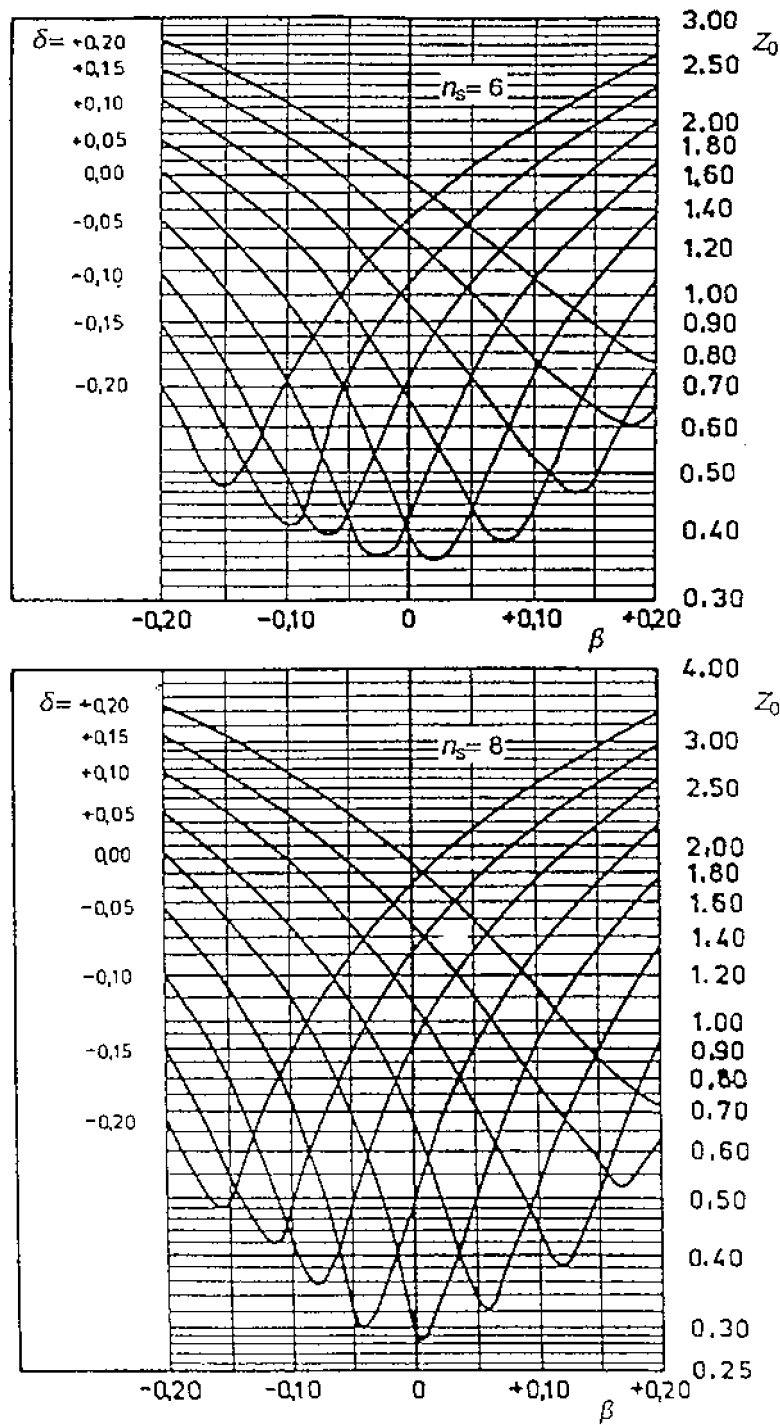


Figura 16.13-4 – Parámetro Z_0 , con $n_s = 6$ u 8

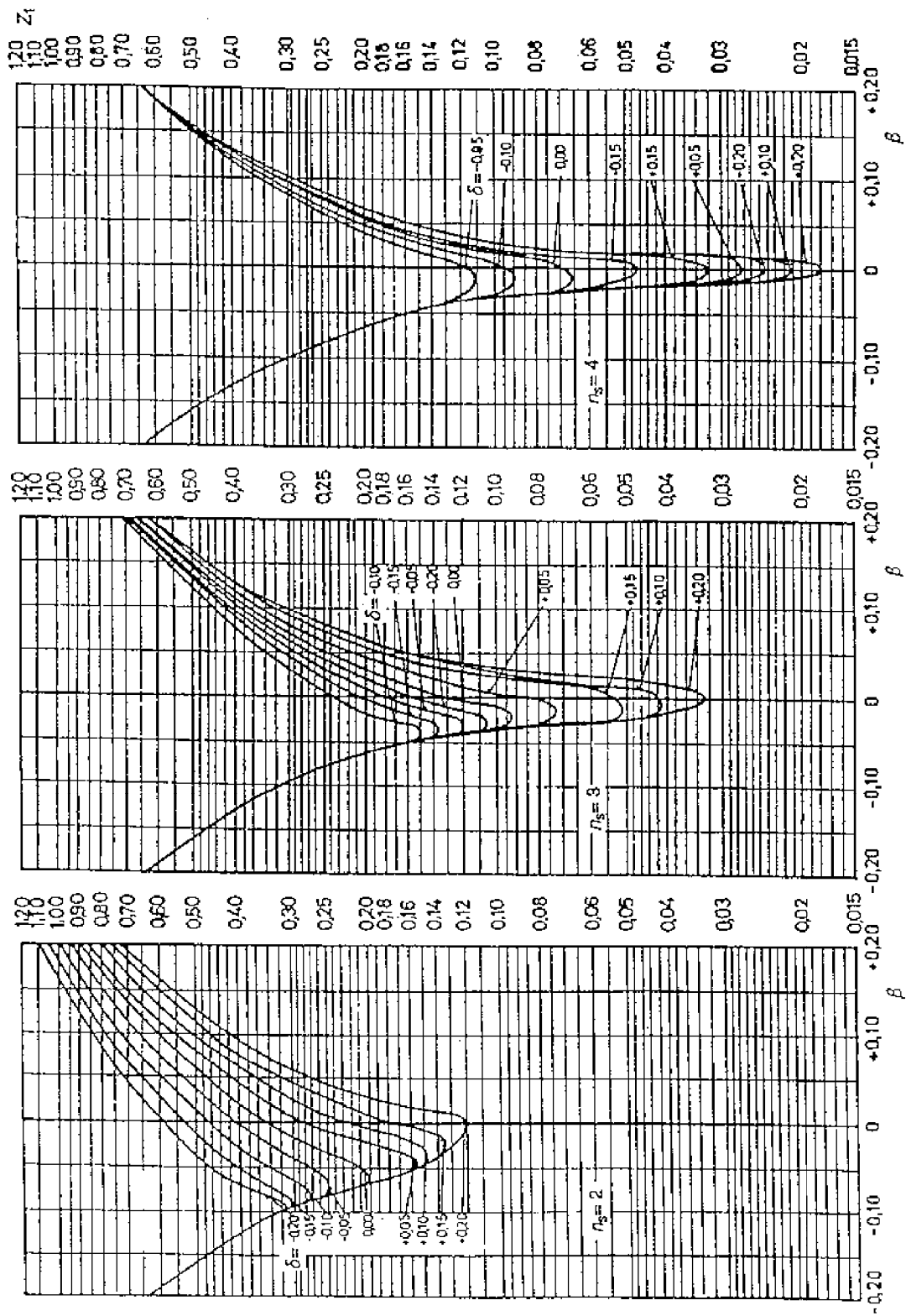


Figura 16.13-5 – Parámetro Z_1 , con $n_s = 2, 3$ ó 4

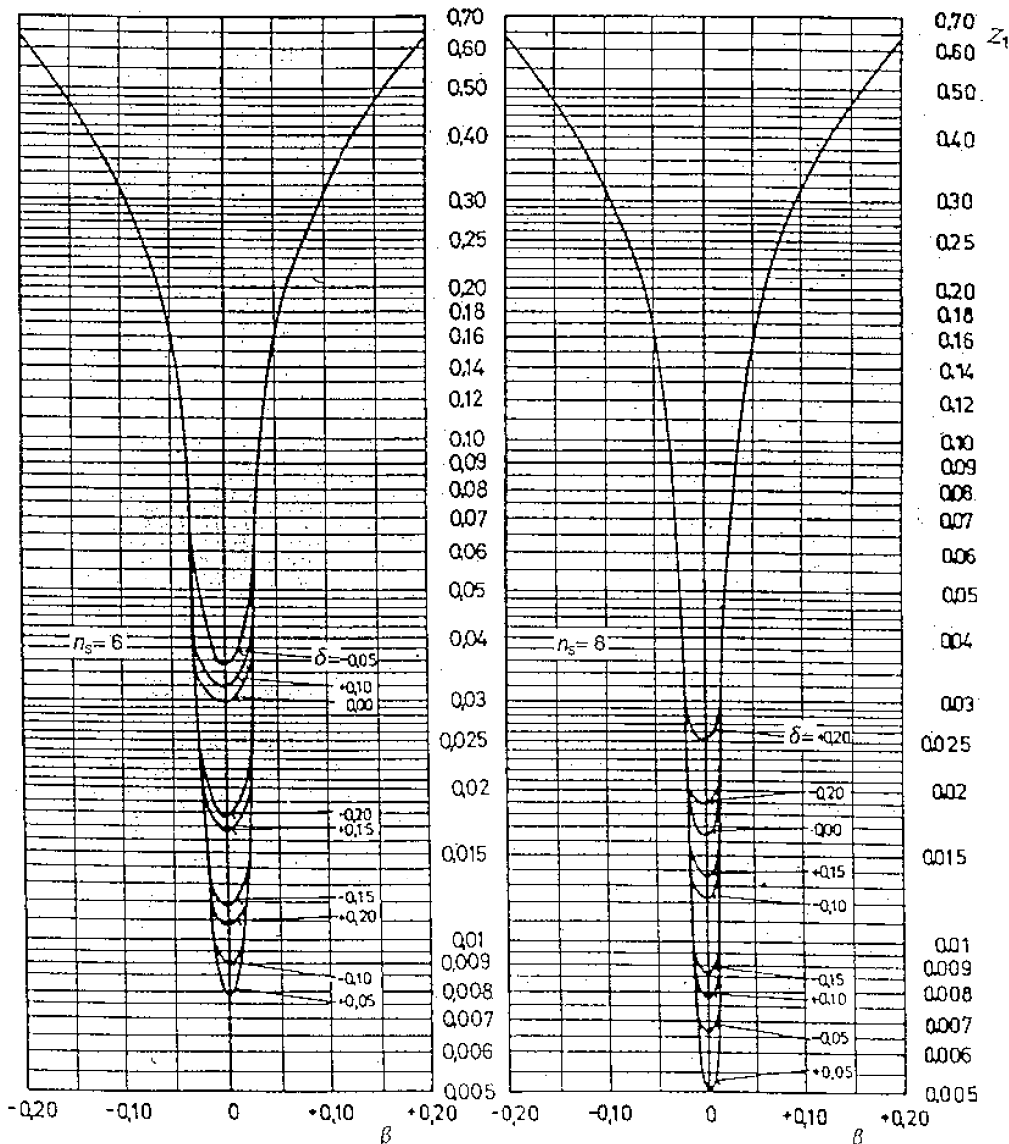


Figura 16.13-6 – Parámetro Z_1 , con $n_s = 6$ u 8

16.14 Cargas globales

16.14.1 Objeto

Se dan reglas para determinar el espesor mínimo de una envolvente cilíndrica sometida a una combinación de cargas además de presión, en secciones alejadas de la zona de aplicación de cargas locales y de discontinuidades estructurales.

16.14.2 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en el apartado 16.3.

D es el diámetro medio de la envolvente;

F es la fuerza axial total soportada por la envolvente en la sección transversal considerada, incluidos los efectos de la presión, positiva si conduce a tensiones de tracción;

- l es la longitud de la plantilla para comprobar desviaciones de forma;
- K es un factor dado por la ecuación (16.14-15);
- M es el momento flector global soportado por la envolvente en la sección transversal considerada; Siempre es positivo;
- P_e es la presión de cálculo (externa);
- σ_e es el límite elástico de acuerdo con lo definido en el apartado 8.4;
- w es la desviación respecto a la forma perfecta;
- α es un factor dado por la ecuación (16.14-16) o (16.14-17);
- Δ es un factor dado por la ecuación (16.14-18) o (16.14-19);
- σ_p es la tensión calculada a partir de la presión;
- σ_c es la tensión de compresión longitudinal máxima;
- $\sigma_{c,all}$ es la tensión longitudinal de compresión máxima admisible (véase 16.14.8.1);
- $\sigma_{m\acute{a}x.}$ es la tensión longitudinal máxima (positiva si es de tracción), teniendo en cuenta todas las cargas;
- $\sigma_{m\acute{i}n.}$ es la tensión longitudinal mínima (positiva si es de tracción), teniendo en cuenta todas las cargas.

16.14.3 Generalidades

Las cargas a considerar son una carga axial (F) y un momento flector (M). Deben tenerse en cuenta los casos de carga con presión cero cuando se consideran las tensiones de compresión, para tener en cuenta la posible pérdida de carga durante el funcionamiento.

Para la determinación de la fuerza axial total (F) deben distinguirse dos casos:

- 1) El extremo de la envolvente cilíndrica está libre, sin movimientos restringidos. En este caso la fuerza axial total F se define como:

$$F = F_{add} + \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot P$$

donde

F_{add} es la fuerza axial adicional sin el efecto de la presión ($F_{add} > 0$ para tracción, $F_{add} < 0$ para compresión);

P es la presión de cálculo ($P > 0$ presión interna, $P < 0$ presión externa).

El componente de la presión de la fuerza axial se calcula con el diámetro medio D para tener en cuenta la influencia de las tensiones radiales en el cilindro.

- 2) El extremo de la envolvente cilíndrica tiene su movimiento restringido (por ejemplo, tubos de un intercambiador de calor, paredes con camisas). En este caso, la fuerza axial total se puede calcular por medio de cualquier hipótesis estáticamente admisible (el cálculo por medio de la teoría elástica es estáticamente admisible pero no es la solución más favorable)

En un recipiente vertical (F) incluye también el peso del recipiente y su contenido (incluido el líquido) por encima (o por debajo) del punto considerado, dependiendo de que el soporte del recipiente este por debajo (o por encima) de ese punto.

El momento (M) incluye el efecto del viento en un recipiente vertical o el peso para un recipiente horizontal.

Es necesario hacer consideraciones especiales si existe un par importante (momento de torsión) soportado por el cilindro.

16.14.4 Cargas individuales admisibles

La fuerza de tracción máxima es:

$$F_{t,m\acute{a}x.} = \pi D \cdot e_a \cdot f \quad (16.14-1)$$

La fuerza de compresión máxima es:

$$F_{c,m\acute{a}x.} = \pi D \cdot e_a \cdot \sigma_{c,all} \quad (16.14-2)$$

El momento flector máximo es:

$$M_{m\acute{a}x.} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot e_a \cdot \sigma_{c,all} \quad (16.14-3)$$

16.14.5 Tensiones longitudinales

La tensión longitudinal máxima es:

$$\sigma_{m\acute{a}x.} = \frac{F \cdot D + 4 M}{\pi \cdot D^2 \cdot e_a} \quad (16.14-4)$$

La tensión longitudinal mínima es:

$$\sigma_{m\acute{i}n.} = \frac{F \cdot D - 4 M}{\pi \cdot D^2 \cdot e_a} \quad (16.14-5)$$

Si $\sigma_{m\acute{i}n.} < 0$ la tensión longitudinal de compresión es:

$$\sigma_c = - \sigma_{m\acute{i}n.} \quad (16.14-6)$$

16.14.6 Cilindro sometido a presión interna ($P > 0$)

La tensión circunferencial debida a la presión es:

$$\sigma_P = \frac{P \cdot D}{2 \cdot e_a} \quad (16.14-7)$$

El procedimiento de diseño es el siguiente:

- 1) Se elige un valor de e_a que cumpla los requisitos del apartado 7.4.2.
- 2) Se comprueba que:

$$\sigma_{m\acute{a}x.} \leq f \quad (16.14-8)$$

- 3) si $\sigma_{m\acute{i}n.} > 0$ ir entonces al paso 7).

4) Se determina $\sigma_{c,all}$ la tensión de compresión longitudinal máxima admisible en el cilindro de acuerdo con el apartado 16.14.8.1.

5) Se comprueba que

$$\sigma_c \leq \sigma_{c,all} \quad (16.14-9)$$

6) Se comprueba que

$$\sigma_p + \sigma_c \leq f \quad (16.14-10)$$

7) Si los criterios se cumplen, el diseño es satisfactorio, en caso contrario debería aumentarse e_a y repetir a continuación el cálculo.

16.14.7 Cilindro sometido a presión externa ($P < 0$)

La presión externa es:

$$P_e = -P \quad (16.14-11)$$

La tensión circunferencial debida a la presión es:

$$\sigma_p = \frac{P_e \cdot D}{2 e_a} \quad (16.14-12)$$

El procedimiento de diseño es el siguiente:

1) Se elige un valor de e_a que cumpla los requisitos del capítulo 8.

2) Se comprueba que

$$\sigma_{m\acute{a}x.} + \sigma_p \leq f \quad (16.14-13)$$

3) Si $\sigma_{m\acute{a}n.} > 0$ ir entonces al paso 6).

4) Se determina $P_{e,m\acute{a}x.}$ la presión externa máxima admisible en ausencia de otras cargas de acuerdo con el capítulo 8 y $\sigma_{c,all}$ de acuerdo con el apartado 16.14.8.1.

5) Se comprueba que

$$\frac{P_e}{P_{e,m\acute{a}x.}} + \frac{\sigma_c - \frac{P_e \cdot D}{4 e_a}}{\sigma_{c,all}} \leq 1 \quad (16.14-14)$$

6) Si se cumplen ambas desigualdades, el diseño es satisfactorio, en caso contrario debería aumentarse e_a y repetir a continuación el cálculo.

16.14.8 Límites de las tensiones de compresión

16.14.8.1 Cálculo

Se debe utilizar el procedimiento siguiente para determinar la tensión de compresión longitudinal admisible en una envolvente cilíndrica.

El método para medir la tolerancia se incluye a continuación (véase 16.14.8.2). El valor máximo de w/l no debe ser superior a 0,02.

1) se calcula

$$K = \frac{1,21 E e_a}{\sigma_e D} \quad (16.14-15)$$

2) si $D/e_a \leq 424$ entonces

$$\alpha = \frac{0,83}{\sqrt{1,0 + 0,005 D/e_a}} \quad (16.14-16)$$

si $D/e_a > 424$ entonces

$$\alpha = \frac{0,7}{\sqrt{0,1 + 0,005 D/e_a}} \quad (16.14-17)$$

3) si el valor máximo de w/l se encuentra comprendido entre 0,01 y 0,02, el valor de α se reduce por el factor (1,5 - 50 w/l)

4) si $\alpha K < 0,5$ entonces

$$\Delta = \frac{0,75 \alpha K}{1,5} \quad (16.14-18)$$

y si $\alpha K \geq 0,5$ entonces

$$\Delta = \frac{1,0 - \frac{0,4123}{(\alpha K)^{0,6}}}{1,5} \quad (16.14-19)$$

NOTA El factor de seguridad 1,5 en el denominador es válido para condiciones de funcionamiento. Debería adaptarse para condiciones de prueba o excepcionales de acuerdo con el capítulo 6.

5) La tensión de compresión máxima admisible es:

$$\sigma_{c,all} = \sigma_e \Delta \quad (16.14-20)$$

16.14.8.2 Tolerancias

Las tolerancias se deben comprobar utilizando 3 plantillas (véase también la figura 16.14-1):

- Una barra recta de longitud $l = 4 \sqrt{\frac{D \cdot e_n}{2}}$ pero no más larga que el 95% de la distancia entre soldaduras circunferenciales.
- Una plantilla circular curvada y según el radio de la superficie exterior del cilindro con la misma longitud l que en a) pero no más larga que el 95% de la distancia entre soldaduras longitudinales.
- Una barra recta de longitud $25 e_n$.

Para la medida de la ovalización, véase el anexo E.

16.14.9 Cargas debidas al viento y sísmicas

El cálculo de las cargas debidas al viento se debe realizar de la manera recomendada para estructuras en el territorio donde se vaya a utilizar el recipiente.

Estos métodos pueden aplicarse a cargas sísmicas cuando se decida que dichas cargas pueden tratarse como cargas estáticas equivalentes.

Se deben considerar las oscilaciones inducidas por el viento para recipientes verticales con relaciones de altura a diámetro de 10:1 superiores y de diámetro a espesor de 100:1 o superiores.

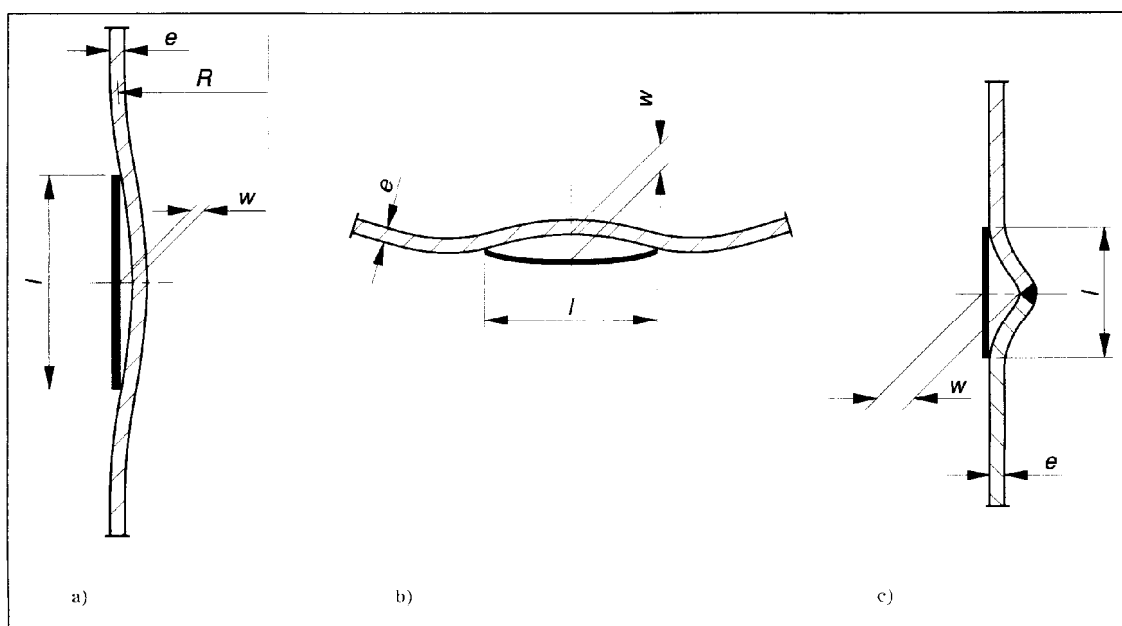


Figura 16.14-1 – Plantillas para comprobar tolerancias

17 EVALUACIÓN SIMPLIFICADA DE LA DURACIÓN POR FATIGA

17.1 Objeto

17.1.1 Este apartado especifica los requisitos para la evaluación simplificada de los daños por fatiga debidos a fluctuaciones de la presión.

NOTA Los requisitos se basan en hipótesis conservadoras. Más exactamente, se obtienen usualmente resultados menos conservadores mediante la aplicación del capítulo 18.

17.1.2 Otras cargas cíclicas, por ejemplo las debidas a cambios de temperatura durante el funcionamiento o a la variación de cargas externas se evalúan normalmente de acuerdo con el capítulo 18. Sin embargo, en este apartado se permite tener en cuenta cargas cíclicas no debidas a la presión mediante lo siguiente:

- sumando los intervalos de tensiones resultantes de tales ciclos al intervalo de tensiones resultante de los ciclos de presión, según la ecuación (17.6-1), si los ciclos de cargas distintas de la presión se producen simultáneamente con los ciclos de presión;
- o sumando los daños por fatiga resultantes de tales ciclos a los daños resultantes de los ciclos de presión, según la ecuación (17.7-1), si los ciclos de cargas distintas de la presión y los ciclos de presión actúan independientemente.

Para cargas distintas de la presión que actúen en combinación con presión de una forma más compleja, se deben asimilar a uno de los dos casos precedentes, de tal manera que se garantice un planteamiento conservador.

NOTA En este apartado no se proporciona ninguna información para estimar los intervalos de tensiones debidos a cargas distintas de la presión. Cuando se tienen en cuenta tales cargas, la determinación de los intervalos de tensiones correspondientes es responsabilidad del fabricante.

17.2 Definiciones específicas

Se aplican las definiciones y términos siguientes además de los incluidos en el capítulo 3.

17.2.1 límite de corte:

Intervalo de tensiones cíclicas por debajo del cual se desprecian los daños por fatiga.

17.2.2 espectro del intervalo de tensiones de diseño:

Histograma del número de veces que ocurren todos los ciclos de tensiones de distintos intervalos previstos durante la vida de diseño.

17.2.3 tensión de entalla efectiva:

La tensión que determina el comportamiento frente a la fatiga en una entalla.

17.2.4 factor efectivo de concentración de tensiones:

Relación entre la tensión de entalla efectiva (tensión total) y la tensión estructural en el mismo punto.

17.2.5 límite de resistencia:

Intervalo de tensiones cíclicas por debajo del cual no se producen daños por fatiga bajo cargas de amplitud constante.

17.2.6 ciclos de plena presión:

Ciclos de presión del intervalo $\Delta P = P_{\text{máx}}$.

NOTA Véase también el apartado 5.4.2.

17.2.7 ciclos de plena presión equivalentes:

Número n_{eq} de ciclos de plena de presión que causan los mismos daños que n ciclos del intervalo ΔP dado por la ecuación (5.4-2).

17.2.8 curvas de diseño a fatiga:

Curvas dadas en este capítulo de $\Delta\sigma_R$ en función de N para material soldado y sin soldar.

17.2.9 intervalo de tensiones:

Diferencia entre los valores máximo y mínimo del ciclo (dos veces la amplitud de las tensiones).

17.2.10 intervalo de tensiones pseudoelásticas:

Intervalo de tensiones calculados suponiendo un comportamiento elástico puramente lineal del material.

17.2.11 tensión estructural:

Distribución de tensiones en un modelo de estructura exenta de concentración de tensiones, que refleja la configuración geométrica global de la estructura, pero excluye las discontinuidades estructurales locales (por ejemplo, borde de la soldadura, radios pequeños).

En las zonas de recipientes del tipo de placa o envolvente, la tensión estructural debida a la presión se distribuye linealmente a través del espesor.

NOTA Para más detalles sobre tensión estructural, véase el capítulo 18.

17.2.12 tensión de entalla (tensión total):

Tensión local situada en la raíz de una entalla de la estructura, calculado sobre una base elástica.

NOTA Para más detalles sobre tensión de entalla, véase el capítulo 18.

17.2.13 factor de tensión:

Factor para determinación de la tensión máxima estructural que puede producirse en un detalle de un recipiente, debida a la configuración geométrica de uno o varios componentes.

17.2.14 factor teórico de concentración de tensión:

Relación entre la tensión de entalla, calculada sobre una base puramente elástica, y la tensión estructural en el mismo punto.

17.2.15 índice de daños totales por fatiga:

Valor que representa la magnitud de los daños por fatiga de diseño causados por aplicación del espectro del intervalo de tensiones de diseño.

NOTA Se considera que se ha producido el fallo cuando este valor llega a 1.

17.2.16 zona crítica:

Una zona en la cual el índice de daños totales por fatiga supera el valor máximo $D_{\text{máx.}}$ definido de la forma siguiente:

$$D_{\text{máx.}} = 0,8 \text{ para } 500 < n_{\text{eq}} \leq 1\ 000$$

$$D_{\text{máx.}} = 0,5 \text{ para } 1\ 000 < n_{\text{eq}} \leq 10\ 000$$

$$D_{\text{máx.}} = 0,3 \text{ para } n_{\text{eq}} > 10\ 000$$

17.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4.

Símbolo	Descripción	Unidad
C_1	constante de ecuaciones de curvas de diseño a fatiga de uniones soldadas	(MPa) ³
C_2	constante de ecuaciones de curvas de diseño a fatiga de uniones soldadas	(MPa) ⁵
C_3	constante de ecuaciones de curvas de diseño a fatiga de zonas no soldadas	(MPa) ¹⁰
D	índice de daños totales por fatiga, véase la ecuación 17.7-1	
$D_{\text{máx.}}$	valor máximo admisible del índice de daños totales por fatiga en zonas no críticas	
C_e	factor de corrección para tener en cuenta la influencia del espesor de la pared en la resistencia a la fatiga	
C_T	factor de corrección para tener en cuenta la influencia de la temperatura en la resistencia a la fatiga	
K_f	factor de concentración de tensiones efectiva	
K_t	factor de concentración de tensiones teórica	
k	número de intervalos de presión que forman juntos la especificación de la carga	
N	número admisible de ciclos obtenido de la curva de diseño a fatiga pertinente (el sufijo i se refiere al número para el intervalo de tensiones i ésimo, $i = 1, \dots, k$)	
n	número de ciclos de tensiones aplicados (el sufijo i se refiere al número para el intervalo de tensiones i ésimo, $i = 1, \dots, k$)	
r	radio de transición en la unión de paredes	mm
$T_{\text{mín.}}$	temperatura mínima de funcionamiento durante un ciclo	°C
$T_{\text{máx.}}$	temperatura máxima de funcionamiento durante un ciclo	°C

Símbolo	Descripción	Unidad
T^*	temperatura media supuesta para el ciclo	°C
u	ovalización (de una sección transversal circular de un recipiente)	
δ	parámetro para medida de desalineación, de pico o plana	mm
η	factor de tensión para un componente, dado en la tabla 17.1	
ΔP	intervalo de presiones calculado a partir de la diferencia algebraica de las presiones máxima y mínima que se aplican en el ciclo considerado El vacío y otras presiones externas que induzcan tensiones de membrana de compresión se deben considerar negativos. NOTA En este caso, algunos ciclos pueden tener un intervalo ΔP superior a la presión de cálculo máxima $P_{\text{máx}}$ del recipiente o parte del mismo.	MPa
$\Delta\sigma$	Intervalo de tensiones pseudoelásticas	N/mm ²
$\Delta\sigma^*$	intervalo de tensiones ficticias para inserción en las curvas de diseño a fatiga	N/mm ²
$\Delta\sigma_R$	intervalo de tensiones de referencia de curvas de diseño a fatiga	N/mm ²
$\Delta\sigma_D$	límite de resistencia para un intervalo de tensiones constante	N/mm ²
$\Delta\sigma_{\text{Cut}}$	límite de corte	N/mm ²
NOTA $P_{\text{máx}}$ utilizada en el capítulo 17 está definido en la Nota3 del apartado 3.16.		

17.4 Condiciones de aplicabilidad

17.4.1 Este apartado es aplicable a componentes y uniones de recipientes a presión sometidos a presión y diseñados de acuerdo con los capítulos 7 a 16 (es decir, aquellos a los que es aplicable la fórmula), con la excepción de los fuelles. Se supone que los recipientes han sido diseñados, fabricados y probados de acuerdo con todos los demás requisitos de esta norma.

Para la evaluación de la fatiga de partes diseñadas de acuerdo con los anexos B o C, se permite el uso de este apartado bajo la condición de que los intervalos de tensiones tenidos en cuenta sean los resultantes de un análisis de tensiones detallado, en lugar de los dados por la ecuación 17.6-1.

17.4.2 Este capítulo no es aplicable a recipientes del grupo de ensayos 4.

17.4.3 La aplicación de este apartado está limitada a aceros ferríticos y austeníticos (laminados, forjados y fundidos).

17.4.4 Este apartado sólo se aplica a componentes que funcionen fuera del intervalo de fluencia.

17.4.5 En cuanto a los defectos de soldadura:

Para la aplicación de este apartado, se deben cumplir las condiciones siguientes (de acuerdo con lo exigido por la Norma EN 13445-5:2009, anexo G), además de los criterios generales de aceptación para imperfecciones de soldadura dados en la Norma EN 13445-5:2009:

- ausencia de rebajes,
- ausencia de concavidad en la raíz,
- ausencia de falta de penetración para soldaduras de plena penetración,
- inspección al 100%, visualmente y mediante END, con los criterios de aceptación especificados en la Norma EN 13445-5:2009, anexo G, de todas las zonas críticas.

17.4.6 En cuanto a las tolerancias:

- las tolerancias de fabricación no deben ser superiores a las indicadas en la Norma EN 13445-4:2009;
- para soldaduras de costura, el fabricante debe suponer ciertas tolerancias y obtener los factores de tensión correspondientes a utilizar para evaluación de la fatiga (véase la tabla 17-1, casos S1.2 a S1.5, S2.2 a S2.4 y S5.2 a S5.4). Luego se deben comprobar las tolerancias supuestas y se deben garantizar después de la fabricación.

17.4.7 Los datos sobre los cuales están basados estos requisitos son válidos para fatiga en aire seco. Se presupone que no hay efectos medioambientales que puedan reducir aún más la resistencia a la fatiga. Para diseños en los que intervengan dichos efectos, véase el apartado 18.4.5.

NOTA Para partes de recipientes fabricados de aceros no austeníticos y que funcionen en contacto con agua a temperaturas superiores a 200 °C, el cambio de tensiones debido a variaciones de presión por encima y por debajo de la presión de funcionamiento en la cual se forma la capa protectora de magnetita, se puede producir agrietamiento en esta capa. Para la evaluación de este riesgo, se puede consultar la Norma EN 12952-3:2001, 13.4.3.

17.4.8 Para aplicación de este apartado, deben incluirse en las instrucciones de funcionamiento instrucciones para el mantenimiento apropiado.

NOTA En el anexo M, se dan recomendaciones sobre el mantenimiento apropiado.

17.5 Generalidades

17.5.1 ΔP debe obtenerse aplicando el método simplificado de recuento de ciclos descrito en el apartado 18.9.2 o el método de recuento de ciclos del depósito del apartado 18.9.3 y considerando fluctuaciones de presión en lugar de tensiones.

17.5.2 Los cálculos de acuerdo con el apartado 17.6 deben realizarse para los diversos componentes de los recipientes. La duración más baja obtenida corresponde a la resistencia a la fatiga del recipiente.

17.5.3 Cuando el diseño cumpla todos los requisitos:

$$\eta \leq 3,$$

$$f \leq 195 C_e \cdot C_t \text{ MPa},$$

$$\text{clase de fatiga} \geq 63,$$

se aplican los dos criterios siguientes para despreciar las fluctuaciones de presión independientemente uno de otro:

- pueden despreciarse las fluctuaciones de presión cuando ΔP no sea superior al 5,0% de $P_{\text{máx.}}$ independientemente del número de ciclos de carga;
- si el número de ciclos principales de la presión de funcionamiento no es equivalente a más de 500 ciclos de plena presión, pueden despreciarse las pequeñas fluctuaciones de presión adicionales si su intervalo ΔP no es superior al:

$$12,5\% \text{ de } P_{\text{máx.}}, \text{ si } n \text{ o } n_{\text{eq}} \leq 1 \times 10^6$$

$$\text{o } 10,0\% \text{ de } P_{\text{máx.}}, \text{ si } n \text{ o } n_{\text{eq}} \leq 2 \times 10^6$$

$$\text{o } 7,5\% \text{ de } P_{\text{máx.}}, \text{ si } n \text{ o } n_{\text{eq}} \leq 5 \times 10^6$$

donde

n o n_{eq} es el número de estas pequeñas fluctuaciones de presión.

17.6 Determinación del número admisible de ciclos de presión

17.6.1 Intervalo de tensiones pseudoelásticas

17.6.1.1 $\Delta\sigma$ se deben calcular a partir de ΔP de la manera siguiente:

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta P}{P_{\text{máx.}}} \cdot \eta \cdot f \quad (17.6-1)$$

donde

$P_{\text{máx.}}$ es la presión máxima admisible del componente o parte del recipiente considerado, de acuerdo con lo definido en el capítulo 4, excepto para fondos cóncavos en los cuales se aplica una definición específica de $P_{\text{máx.}}$ (véase la NOTA 2 de la tabla 17-1);

f es la tensión nominal de diseño del componente o parte del recipiente considerado a la temperatura de cálculo.

En partes de recipientes que tengan una presión máxima admisible que dependa de más de un valor de f (por ejemplo en aberturas con distintos materiales en el manguito y en la envolvente), se permite obtener un valor ficticio de $P_{\text{máx.}}$ calculado suponiendo un valor único y arbitrario de f para toda la parte, utilizándolo luego para determinar $\Delta\sigma$ de acuerdo con la ecuación 17.6-1, siempre que se utilice el mismo valor de f en esta ecuación. Si se utiliza el verdadero valor de $P_{\text{máx.}}$, el valor de f a utilizar en la ecuación 17.6-1 debe ser la mayor de las tensiones nominales de diseño de los distintos materiales que tengan, en la parte considerada, una influencia sobre $P_{\text{máx.}}$.

Para simplificar, puede utilizarse la presión máxima admisible de todo el recipiente en lugar de la presión correspondiente al componente o parte $P_{\text{máx.}}$ o la presión de cálculo P , junto con las tensiones de diseño nominales más altas de todos los componentes del recipiente.

NOTA 1 Estas simplificaciones conducen a resultados más conservadores.

NOTA 2 Puesto que f en la ecuación (17.6-1) se toma a la temperatura de cálculo, la relación $P_{\text{máx.}}/f$ es independiente de la temperatura.

El valor de η se obtendrá de la tabla 17-1 para cada detalle del recipiente. Es un límite superior de la relación siguiente:

$$\frac{\text{esfuerzo estructural máximo sometido a presión } P_{\text{máx.}}}{\text{esfuerzo nominal de diseño considerado a la temperatura de cálculo}}$$

Para evaluar la resistencia a la fatiga de un detalle no cubierto por la tabla 17-1, el valor de η se debe obtener mediante una estimación de la tensión estructural máxima del detalle sometido a presión $P_{\text{máx.}}$.

Para simplificar, el valor máximo de η para todo el recipiente se puede tomar para cualquier detalle.

NOTA En algunos casos, un cálculo detallado de acuerdo con el capítulo 18 puede ser más exacto que estimar un valor de η . Esto es especialmente aplicable a cierres de leva, cierres automáticos, cierres roscados y uniones de mordazas.

17.6.1.3 Si $\Delta\sigma > 3f$, $\Delta\sigma$ se debe incrementar de acuerdo con la regla dada en el apartado 18.8 para tener en cuenta las condiciones cíclicas elasto-plásticas.

Tabla 17-1 – Factores de tensión η y presiones máximas permitidas asociadas

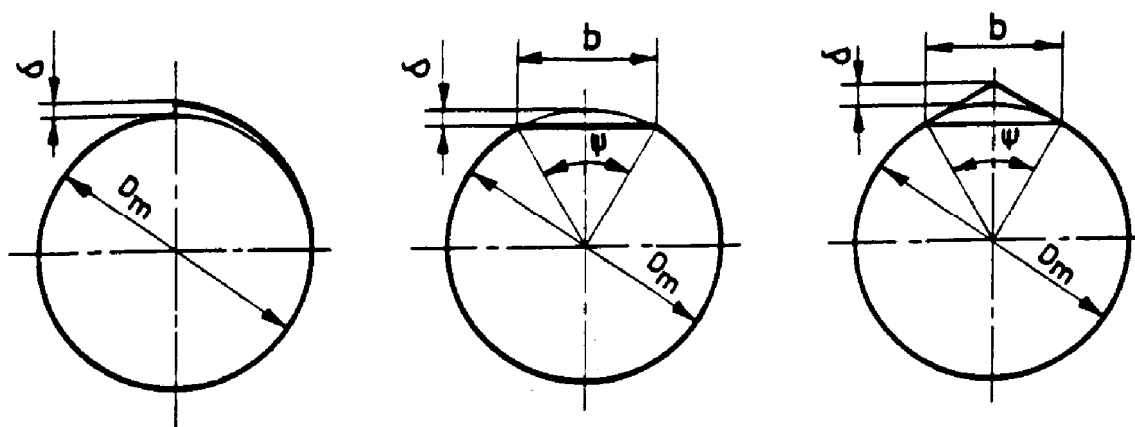
Descripción del detalle		Nº del detalle	Presión máxima permitida $P_{m\acute{a}x.}$	Condiciones	η	Detalles correspondientes de la tabla 17-4		
Envolventes cilíndricas o cónicas	Soldadura a tope longitudinal	sin imperfección de forma	S1.1	envolvente cilíndrica: ecuación (7.4-3) ⁴⁾ envolvente cónica: ecuación (7.6-4) ⁴⁾	$e_1 = e_2$ (= e)	$1,0 z^{1)}$	1.1 a 1.3, 1.5	
		con desviación $\delta^{2)}$, sin ovalización y en pico o plana	S1.2			$(1+\eta_1)z^{1)}$, $\eta_1 = 3\delta/e$		
		con ovalización $u^{3)}$, sin desviación y en pico o plana	S1.3			todo u ----- límite superior para $u \leq 2\%$		$(1+\eta_2)z^{1)}$, $\eta_2 = 1,5u \cdot D/e$ $1,5z^{1)}$
		En pico o plana $\delta^{2)}$, sin desviación ni ovalización	S1.4			todo δ ----- para $\delta = e/3$		$(1+\eta_4)z^{1)}$, $\eta_4 = 6\delta/e$ $3,0z^{1)}$
		Caso general (combinación de desviación, ovalización y en pico o plana)	S1.5					$(1+\eta_1+\eta_2+\eta_4)z^{1)}$
		Soldadura a tope circunferencial	con espesores de pared iguales, sin desviación			S2.1		$D_1 = D_2$ y $e_1 = e_2$
	con espesores de pared desiguales, sin desviación		S2.2		$D_1 = D_2$	$(1+\eta_0)z^{1)}$, $\eta_0 = 0,1$	1.2	
	con desviación $\delta^{2)}$ y con espesores de pared iguales		S2.3		$e_1 = e_2$ (= e)	$(1+\eta_1)z^{1)}$, $\eta_1 = \delta/2e$	1.3, 1.5 y 1.6	
	caso general (combinación de desviación y espesores desiguales)		S2.4		$e_1 \leq e_2$	$(1+\eta_0+\eta_1)z^{1)}$, $\eta_1 = \delta/2e_2$	1.1 a 1.3, 1.5 y 1.6	
	Unión solapada circunferencial		S3		$e_1 = e_2$	$1,8z^{5)}$	1.7	
	Anillo de refuerzo (con distancia entre refuerzos b)		S4		$b \leq \sqrt{D \cdot e}$	$1,0z^{5)}$	5.3	
					$b > \sqrt{D \cdot e}$	$1,8z^{5)}$		

Descripción del detalle		Nº del detalle	Presión máxima permitida $P_{m\acute{a}x.}$	Condiciones	η	Detalles correspondientes de la tabla 17-4	
Envoltentes esféricas	Todas las soldaduras a tope	sin imperfección de forma	S5.1	ecuación (7.4-6) ⁴⁾		$1,0z^{1)}$	1.1 a 1.3, 1.5
		con desviación $\delta^2)$, sin desalineación angular	S5.2			$(1+\eta_1)z^{1)}, \eta_1 = 1+3 \delta/e$	
		con desalineación angular $\theta^6)$, sin desviación	S5.3			$(1+\eta_3)z^{1)}, \eta_3 = \frac{\theta}{50} \sqrt{\frac{D_m}{2e}}$	
		caso general (combinación de desviación y desalineación angular)	S5.4			$(1+\eta_1+\eta_3)z^{1)}$	
Fondos cóncavos	Zona del borde		DE1	ecuación (7.5-7) ⁷⁾	$R/D_i \leq 8$ y $r/D_e \geq 0,15$	2,0	1.1 a 1.3, 1.5, o sin soldar
					Otros valores de parámetros	2,5	
Fondos cónicos	Extremo grandes sin borde	CE1.1	véase el procedimiento del apartado 7.6.6.3	Todos los parámetros	3,0	1.4	
	Extremo grande con borde	CE1.2	véase el procedimiento del apartado 7.6.7.3	$0,01 \leq r/D_c \leq 0,3$	MÁX. $\{1; 3,0 - 9 r/D_c\}$	1.1 a 1.3, 1.5	
	Extremo pequeño	CE2	ecuación (7.6-27)		2,5	1.1 a 1.3, 1.4 y 1.5	
Aberturas en envoltentes (con espesor e_s)	Sin un manguito		OS1	ecuación (9.5-10) o (9.5-12)	$d_i/D_i \leq 0,6$	3,0	sin soldar
	Manguito (con espesor e_n), sin placa de refuerzo	con soldaduras de plena penetración	OS2.1	ecuación (9.5-10) o (9.5-12)	$0,7 \leq e_n/e_s \leq 1,5$ y $d_i/D_i \leq 0,6$	3,0	3 a)
		con soldaduras de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $\geq 0,8 e_{m\acute{i}n.}$	OS2.3			3,0	3 b)
		con soldaduras de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $< 0,8 e_{m\acute{i}n.}$ ⁸⁾	OS2.4			ecuación (9.5-10) o (9.5-12) ----- $P_{m\acute{a}x.}$ de componente de espesor $e_{m\acute{i}n.}$ (envolvente sin perforar o manguito)	

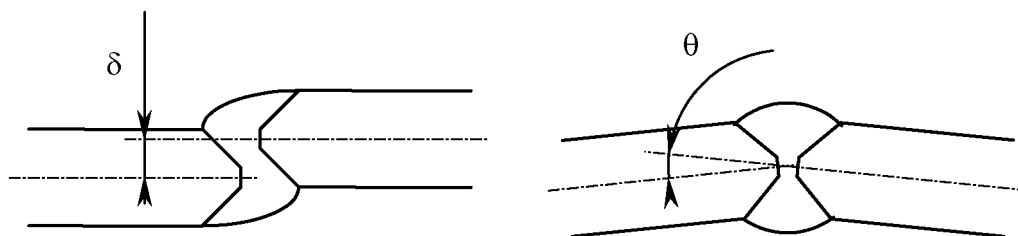
Descripción del detalle			Nº del detalle	Presión máxima permitida $P_{m\acute{a}x.}$	Condiciones	η	Detalles correspondientes de la tabla 17-4	
Aberturas en envolventes (con espesor e_s)	Manguito (con espesor e_n) con placa de refuerzo (con espesor e_p)	con soldaduras de plena penetración	OS3.1	ecuación (9.5-10) o (9.5-12)	$0,7 \leq e_n / e_s \leq 1,5$ $d_i / D_i \leq 0,6$ y $e_p / e_s \leq 1,0$	4,0	3 a)	
		con soldaduras de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $\geq 0,8 e_{min.}$	OS3.2			4,0	3 b)	
		con soldaduras de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $< 0,8 e_{min.}$ ⁸⁾	OS3.3	ecuación (9.5-10) o (9.5-12) ----- $P_{m\acute{a}x.}$ de componente de espesor $e_{min.}$ (envolvente sin perforar o manguito)		4,0 con clase según la tabla 17-4 ----- 2,4 con clase 32		
Placa insertada o superpuesta (en envolvente de espesor e_s)	con soldaduras de plena penetración		P1	ecuación (9.5-14) o (9.5-17)		3,0 ⁵⁾	7.1 b) y 7.3 a)	
	con soldaduras de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $\geq 0,8e_s$		P2	ecuación (9.5-14) o (9.5-17)		3,0 ⁵⁾	7.3 b) y 7.4	
	con soldaduras de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $< 0,8e_s$ ⁸⁾		P3	ecuación (9.5-14) o (9.5-17) ----- $P_{m\acute{a}x.}$ de la envolvente sin perforar		3,0 con clase según la tabla 17-4 ----- 1,8 con clase 32		
Fondos planos soldados (unión a la envolvente)	Fondo plano soldado superpuesto o insertado	con soldaduras de plena penetración	FE1.1	véase el capítulo 10 ⁹⁾		3,0	2.1 a) y 2.1 c)	
		con soldaduras de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $\geq 0,8e_s$	FE1.2		3,0	2.3 a) y 2.3 c)		
		con soldaduras de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $< 0,8 e_s$ ⁸⁾	FE1.3	véase el capítulo 10 ⁹⁾ ----- $P_{m\acute{a}x.}$ de la envolvente		3,0 con clase según la tabla 17-4 ----- 1,8 con clase 32	2.1 b) y 2.3 b)	
	Fondo plano soldado a tope a la envolvente con ranura de alivio		FE2				3,0	2.2
	Fondo plano soldado a tope a la envolvente con radio de transición o borde		FE3				1,5	1.1 a 1.3 1.5 y 1.6
			FE4	véase el capítulo 10 ⁹⁾	sin abertura central		1,0	sin soldar

Descripción del detalle		Nº del detalle	Presión máxima permitida $P_{m\acute{a}x.}$	Condiciones	η	Detalles correspondientes de la tabla 17-4		
Bridas	unión a la envolvente (de espesor e_s)	Brinca de cuello para soldar (soldada a tope a la envolvente)	F1	véase el capítulo 11 ¹⁰⁾ o el anexo G ¹⁰⁾		1,5	7.1 a)	
		Brida deslizante	soldada a la envolvente con soldadura de plena penetración	F2.1	véase el capítulo 11 ¹⁰⁾ o el anexo G ¹⁰⁾		1,5	7.2 a)
			soldada a la envolvente con soldadura de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $\geq 0,8e_s$	F2.2				
			soldada a la envolvente con soldadura de penetración parcial o de cordón triangular con garganta $\geq 0,8e_s$ ⁸⁾	F2.3	véase el capítulo 11 ¹⁰⁾ o el anexo G ¹⁰⁾ ----- $P_{m\acute{a}x.}$ de la envolvente		1,5 con clase según la tabla 17-4 ----- 0,9 con clase 32	7.2 b)
	unión entre cubo y placa	F3	véase el capítulo 11 ¹⁰⁾ o el anexo G ¹⁰⁾		1,5	sin soldar		
Camisas	Unión de anillo o cónica de la camisa en ambos extremos a la envolvente cilíndrica	J1	- unión de anillo: ecuación 7.4-3 - unión cónica: véase el procedimiento indicado en los apartados 7.6.6.3 ó 7.6.7.3	$D_2 / D_1 \leq 1,2$	$2,0 \cdot z^{1)}$	4		
	Unión cónica ¹¹⁾ de la camisa en un extremo a la envolvente cilíndrica y en el otro extremo a un fondo cóncavo	J2	véase el procedimiento indicado en los apartados 7.6.6.3 ó 7.6.7.3	Sin borde ----- Con borde	3,0 ----- 2,5			
Partes soldadas superpuestas	Placa de refuerzo (con espesor e_p)	W1	para los detalles de la envolvente, véanse los detalles S.1 a S.3)	$e_p \leq 1,5 e_s$	$2,0 \cdot z^{12)}$	5.2		
	Nervio, abrazadera u orejeta para izar	W2		Sin fuerza externa	$2,0 \cdot z^{12)}$	5.1		
	Soporte o cartela	W3		Con carga sobre el soporte constante	$2,0 \cdot z^{12)}$	6.1 a 6.5		

Descripción del detalle	Nº del detalle	Presión máxima permitida $P_{m\acute{a}x.}$	Condiciones	η	Detalles correspondientes de la tabla 17-4
1) El valor del coeficiente de unión z a utilizar para la determinación de η es el que se utiliza para el cálculo de espesor de la envolvente considerada.					
2) El procedimiento para medir δ se muestra en la figura 17-1.					
3) $u = 2 (D_{m\acute{a}x.} - D_{m\acute{i}n.}) / (D_{m\acute{a}x.} + D_{m\acute{i}n.})$					
4) Si $e_1 \neq e_2$, $P_{m\acute{a}x.}$ se debe calcular utilizando el espesor más pequeño.					
5) Este valor de η es provisional, en ausencia de una estimación mejor.					
6) θ es el ángulo entre tangentes a las placas a tope, en grados.					
7) Para uso de acuerdo con el presente capítulo, $P_{m\acute{a}x.}$ se toma igual a P y dado por la ecuación (7.5-7). Las otras determinaciones posibles de P_s , P_b (dadas por las ecuaciones (7.5-6) y (7.5-8) respectivamente) no son pertinentes aquí.					
8) Para un detalle semejante, se debe hacer un doble cálculo: – uno con la clase dada por la tabla 17-4 para el detalle considerado, – otro con la clase 32, tomando para cada uno de ellos el valor apropiado de $P_{m\acute{a}x.}$ dado por la línea pertinente de la tabla 17-1, junto con el correspondiente valor de f . NOTA El objeto del primer cálculo es cubrir el riesgo de agrietamiento desde el borde de la soldadura y el del segundo el riesgo de agrietamiento desde la raíz de la soldadura.					
9) La presión máxima de cálculo es la correspondiente al fondo plano (no la de la envolvente cilíndrica adyacente) En la fórmula 17.6-1, el valor de f que se tiene que introducir es el menor de los correspondientes al fondo y a la envolvente. Puesto que en el capítulo 10 no se da ninguna fórmula explícita para $P_{m\acute{a}x.}$, ésta se debe calcular como la presión que da el espesor del fondo requerido igual al espesor de análisis. Como una simplificación conservadora $P_{m\acute{a}x.}$ se puede tomar como P_{design} .					
10) La presión máxima de cálculo no se da explícitamente en el capítulo 11. Se debe calcular como la presión que da tensiones límites iguales a los límites admisibles o en el anexo G una relación de cargas igual a 1,0. Como una simplificación conservadora $P_{m\acute{a}x.}$ se puede tomar como P_{design} .					
11) En el estado actual de los conocimientos, no hay disponibles ningún valor de η para uniones por anillo en ese caso. Debería utilizarse una evaluación detallada de la fatiga de acuerdo con el capítulo 18.					
12) El valor del coeficiente de unión a utilizar para la determinación de η es el que se utiliza para el cálculo de espesor de la envolvente a la cual se suelda la parte considerada.					



a) soldadura longitudinal en una envolvente cilíndrica



b) soldadura en una envolvente esférica

Figura 17-1 – Definición de parámetros para imperfecciones de forma de soldaduras a tope

17.6.2 Correcciones del intervalo de tensiones

17.6.2.1 Espesor

El factor de corrección para tener en cuenta el espesor de la pared es:

para $25 \text{ mm} < e_n < 150 \text{ mm}$:

$$C_e = \left(\frac{25}{e_n} \right)^{0,25} \quad (17.6-2)$$

El factor de corrección C_e está representado en la figura 17-2.

Esta corrección se debe aplicar a todas las uniones soldadas, salvo las de la clase 32 y las soldaduras a tope esmeriladas hasta enrasar.

En uniones de componentes de espesores distintos, e_n se debe tomar del componente más delgado.

NOTA La parte más delgada es aquella en la que es más probable que se produzca agrietamiento por fatiga.

Para $e_n < 25 \text{ mm}$, $C_e = 1$.

Para $e_n > 150 \text{ mm}$, se aplica el factor de corrección para $e_n = 150 \text{ mm}$.

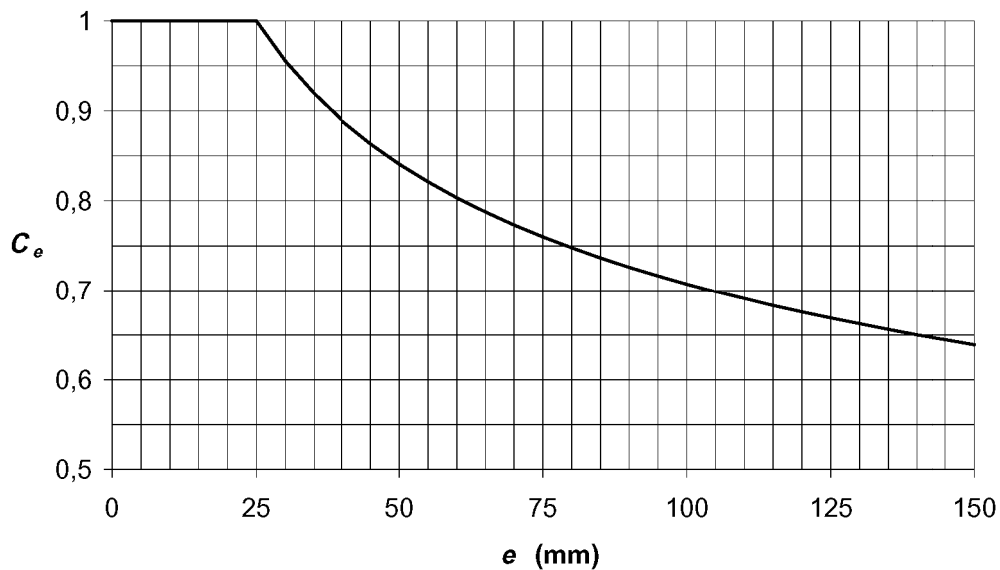


Figura 17-2 – Factor de corrección del espesor

17.6.2.2 Temperatura

El factor de corrección para tener en cuenta la temperatura es:

Para $T^* \geq 100$ °C:

– para materiales ferríticos:

$$C_T = 1,03 - 1,5 \times 10^{-4} T^* - 1,5 \times 10^{-6} (T^*)^2 \quad (17.6-3)$$

– para materiales austeníticos:

$$C_T = 1,043 - 4,3 \times 10^{-4} T^* \quad (17.6-4)$$

donde

T^* , en °C, es la temperatura media del ciclo supuesta, definida como:

$$T^* = 0,75 T_{\text{máx.}} + 0,25 T_{\text{mín.}} \quad (17.6-5)$$

Para $T^* < 100$ °C, $C_T = 1$.

Esta corrección se ilustra en la figura 18-10.

17.6.2.3 Efecto de entalla

En una zona sin soldadura, el factor efectivo de concentración de tensiones K_f se debe calcular de la manera siguiente:

$$K_f = 1 + \frac{1,5 (K_t - 1)}{1 + 0,5 \cdot \text{MÁX.} \left\{ 1; K_t \frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_D} \right\}} \quad (17.6-6)$$

donde

K_t es el factor teórico de concentración de tensiones en el punto considerado y $\Delta\sigma_D$ el límite de duración de la clase UW (véase la tabla 17-3).

Este factor se debe aplicar a la tensión estructural para obtener la tensión de entalla, que es el tipo de tensión utilizada para la evaluación de zonas sin soldar (véase la ecuación 17.6-9).

NOTA K_t sólo tiene importancia en lugares donde existe un efecto de entalla apreciable.

En aristas con radios de transición pequeños r (por ejemplo, en la base de manguitos forjados/mecanizados, véase la figura 17-3), se pueden suponer las siguientes estimaciones de K_t :

para $r \geq e/4$:

$$K_t = 1,4 \quad (17.6-7)$$

para $r \geq e/8$:

$$K_t = 1,8 \quad (17.6-8)$$

donde

e es el espesor de la pared más delegada de la unión.

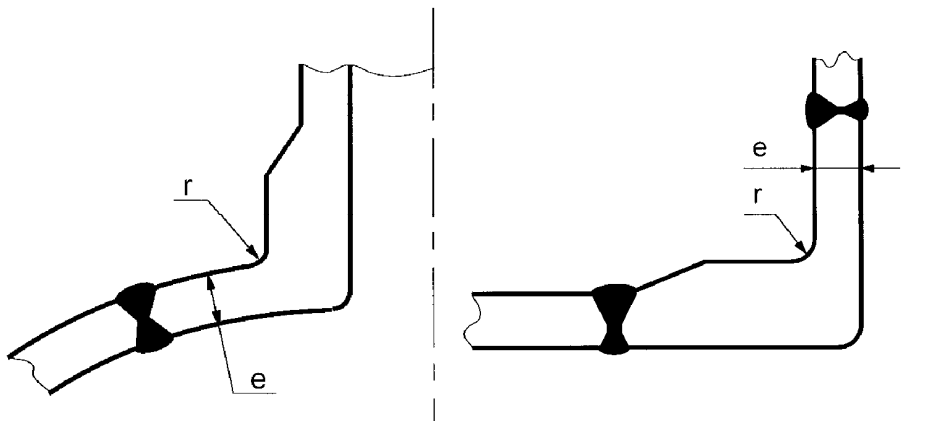


Figura 17-3 – Aristas típicas con radios de transición pequeños (zonas sin soldar)

17.6.3 Intervalo de tensiones ficticio

17.6.3.1 En una unión soldada:

$$\Delta\sigma^* = \left(\frac{\Delta\sigma}{C_e \cdot C_T} \right) \quad (17.6-9)$$

NOTA Este es el intervalo de tensiones estructurales (según lo definido en el apartado 17.2.11), que se tiene que utilizar conjuntamente con las curvas de fatiga de diseño de uniones soldadas, en las cuales se incluye el efecto de entalla.

17.6.3.2 En una zona sin soldar:

$$\Delta\sigma^* = \left(\frac{\Delta\sigma}{C_e \cdot C_T} \right) K_f \quad (17.6-10)$$

NOTA Este es el intervalo de tensiones efectivas de entalla (según lo definido en el apartado 17.2.3), que se tiene que utilizar conjuntamente con las curvas de fatiga de diseño de zonas sin soldar, en las cuales no se incluye el efecto de entalla.

17.6.4 Curvas de diseño teniendo en cuenta la fatiga

17.6.4.1 Las curvas de diseño teniendo en cuenta la fatiga las dan las ecuaciones indicadas a continuación y representadas en la figura 17-4.

Las curvas se identifican mediante números de clase. La curva individual marcada con la clase UW es la que se aplica a zonas no soldadas. Las demás curvas se refieren a uniones soldadas.

NOTA El valor de la "clase" corresponde al intervalo de tensiones admisibles para $N = 2 \times 10^6$ ciclos.

Cada curva tiene 2 partes, correspondientes a resistencia por encima y por debajo del número de ciclos correspondiente a un límite de resistencia de amplitud constante $\Delta\sigma_D$, es decir 5×10^6 ciclos para uniones soldadas y 2×10^6 ciclos para zonas sin soldar.

Las líneas de puntos de la figura 17-4 sólo son aplicables a cargas de amplitud variable que incluyen intervalos de tensiones mayores que $\Delta\sigma_D$.

Las curvas terminan a $N = 1 \times 10^8$ ciclos. El intervalo de tensiones correspondiente es el límite de corte $\Delta\sigma_{Cut}$. Las tensiones por debajo de este límite se supone que no provocan fatiga y por tanto no se tienen que considerar.

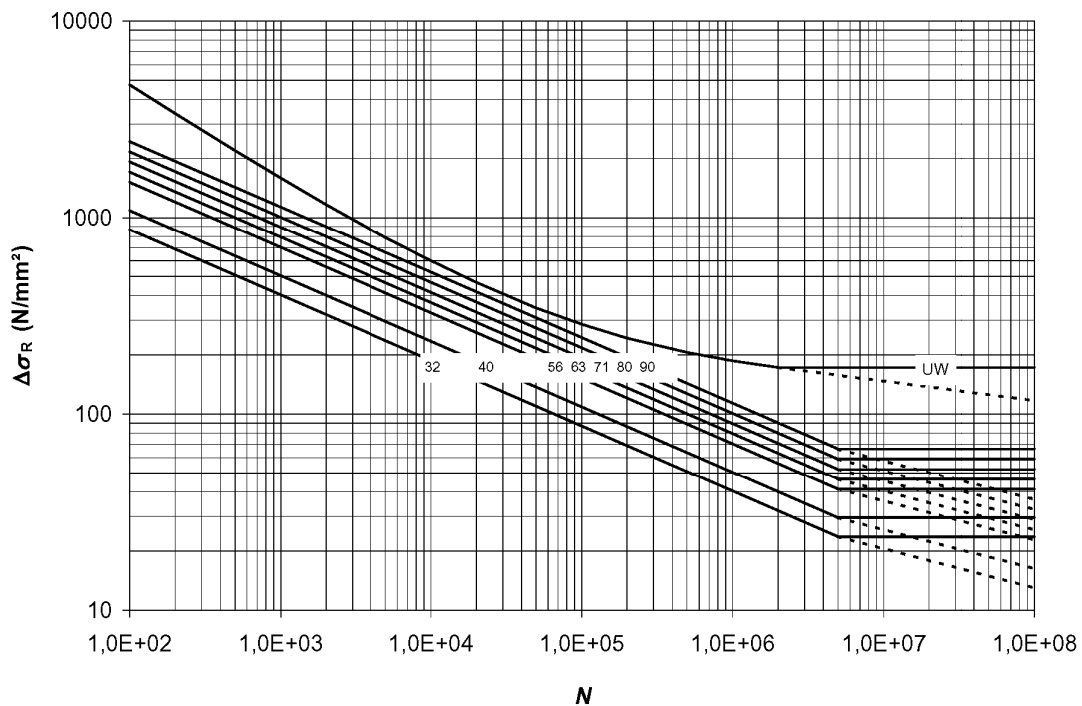


Figura 17-4 – Curvas de diseño a fatiga

17.6.4.2 Para uniones soldadas, las curvas de diseño a fatiga de la figura 17-4 se describen mediante las ecuaciones siguientes:

– para $N \leq 5 \times 10^6$ ciclos:

$$\Delta\sigma_R = \left(\frac{C_1}{N}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{17.6-11}$$

– para $N \geq 5 \times 10^6$ ciclos:

– para evaluación de cargas de amplitud variable:

$$\Delta\sigma_R = \left(\frac{C_2}{N}\right)^{\frac{1}{5}} \tag{17.6-12}$$

– para evaluación de cargas de amplitud constante:

$$\Delta\sigma_R = \Delta\sigma_D \tag{17.6-13}$$

donde

C_1 , C_2 y $\Delta\sigma_D$ son constantes que se dan en la tabla 17-2.

NOTA En la preparación de estas curvas de diseño a fatiga se han tenido en cuenta de los efectos de entalla de las soldaduras y la máxima influencia posible de las tensiones residuales.

Tabla 17-2 – Parámetros de curvas de diseño a fatiga para uniones soldadas

Clase	Límite de resistencia (para $N = 5 \times 10^6$) (MPa) $\Delta\sigma_D$	Límite de corte (para $N = 1 \times 10^8$) (MPa) $\Delta\sigma_{Cut}$	Constante de las curvas de fatiga	
			para $N \leq 5 \times 10^6$ (ecuaciones 17.6-11 y 17.6-7) C_1	para $N \geq 5 \times 10^6$ (ecuaciones 17.6-12 y 17.6-9) C_2
90	66,3	36,4	$1,46 \times 10^{12}$	$6,41 \times 10^{15}$
80	58,9	32,4	$1,02 \times 10^{12}$	$3,56 \times 10^{15}$
71	52,3	28,7	$7,16 \times 10^{11}$	$1,96 \times 10^{15}$
63	46,4	25,5	$5,00 \times 10^{11}$	$1,08 \times 10^{15}$
56	41,3	22,7	$3,51 \times 10^{11}$	$5,98 \times 10^{14}$
40	29,5	16,2	$1,28 \times 10^{11}$	$1,11 \times 10^{14}$
32	23,6	12,9	$6,55 \times 10^{10}$	$3,64 \times 10^{13}$

17.6.4.3 Para zonas sin soldar, la curva de diseño a fatiga de clase UW de la figura 17-4 se describe mediante las ecuaciones siguientes:

– para $N \leq 2 \times 10^6$ ciclos:

$$\Delta\sigma_R = \frac{46\,000}{\sqrt{N}} + 140 \quad (17.6-14)$$

– para $N \geq 2 \times 10^6$ ciclos:

– para evaluación de cargas de amplitud variable:

$$\Delta\sigma_R = \left(\frac{C_3}{N} \right)^{\frac{1}{10}} \quad (17.6-15)$$

– para evaluación de cargas de amplitud constante:

$$\Delta\sigma_R = \Delta\sigma_D \quad (17.6-16)$$

donde C_3 y $\Delta\sigma_D$ son constantes que se dan en la tabla 17-3.

Tabla 17-3 – Parámetros de la curva de diseño a fatiga para zonas sin soldar

Clase	Límite de resistencia (MPa) $\Delta\sigma_D$	Límite de corte (MPa) $\Delta\sigma_{Cut}$	Constante de la curva de fatiga
			para $N \geq 2 \times 10^6$: (ecuaciones 17.6-15 y 17.6-20) C_3
UW	172,5	116,7	$4,67 \times 10^{28}$

NOTA 1 La clase UW se ha obtenido para zonas sin soldar. Los efectos de entalla (si procede) se tienen en cuenta mediante K_t en el cálculo de $\Delta\sigma^*$.

NOTA 2 La curva UW tiene en cuenta la rugosidad superficial hasta la correspondiente a superficies laminadas o extruidas. También cubre los máximos posibles efectos de tensiones medias o residuales.

17.6.5 Clasificación de uniones soldadas

A las uniones soldadas se les deben asignar las clases indicadas en la tabla 17-4, que dependen del grupo de ensayos.

Para simplificar, se puede tomar para todas las uniones soldadas la clase del peor detalle de soldadura existente en todo el recipiente.

NOTA 1 Los requisitos asociados con cada grupo de ensayos se dan en el anexo A y en la Norma EN 13445-5:2009.

NOTA 2 En la mayoría de los casos, a las uniones soldadas del grupo de ensayos 3 se les asignan clases inferiores que a las uniones de los grupos de ensayos 1 ó 2. Por tanto, para cualquier detalle concreto, la selección de un grupo de ensayos más alto que el inicialmente necesario es un planteamiento que se puede adoptar para justificar el uso de una clase más alta en la evaluación de la fatiga.

NOTA 3 La clase 32, que representa la resistencia a la fatiga de soldaduras de cordón triangular para agrietamiento a través de la garganta de la soldadura, no se menciona en la tabla 17-4. La razón es que esta clase no se utiliza nunca sola para una unión soldada sino siempre en relación con la clase pertinente dada por la tabla 17-4 para evaluar el agrietamiento desde el borde de la soldadura (véase la nota 12 de la tabla 17-1).

17.6.6 Número admisible de ciclos

17.6.6.1 Si: $\Delta\sigma^* > \Delta\sigma_D$:

– para uniones soldadas:

$$N = \frac{C_1}{(\Delta\sigma^*)^3} \quad (17.6-17)$$

– para zonas sin soldaduras:

$$N = \left(\frac{46\,000}{\Delta\sigma^* - 140} \right)^2 \quad (17.6-18)$$

17.6.6.2 Si $\Delta\sigma_{Cut} \leq \Delta\sigma^* > \Delta\sigma_D$:

En los casos en los cuales todos los intervalos de tensiones sean $< \Delta\sigma_D$:

$N =$ ilimitado (infinito)

En todos los demás casos:

– para uniones soldadas:

$$N = \frac{C_2}{(\Delta\sigma^*)^5} \quad (17.6-19)$$




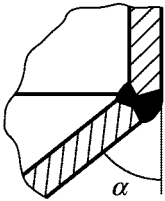
– para zonas sin soldaduras:

$$N = \frac{C_3}{(\Delta\sigma^*)^{10}} \quad (17.6-20)$$

17.6.6.3 Si $\Delta\sigma^* < \Delta\sigma_{Cut}$:

se debe ignorar el efecto de fatiga de los ciclos.

Tabla 17-4 – Clasificación de uniones soldadas
a) Soldaduras de costura

N° del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
1.1	Soldadura a tope de plena penetración esmerilar hasta enrasar, incluidas reparaciones de la soldadura		90	71	Se tiene que demostrar que la soldadura no tiene roturas superficiales ni defectos importantes debajo de la superficie mediante ensayos no destructivos (véase 17.4.5) $C_e = 1$	S1.1 a S2.4, S5.1 a S5.4, DE1, CE1.2, FE3
1.2	Soldadura a tope de plena penetración hecha desde los dos lados o desde un lado sobre un soporte insertado consumible o sobre un soporte temporal no fusible	 1:3	80	63	Se tiene que demostrar que la soldadura no tiene defectos importantes mediante ensayos no destructivos (véase 17.4.5)	S1.1 a S2.4, S5.1 a S5.4, DE1, CE1.2, FE3
1.3		 1:3	80	63	Se tiene que demostrar que la soldadura no tiene defectos importantes mediante ensayos no destructivos (véase 17.4.5)	S1.2 y S1.5, S2.3 y S2.4, S5.2 y S5.4, DE1, CE1.2, FE3
1.4		 α	80 71	63 56	Se tiene que demostrar que la soldadura no tiene defectos importantes mediante ensayos no destructivos (véase 17.4.5) Si $\alpha \leq 30^\circ$ Si $\alpha > 30^\circ$	CE1.1, CE2


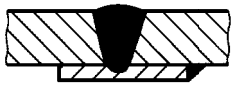

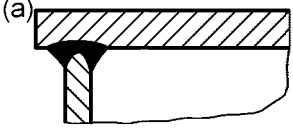
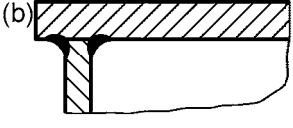
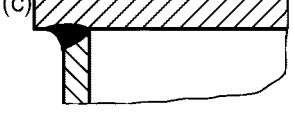

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
1.5	Soldadura a tope de plena penetración hecha desde un lado sin soporte		63 40	40	Se tiene que demostrar que la soldadura no tiene defectos importantes mediante ensayos no destructivos (véase 17.4.5) Si se puede asegurar la plena penetración Si no se puede inspeccionar visualmente el interior y no se puede asegurar la plena penetración En todos los casos	S1.1 a S2.4, S5.1 a S5.4, DE1, CE1.2, FE3
1.6	Soldadura a tope de plena penetración hecha desde un lado sobre soporte permanente		56 40	40	Sólo costuras circunferenciales (véase 5.7) Garganta mínima = espesor de la envolvente Soldadura en varias pasadas con inspección de la pasada de raíz para asegurar la plena fusión Soldadura en una sola pasada En todos los casos	S2.1 a S2.4
1.7	Unión solapada		56 40	40	Sólo costuras circunferenciales (véase 5.7) Garganta mínima = espesor de la envolvente Soldadura en varias pasadas con inspección de la pasada de raíz para asegurar la plena fusión Soldadura en una sola pasada En todos los casos	S3

Tabla 17-4 – Clasificación de uniones soldadas
b) Envoltante a fondo o placa de tubos

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
2.1	Cabeza soldada superpuesta	(a) 	71	63	<p>La placa de la cabeza tiene que tener propiedades adecuadas a través de todo el espesor para resistir el desgarramiento laminar</p> <p>Soldaduras de plena penetración hechas desde ambos lados:</p> <ul style="list-style-type: none"> – tal como se ha soldado – si se repasan los bordes de la soldadura <p>Soldaduras de penetración parcial hechas desde ambos lados</p> <p>Soldaduras de plena penetración hechas desde un lado sin soldadura de soporte:</p> <ul style="list-style-type: none"> – soldadura interior inspeccionada visualmente encontrándose que está exenta de solapamiento o concavidad en la raíz. – no se puede inspeccionar el interior visualmente y no se puede asegurar la plena penetración – en todos los casos 	FE1.1 a FE1.3
		(b) 	80	63		
		(c) 	63	63		
2.2	Cabeza soldada superpuesta con ranura de desahogo		40	40	<p>Soldadura de plena penetración que se ha demostrado que está exenta de defectos importantes mediante ensayos no destructivos (véase 17.4.5).</p> <p>La placa de la cabeza debe tener propiedades adecuadas a través de todo el espesor para resistir el desgarramiento laminar</p> <p>Soldadura hecha desde ambos lados o desde un lado con esmerilado hasta enrasar de la pasada de raíz</p> <p>Soldadura hecha desde un lado, tal como se ha soldado:</p> <ul style="list-style-type: none"> – inspeccionada visualmente encontrándose que está exenta de solapamiento o concavidad en la raíz – si el interior no se puede inspeccionar visualmente – en todos los casos 	FE2
			80	63		
			63	40		

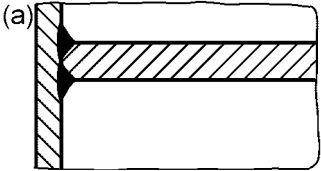
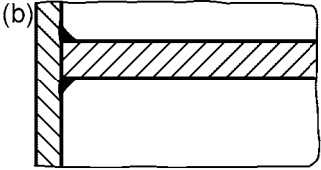
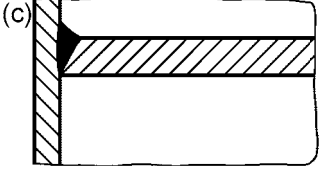
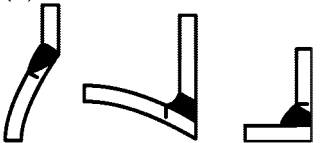
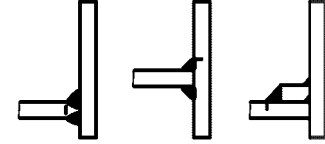
Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
2.3	Cabeza insertada	(a) 	71	63	<p>Soldaduras de plena penetración hechas desde ambos lados (se refiere al agrietamiento por fatiga desde el borde de la soldadura en la envolvente):</p> <ul style="list-style-type: none"> – tal como se ha soldado – si se repasa el borde de la soldadura <p>Soldaduras de penetración parcial hechas desde ambos lados</p> <p>Soldadura de plena penetración hecha desde un lado sin soldadura de soporte:</p> <ul style="list-style-type: none"> – el interior se ha inspeccionado visualmente demostrándose que está exento de solapamiento o concavidad en la raíz. – si no se puede inspeccionar visualmente el interior – en todos los casos 	FE1.1 a FE1.3
		80	63			
		63	63			
		(b) 	63	40		
		(c) 	40	40		

Tabla 17-4 – Clasificación de uniones soldadas
c) Conexiones de derivación

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
3	Todos los tipos	<p>(a)</p>  <p>(b)</p> 	71 80	63	<p>Soldaduras de plena penetración:</p> <ul style="list-style-type: none"> – tal como se han soldado – si se han repasado los bordes – en todos los casos <p>Soldaduras de penetración parcial, con la garganta de la soldadura $\geq 0,8 \times$ el espesor más pequeño de las paredes conectadas:</p> <ul style="list-style-type: none"> – tal como se han soldado – si se han repasado los bordes – en todos los casos 	OS2.1 a OS3.3
			63 71	63		

**Tabla 17-4 – Clasificación de uniones soldadas
d) Camisas**

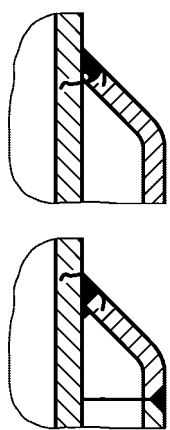
Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles e la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
4	Soldadura de conexión de camisa con anillo de cierre con forma		63 40 71	40 56	<p>Se requiere plena penetración y demostrar que las soldaduras carecen de defectos importantes mediante ensayos no destructivos (véase 17.4.5)</p> <p>Soldada desde un lado:</p> <ul style="list-style-type: none"> – soldada en varias pasadas, con pasada de la raíz inspeccionada para asegurar la plena fusión – soldada en una sola pasada – en todos los casos <p>Soldada desde ambos lados o desde un lado con soldadura de soporte</p>	J1 y J2

Tabla 17-4 – Clasificación de uniones soldadas
e) Accesorios fijados mediante soldaduras que no soportan presión

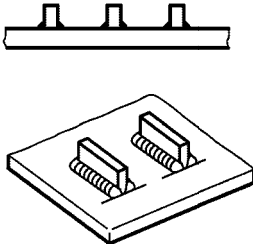
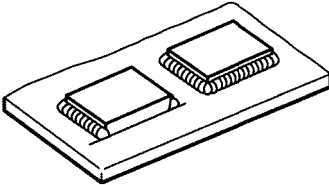
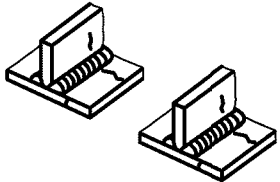
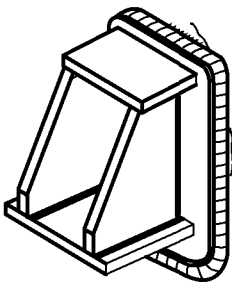
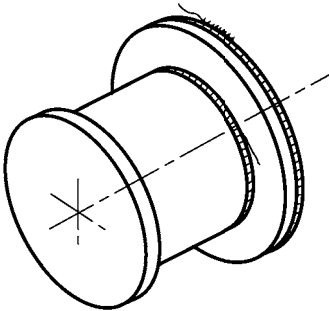
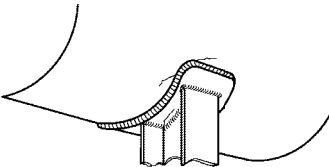
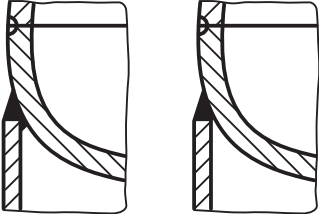
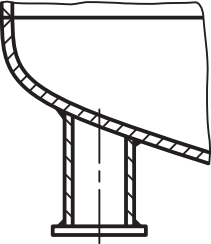
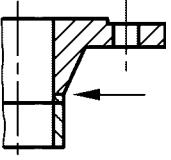
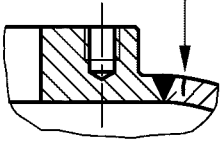
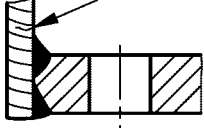
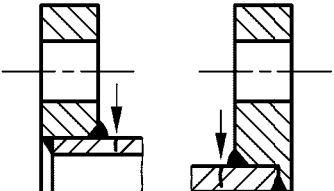
Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
5.1	Accesorio de cualquier forma con un borde recto o biselado - soldado a tope a la superficie de un miembro sometido a tensiones con o sin soldaduras continuas alrededor de los extremos		71 80	71 80	Tal como se han soldado Para detalles con soldaduras continuas alrededor de los extremos, si se han repasado los bordes de las soldaduras	W2
5.2	Accesorio de cualquier forma de con superficie en contacto con miembro sometido a presión, con o sin soldaduras continuas alrededor de los extremos		71 80	71 80	Tal como se han soldado Para detalles con soldaduras continuas alrededor de los extremos, si se han repasado los bordes de las soldaduras	W1
5.3	Refuerzo continuo		71 80	71 71	Tal como se ha soldado Para soldaduras de plena penetración, si se han repasado los bordes de la soldadura	S4

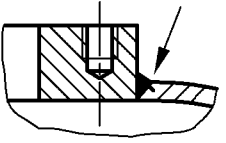
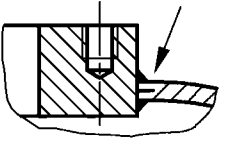
Tabla 17-4 – Clasificación de uniones soldadas
f) Soportes no sujetos a cargas externas adicionales fluctuantes, evaluación de la pared del recipiente

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
6.1	Soporte de recipiente horizontal o vertical, con soldadura de cordón triangular de al recipiente continua en todo el perímetro		71 80	71 80	Tal como se ha soldado Si se ha repasado el borde de la soldadura en la envolvente	W3
6.2	Soporte de muñón con soldadura del cordón triangular al recipiente, continua en todo el perímetro		71 80	71 80	Tal como se ha soldado Si se ha repasado el borde de la soldadura en la envolvente	W3
6.3	Soporte de silleta con soldadura del cordón triangular al recipiente, continua en todo el perímetro		71 80	71 80	Tal como se ha soldado Si se ha repasado el borde de la soldadura en la envolvente	W3

N° del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
6.4	Soporte de faldón con soldadura de cordón triangular al recipiente, continua en todo el perímetro		71 80	71 80	Soldaduras de plena penetración o de penetración parcial: – tal como se han soldado – si se han soldado desde ambos lados y se han repasado los bordes de la soldadura en la envolvente	W3
6.5	Soporte de pata (con sin placa de refuerzo) con soldadura de cordón triangular, continua en todo el perímetro		71	71		W3

**Tabla 17-4 – Clasificación de uniones soldadas
g) Bridas y placas**

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
7.1	Brida de cuello soldada a tope con plena penetración o brida de compensación con saliente para soldar	<p>a)</p>  <p>b)</p> 	80	63	<p>Se demuestra que la soldadura está exenta de defectos importantes mediante ensayos no destructivos (véase 17.4.5)</p> <p>Soldadura hecha desde ambos lados o desde un lado con soldadura de soporte o sobre soporte insertado consumible o con soporte temporal no fusible</p> <p>soldadura hecha desde un lado:</p> <ul style="list-style-type: none"> – si se puede asegurar la plena penetración – si no se puede inspeccionar visualmente el interior y no se puede asegurar la plena penetración – en todos los casos 	F1 o P1
7.2	Brida soldada	<p>a)</p>  <p>b)</p> 	71 80 63	63 63 63	<p>Soldadura de plena penetración:</p> <ul style="list-style-type: none"> – tal como se ha soldado – si se ha repasado el borde de la soldadura <p>Soldaduras de penetración parcial</p>	F2.1 a F2.3

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Clase		Comentarios	Detalles correspondientes de la tabla 17-1
			grupo de ensayos 1 ó 2	grupo de ensayos 3		
7.3	Brida o placa insertada	a) 	71	63	Soldadura de plena penetración: – tal como se ha soldado – si se ha repasado el borde de la soldadura Soldadura de cordón triangular en ambos lados:	P1 a P3
			80	63		
			63	63		
7.4	Brida o placa superpuesta soldada desde ambos lados	b) 	63	63		P2 y P3

17.7 Regla de evaluación

17.7.1 Carga de amplitud variable (caso general)

17.7.1.1 El índice total de daños por fatiga debido al efecto acumulado de los ciclos que forman el espectro del intervalo de tensiones de diseño se calcula de la manera siguiente:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \text{etc...} = \sum_1^k \frac{n_i}{N_i} \quad (17.7-1)$$

donde n_i son los números de ciclos de cada intervalo de tensiones ($\Delta\sigma^*$) aplicados durante la vida de diseño del recipiente y N_i son los números admisibles de ciclos correspondientes a los intervalos ($\Delta\sigma^*$), obtenidos de acuerdo con el apartado 17.6.6 de la curva de diseño a fatiga apropiada.

NOTA La suma de los daños debidos a todos los tipos de ciclos individuales se hará de acuerdo con la regla de MINER (suma lineal).

17.7.1.2 El diseño es aceptable si se cumple la condición siguiente:

$$D \leq 1 \quad (17.7-2)$$

Si no se cumple la condición, debe modificarse el diseño o se debe realizar un análisis de fatiga detallado de acuerdo con el capítulo 18.

17.7.2 Carga de amplitud constante (caso particular). El diseño es aceptable si se cumple la condición siguiente:

$$\Delta\sigma^* \leq \Delta\sigma_R \quad (17.7-3)$$

con $\Delta\sigma_R$ calculado de acuerdo con los apartados 17.6.4.2 ó 17.6.4.3 para el número de ciclos de presión aplicados n en lugar de N .

17.8 Diseño y fabricación

NOTA 1 El número y magnitud de las fluctuaciones de presión que puede soportar un recipiente durante su vida depende de su diseño, material y método de fabricación.

NOTA 2 Deberían evitarse en la medida de lo posible los picos de tensiones elevadas. Se puede encontrar orientación para la selección y diseño apropiados, especialmente en las uniones de componentes, mediante la comparación de factores η entre distintos detalles de recipientes (véase la tabla 17.1), así como clases de fatiga de las distintas uniones soldadas (véase la tabla 17.2).

NOTA 3 Son ventajosos niveles generales bajos de tensiones. Por tanto, el sobrepespor contra diseño no cíclico contribuye a la reducción de la tensión cíclica. No obstante, una parte de la ventaja obtenida utilizando paredes que tengan sobrepespor puede perderse debido al efecto adverso del espesor aumentado sobre la resistencia a la fatiga (tenida en cuenta por el factor de corrección a través del espesor C_c).

NOTA 4 Para zonas sin soldar, los aceros más dulces son generalmente menos sensibles al efecto de entalla que otros materiales.

NOTA 5 En uniones soldadas, la resistencia del metal de soldadura debería ser igual o ligeramente superior a la del metal base.

NOTA 6 Las tensiones residuales y las imperfecciones de soldadura deberían ser lo más pequeños posible. La integridad estructural es más sensible a defectos de fabricación bajo cargas de fatiga que bajo cargas no cíclicas. Deberían aplicarse los requisitos de diseño para soldaduras que soporten presión que se indican en el anexo A.

NOTA 7 Las superficies lisas (mecanización, esmerilado de las soldaduras) son beneficiosas para la resistencia a la fatiga.

17.9 Ensayos

Para los ensayos antes, durante y después de la fabricación, se deben aplicar los apartados siguientes además de los requisitos de la Norma EN 13445-5:2009.

17.9.1 Revisión inicial de los requisitos de prueba

En la fase de diseño, se debe realizar una revisión inicial para identificar claramente, y designar las zonas críticas de los recipientes (véase la definición en el apartado 17.2.16).

17.9.2 Pruebas durante la producción e inspección final

Para las ensayos no destructivos, se deben aplicar las disposiciones de la Norma EN 13445-5:2009, anexo G, en todas las zonas críticas, además de los requisitos generales de la Norma EN 13445-5:2009.

NOTA Si no se especifica el método de ensayos no destructivos, deberá darse preferencia para las superficies a las pruebas ultrasónicas (UT) o a los ensayos con partículas magnéticas (MT).

17.9.3 Inspección en servicio

NOTA En el anexo M, se dan recomendaciones sobre la inspección en servicio y las medidas a adoptar en servicio.

18 EVALUACIÓN DETALLADA DE LA DURACIÓN FRENTE A LA FATIGA

18.1 Objeto

18.1.1 Este capítulo especifica los requisitos para la evaluación detallada de la fatiga de recipientes a presión y sus componentes que están sometidos a repetidas fluctuaciones de tensiones.

18.1.2 El procedimiento de evaluación supone que el recipiente ha sido diseñado de acuerdo con todos los demás requisitos de esta norma.

18.1.3 Estos requisitos sólo son aplicables a los aceros ferríticos y austeníticos especificados en la Norma EN 13445-2:2009.

NOTA Los requisitos también pueden aplicarse al acero moldeado, pero en caso de acabado por soldeo de aceros moldeados, se aplican los requisitos para las zonas soldadas.

18.1.4 Estos requisitos no son aplicables a recipientes a presión del grupo de ensayos 4. Para las uniones soldadas del grupo de ensayos 3, véanse las disposiciones especiales del apartado 18.10.2.1.

18.1.5 Este método no está pensado para el diseño que implica seguimiento elástico (véase la referencia [1]).

NOTA La lista de referencias bibliográficas relativa al capítulo 18 viene dada en el anexo N.

18.2 Definiciones específicas

Se aplican las definiciones y términos siguientes además de los incluidos en el capítulo 3.

18.2.1 curvas de diseño a fatiga:

Curvas incluidas en este capítulo de $\Delta\sigma_R$ en función de N para material soldado y sin soldar y de $\Delta\sigma_R / R_m$ en función de N para pernos.

18.2.2 discontinuidad:

Cambio de la forma o del material que afecta a la distribución de tensiones.

18.2.3 gran discontinuidad estructural:

Discontinuidad estructural que afecta a la distribución de tensiones a través de todo el espesor de la pared.

18.2.4 discontinuidad estructural local:

Discontinuidad que afecta localmente a la distribución de tensiones a través de una fracción del espesor de la pared.

18.2.5 tensión nominal:

Tensión que existiría en ausencia de una discontinuidad.

NOTA 1 La tensión nominal es una tensión de referencia (membrana + flexión) que se calcula utilizando la teoría elemental de estructuras. Excluye los efectos de discontinuidades estructurales (por ejemplo, aberturas y cambios de espesor). Véase la figura 18-1.

NOTA 2 El uso de tensiones nominales se permite para algunos detalles de soldadura específicos para los cuales la determinación de la tensión estructural sería innecesariamente compleja. También se aplica a pernos.

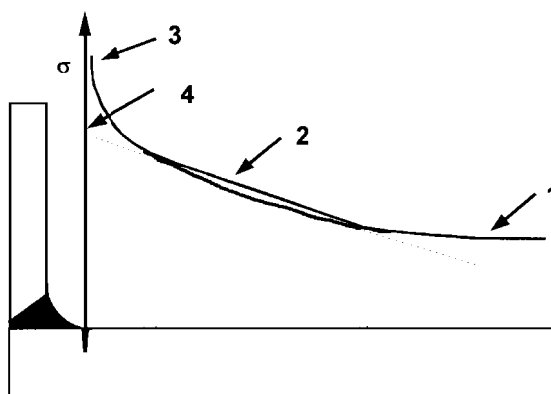
NOTA 3 La tensión nominal es la tensión utilizada corrientemente para expresar los resultados de los ensayos de fatiga realizadas en muestras de laboratorio bajo cargas simples unidireccionales axiales o de flexión. Por tanto, las curvas de fatiga obtenidas a partir de tales datos incluyen el efecto de cualquier entalla u otra discontinuidad estructural (por ejemplo soldaduras) existente en la muestra de ensayo.

18.2.6 tensión de entalla:

Tensión total localizada en la raíz de una entalla, que incluye la parte no lineal de la distribución de tensiones.

NOTA 1 Véase la figura 18-1 para el caso de que el componente es soldado, pero se pueden encontrar tensiones de entalla de forma similar en discontinuidades locales de componentes no soldados.

NOTA 2 Las tensiones de entalla se calculan habitualmente utilizando análisis numérico. Alternativamente, la tensión nominal o estructural se utiliza conjuntamente con el factor de concentración efectiva de tensiones K_t .



Leyenda

- 1 Tensión nominal
- 2 Tensión estructural
- 3 Tensión de entalla
- 4 Extrapolación para obtener la tensión estructural en el lugar potencial de iniciación de la grieta.

Figura 18-1 – Distribución de las tensiones nominal, estructural y de entalla en una discontinuidad estructural

18.2.7 tensión equivalente:

Tensión uniaxial que produce los mismos daños por fatiga que las tensiones multiaxiales aplicadas.

NOTA 1 En este capítulo se aplica el criterio de Tresca, pero también se permite aplicar el criterio de "von Mises".

NOTA 2 La regla para el cálculo de la tensión equivalente se da en el apartado C.4.1. La regla para el cálculo del intervalo de tensiones equivalente entre dos condiciones de carga individuales se da en el apartado C.4.2. En este capítulo, los intervalos de tensiones equivalentes se determinan para ciclos de carga completos, es decir, para variaciones que cubren varias condiciones de carga. Las reglas correspondientes se dan en el apartado 18.6.2.2 para componentes soldados y en el apartado 18.7.1.2 para componentes sin soldar. Estas reglas difieren dependiendo de que las direcciones principales de las tensiones permanezcan o no constantes durante el ciclo.

18.2.8 tensión en la garganta de la soldadura:

Tensión media en el espesor de la garganta de una soldadura de cordón triangular o de penetración parcial.

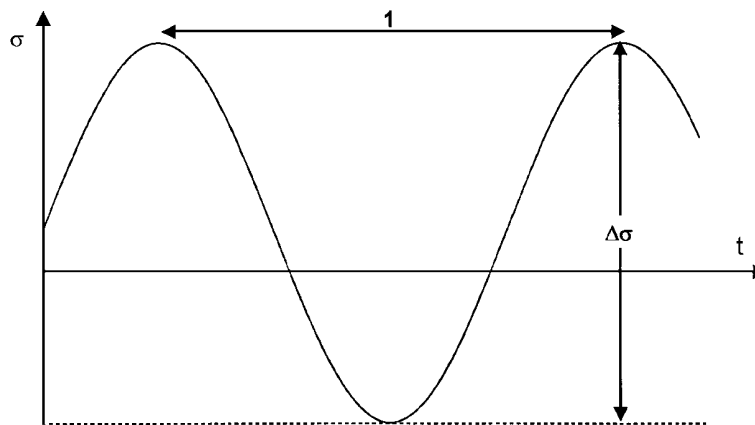
NOTA 1 En el caso general de una soldadura no cargada uniformemente, se calcula como la carga máxima por unidad de longitud de la soldadura dividida por el espesor de la garganta de la soldadura y se supone que ninguna parte de la carga es soportada de forma compartida entre los componentes unidos.

NOTA 2 Si hay una flexión importante a través de la garganta de la soldadura, debería utilizarse el valor máximo de la tensión linealizada.

NOTA 3 La tensión en la garganta de las soldaduras se utiliza exclusivamente para la evaluación del fallo a fatiga por agrietamiento a través del metal de soldadura en soldaduras de cordón triangular o de penetración parcial.

18.2.9 intervalo de tensiones ($\Delta\sigma$):

Diferencia entre los valores máximo y mínimo del ciclo (véase la figura 18-2) de una tensión nominal, una tensión principal o un componente de tensión, dependiendo de la regla que se aplique.



Leyenda

1 Un ciclo; $\Delta\sigma$ intervalo de tensiones

Figura 18-2 – Intervalo de tensiones

18.2.10 tensión estructural:

Tensión distribuida linealmente a través del espesor de la sección que resulta de cargas aplicadas (fuerzas, momentos, presión, etc.) y de la reacción correspondiente de la parte estructural concreta.

NOTA 1 La tensión estructural incluye los efectos de grandes discontinuidades estructurales (por ejemplo conexiones de derivación, intersecciones de cono/cilindro, cambios de espesor, desviaciones de la forma de diseño, presencia de un accesorio). Sin embargo, excluye los efectos de entalla de discontinuidades estructurales locales (por ejemplo, borde de la soldadura) que dan lugar a distribuciones de tensiones no lineales a través del espesor de la sección. Véase la figura 18-1.

NOTA 2 A efectos de una evaluación de la fatiga, la tensión estructural se debe evaluar en el lugar potencial de iniciación de la grieta.

NOTA 3 Las tensiones estructurales se pueden determinar mediante uno de los métodos siguientes: análisis numérico (por ejemplo análisis de elementos finitos (FEA)), medida de deformaciones o aplicación de factores de concentración de tensiones a tensiones nominales obtenidos analíticamente. En la referencia [2] se da orientación sobre el uso de análisis numérico.

NOTA 4 Bajo tensiones térmicas elevadas, debería considerarse la tensión total más que la tensión distribuida linealmente.

18.2.11 espesor de la garganta de la soldadura:

Espesor mínimo en la sección transversal de la soldadura.

18.2.12 límite de resistencia:

Intervalo de tensiones cíclicas por debajo de los cuales, en ausencia de otra carga previa cualquiera, no se supone que se produzcan daños por fatiga bajo una carga de amplitud constante.

18.2.13 límite de corte:

Intervalo de tensiones cíclicas por debajo del cual se desprecian los daños por fatiga.

18.2.14 factor teórico de concentración de tensiones elásticas:

Relación entre la tensión de entalla, calculada sobre una base puramente elástica y la tensión estructural en el mismo punto.

18.2.15 tensión de entalla efectiva:

La tensión que determina el comportamiento a fatiga en una entalla.

18.2.16 factor de concentración de tensiones efectiva:

Relación entre la tensión de entalla efectiva (tensión total) y la tensión estructural en el mismo punto.

18.2.17 área crítica:

Área donde el índice de daños totales por fatiga excede el valor máximo $D_{\text{máx}}$ definido como sigue:

$$D_{\text{máx}} = 0,8 \text{ para } 500 < n_{\text{eq}} \leq 1\ 000$$

$$D_{\text{máx}} = 0,5 \text{ para } 1\ 000 < n_{\text{eq}} \leq 10\ 000$$

$$D_{\text{máx}} = 0,3 \text{ para } n_{\text{eq}} > 10\ 000$$

18.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4.

C , C_1 y C_2 son las constantes de la ecuación de las curvas de diseño a fatiga para componentes soldados;

D es el índice de daños por fatiga acumulados;

E es el módulo de elasticidad a la temperatura máxima de funcionamiento;

F_e , F_s son coeficientes;

f_b es el factor de corrección global aplicado a pernos;

f_c es el factor de corrección de tensiones de compresión;

f_e es el factor de corrección de espesores en componentes no soldados;

f_{ew} es el factor de corrección de espesores en componentes soldados y pernos;

f_m es el factor medio de corrección de tensiones;

f_s es el factor de corrección de acabado superficial;

f_T^* es el factor de corrección de temperatura;

f_u es el factor de corrección global aplicado a componentes no soldados;

f_w	es el factor de corrección global aplicado a componentes soldados;
g	es la profundidad de la ranura producida por el esmerilado del borde de la soldadura;
K_f	es el factor de concentración de tensiones efectiva dado por la ecuación (18.7-2);
K_m	es el factor de multiplicación de tensiones debido a desviaciones respecto a la forma de diseño;
K_t	es el factor teórico de concentración de tensiones elásticas;
k_e	es el factor de corrección de plasticidad para tensiones debidas a cargas mecánicas;
k_v	es el factor de corrección de plasticidad para tensiones debidas a cargas térmicas;
M	es el factor medio de sensibilidad a tensiones;
m, m_1 y m_2	son exponentes de ecuaciones de curvas de diseño a fatiga para componentes soldados;
N	es el número admisible de ciclos obtenido de las curvas de diseño a fatiga (el sufijo i se refiere al intervalo de tensiones i -ésimo);
n	es el número de ciclos de tensiones aplicados (el sufijo i se refiere al número debido al intervalo de tensiones i -ésimo);
R	es el radio medio del recipiente en el punto considerado;
R_{\min}	es el radio interior mínimo del recipiente cilíndrico, incluido el sobreespesor de corrosión;
R_{\max}	es el radio interior máximo del recipiente cilíndrico, incluido el sobreespesor de corrosión;
R_z	es la altura entre pico y valle;
r	es el radio de la ranura producida por el esmerilado del borde de la soldadura;
S_{ij}	es la diferencia entre las tensiones principales (σ_i y σ_j) o las tensiones estructurales principales ($\sigma_{\text{struc},i}$ y $\sigma_{\text{struc},j}$) según corresponda;
T_{\max}	es la temperatura máxima de funcionamiento;
T_{\min}	es la temperatura mínima de funcionamiento;
T^*	es la temperatura media del ciclo supuesta;
$\Delta \epsilon_T$	es el intervalo de deformaciones total;
$\Delta \sigma$	es el intervalo de tensiones (el sufijo i se refiere al intervalo de tensiones i ésimo; el sufijo w se refiere a soldadura);
$\Delta \sigma_{\text{eq}}$	es el intervalo de tensiones equivalente (el sufijo i se refiere al intervalo de tensiones i ésimo);
$\Delta \sigma_R$	es el intervalo de tensiones obtenido partir de la curva de diseño a fatiga;
$\Delta \sigma_D$	es el límite de resistencia;
$\Delta \sigma_{\text{Cut}}$	es el límite de corte;

$\Delta\sigma_{\text{struc}}$	es el intervalo de tensiones estructurales;
$\Delta\sigma_{\text{F}}$	es el intervalo de tensiones equivalente total efectivo;
$\Delta\sigma_{\text{eq,l}}$	es el intervalo de tensiones equivalente correspondiente a la variación de la distribución lineal equivalente;
$\Delta\sigma_{\text{eq,t}}$	es el intervalo de tensiones equivalente total (o de entalla);
$\Delta\sigma_{\text{eq,nl}}$	es el intervalo de tensiones correspondiente a la variación de la parte no lineal de la distribución de tensiones;
δ	es la desviación total respecto al círculo medio de la envolvente en la soldadura de costura;
δ_i	es la desviación de las líneas de los centros de las placas a tope;
θ	es el ángulo entre tangentes a placas a tope en una costura;
σ	es la tensión directa o intervalo de tensiones según lo indicado (el sufijo w se aplica a soldadura);
$(\sigma_{\text{eq,t}})_{\text{op}}$	es la tensión total equivalente debida a la presión de funcionamiento (para uso específico en el apartado 18.4.6);
$(\sigma_{\text{eq,t}})_{\text{máx.}}$	es la tensión total equivalente máxima;
$(\sigma_{\text{eq,t}})_{\text{mín.}}$	es la tensión total equivalente mínima;
$\bar{\sigma}_{\text{eq}}$	es la tensión equivalente media;
$\bar{\sigma}_{\text{eq,r}}$	es la tensión equivalente media reducida para condiciones elasto-plásticas;
$\sigma_{\text{struc}1}$	es una tensión estructural principal (1, 2, 3 se aplica a los ejes) en un instante dado;
σ_t	es la tensión principal total;
σ_i	es una tensión principal (los subíndices 1, 2, 3 se aplican a los ejes) en un instante dado;
σ_{V1}, σ_{V2}	son intervalos de tensiones obtenidos en el ejemplo de recuento de ciclos de depósito del apartado 18.9.3;
τ	es la tensión o intervalo de tensiones de cortadura según lo indicado (el sufijo w se aplica a soldadura).

18.4 Limitaciones

18.4.1 Si un recipiente se diseña para fatiga, el fabricante debe especificar el método de fabricación de todos los componentes, incluidos los dispositivos temporales y las reparaciones.

18.4.2 No hay restricciones en cuanto al uso de curvas de diseño a fatiga para recipientes que funcionen a temperaturas por debajo de 0 °C, siempre que se demuestre que el material a través del cual podría propagarse una grieta de fatiga es suficientemente tenaz para asegurar que la rotura no se iniciará a partir de una grieta de fatiga.

18.4.3 Estos requisitos sólo son aplicables a recipientes que funcionen a temperaturas por debajo del intervalo de fluencia del material. Por tanto, las curvas de diseño a fatiga son aplicables hasta 380 °C para aceros ferríticos y hasta 500 °C para aceros inoxidable austeníticos.

18.4.4 Es una condición para el uso de estos requisitos que todas las zonas críticas desde el punto de vista de la fatiga (véase 18.10.5) sean accesibles para inspección y ensayos no destructivos, y que se establezcan e incluyan en las instrucciones de funcionamiento instrucciones de mantenimiento apropiadas.

NOTA En el anexo M, se dan recomendaciones sobre el mantenimiento apropiado.

En cuanto a los defectos de soldadura:

Para la aplicación de este capítulo, se deben cumplir las condiciones siguientes (de acuerdo con lo exigido por la Norma EN 13445-5:2009, anexo G), además de los criterios generales de aceptación para imperfecciones de soldadura dados en la Norma EN 13445-5:2009:

- ausencia de rebajes,
- ausencia de concavidad en la raíz,
- ausencia de falta de penetración para soldaduras de plena penetración,
- inspección al 100%, visualmente y mediante END, con los criterios de aceptación especificados en la Norma EN 13445-5:2009, anexo de G, de todas las zonas críticas.

18.4.5 Las condiciones de corrosión son perjudiciales para la duración de aceros sometidos a fatiga. Se pueden producir grietas de fatiga favorecidas por las condiciones medioambientales a niveles más bajos de tensiones fluctuantes que en el aire y la velocidad de propagación de dichas grietas puede ser mayor. Las resistencias a la fatiga especificadas no incluyen ningún margen para condiciones de corrosión. Por consiguiente, cuando se prevea fatiga por corrosión y no se pueda garantizar una protección eficaz contra el medio corrosivo, debería elegirse un factor, sobre la base de experiencia o ensayos, mediante el cual deberían reducirse para compensar la corrosión las resistencias a fatiga dadas en estos requisitos. Si, debido a la falta de experiencia, no existe seguridad de que las resistencias a fatiga elegidas sean suficientemente bajas, debería aumentarse la frecuencia de inspección hasta tener suficiente experiencia para justificar el factor utilizado.

En cuanto a las tolerancias:

- las tolerancias de fabricación no deben ser superiores a las indicadas en la Norma EN 13445-4:2009;
- para soldaduras de costura, el fabricante debe suponer ciertas tolerancias y obtener los factores de tensión correspondientes a utilizar para evaluación de la fatiga. Luego se deben comprobar las tolerancias supuestas y se deben garantizar después de la fabricación.

18.4.6 Para partes que conduzcan agua fabricadas de aceros no austeníticos, funcionando a temperaturas superiores a 200 °C, se debe asegurar la conservación de la capa protectora de magnetita. Esto se obtendrá si la tensión en cualquier punto de la superficie en contacto con el agua permanece siempre dentro de los límites siguientes:

$$\left(\sigma_{\text{eq,t}}\right)_{\text{máx.}} \leq \left(\sigma_{\text{eq,t}}\right)_{\text{op}} + 200 \text{ (MPa)} \quad (18.4-1)$$

$$\left(\sigma_{\text{eq,t}}\right)_{\text{mín.}} \geq \left(\sigma_{\text{eq,t}}\right)_{\text{op}} - 600 \text{ (MPa)} \quad (18.4-2)$$

NOTA Se supone que en las condiciones funcionamiento en las cuales se forma la capa de magnetita, no hay ninguna tensión aplicada a esa capa.

18.4.7 Cuando no sea posible eliminar vibraciones (por ejemplo debidas a máquinas, presiones pulsatorias o viento), mediante refuerzos, soportes o amortiguación adecuados, se deben evaluar utilizando el método de este capítulo.

18.5 Generalidades

18.5.1 Se debe hacer una evaluación de fatiga en todos los lugares en los que exista riesgo de iniciación de grietas por fatiga.

NOTA Se recomienda realizar la evaluación de la fatiga utilizando cargas de funcionamiento en lugar de cargas de diseño.

18.5.2 En caso de fatiga, las soldaduras se comportan de una manera distinta que el material normal (sin soldar). Por tanto, los procedimientos de evaluación para material soldado y sin soldar son distintos.

18.5.3 El material normal puede contener reparaciones de soldaduras esmeriladas hasta enrasar. La presencia de tales reparaciones puede conducir a una reducción de la duración a fatiga del material. Por tanto, solo material del que se tenga la seguridad de que está exento de soldaduras se debe evaluar como material no soldado.

18.5.4 Una secuencia típica en el diseño de un recipiente para fatiga es la que se muestra en la tabla de 18-1.

18.5.5 La duración a fatiga obtenida de las curvas de diseño a fatiga apropiadas (para componentes soldados, componentes no soldados y pernos) para carga de amplitud constante es el número admisible de ciclos.

18.5.6 Para el cálculo de daños acumulados bajo carga de amplitud variable, D viene dado por:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (18.5-1)$$

Debe cumplirse la condición siguiente:

$$D \leq 1 \quad (18.5-2)$$

Tabla 18-1 – Resumen del proceso de evaluación de la fatiga

Tarea	Comentario	Capítulos, apartados pertinentes
1. Diseñar el recipiente para cargas estáticas	Proporciona disposición, detalles, tamaños	Parte 3
2. Definir la carga de fatiga	Basada en la especificación de funcionamiento, efectos secundarios identificados por el fabricante, etc.	18.5, 18.9.1
3. Identificar los lugares del recipiente que se tienen que evaluar	Discontinuidades estructurales, aberturas, uniones (soldadas, atornilladas), aristas, reparaciones, etc.	18.5
4. En cada lugar, establecer el intervalo de tensiones durante el período de tiempo de funcionamiento considerado	a) Calcular las tensiones principales estructurales b) Deducir los intervalos de tensiones equivalentes o principales	Soldados: 18.6, 18.8 y 18.10.4; Sin soldar: 18.7 y 18.8 Pernos: 18.7.2.
5. En cada lugar, establecer el espectro de intervalos de tensiones de diseño	a) Realizar la operación de recuento de ciclos b) Aplicar los factores de corrección por plasticidad cuando proceda c) Material sin soldar: obtener los intervalos de tensiones de entalla efectivos	18.9 18.8 18.7
6. Identificar los datos de resistencia a la fatiga, incluido el margen para el factor de corrección global	a) Material soldado b) Material sin soldar c) Material atornillado	18.10, tabla 18-4 y anexo P 18.11 18.12

Tarea	Comentario	Capítulos, apartados pertinentes
7. Tomar nota de las implicaciones pertinentes e informar al personal apropiado de fabricación e inspección	a) Requisitos de inspección para soldaduras b) Control de la desalineación o suposiciones sobre ella c) Niveles de aceptación para defectos de soldadura	tabla 18-4 o anexo P 18.10.4 18.10.5
8. Obtener la duración a fatiga admisible del diseño a fatiga y realizar la evaluación	a) Material soldado b) Material sin soldar c) Pernos d) Método de evaluación	18.10, tabla 18-7 18.11, tabla 18-10 18.12 18.5.5, 18.5.6
9. Acción subsiguiente si la evaluación del lugar es negativa	a) Repetir la evaluación utilizando un análisis de tensiones más refinado b) Reducir la tensión aumentando el espesor* c) Cambiar el detalle d) Aplicar repaso al borde de la soldadura (si procede)	18.6 (soldado), 18.7 (sin soldar) tabla 18-4 o anexo P 18.10.2.2
* – para carga mecánica, se obtiene incrementando el espesor de pared en la mayoría de los casos, pero en algunos casos (conexiones de partes con diferentes espesores de pared) una mejor distribución de los espesores de pared puede reducir también las tensiones. – para carga térmica, se requieren modificaciones más ajustadas, por ejemplo, la reducción de la rigidez en posiciones adecuadas de la estructura y/o el incremento de la resistencia a la fatiga de las partes débiles.		

18.6 Material soldado

18.6.1 Tensiones

Para la evaluación de accesorios sencillos y soldaduras de costura alineadas, siempre que no estén situadas en zonas afectadas por grandes discontinuidades estructurales, se pueden utilizar tensiones nominales calculadas sobre una base elástica.

En comprobaciones de fatiga de la región de la raíz de soldaduras directamente cargadas de cordón triangular o de penetración parcial, tal como se ilustra en el apartado 18.6.3, el intervalo de tensiones usado debe basarse en la tensión sobre la garganta de la soldadura, véase el apartado 18.2.8.

En todos los demás casos, se deben determinar las tensiones estructurales. Estas tensiones deben:

- calcularse utilizando la teoría elástica de las tensiones estructurales en el lugar y potencial de iniciación de grietas, teniendo en cuenta todas las tensiones de membrana, flexión y cortadura;
- o deducirse de las deformaciones medidas en el recipiente y convertidas en condiciones elásticas lineales.

Cuando la tensión estructural se obtenga mediante análisis de tensiones detallado (por ejemplo, análisis de elementos finitos) o mediante medición, se debe determinar a partir de la tensión principal que actúe en la dirección más cercana a la normal a la soldadura por extrapolación, utilizando los procedimientos detallados en la figura 18-3.

- NOTA 1 Para llegar a la tensión estructural principal, es necesario tener bien en cuenta todas las discontinuidades estructurales (por ejemplo, manguitos) y todas las fuentes de tensiones. Lo último puede ser el resultado de discontinuidades de forma globales tales como uniones de cilindros a fondos, cambios de espesor y anillos soldados superpuestos; desviaciones de la forma pretendida tales como ovalización, gradientes de temperatura, soldaduras con picos y desalineadas (obsérvese que algo de desalineación ya está incluida en algunas de las curvas de diseño a fatiga). Los métodos de este capítulo y los de la literatura publicada (véanse las referencias [3] a [7]) proporcionan estimaciones de tales tensiones para muchas geometrías, o al menos permiten hacer una evaluación conservadora.
- NOTA 2 Puesto que el intervalo máximo de tensiones en la garganta de las soldaduras se puede expresar como una suma, $\Delta\sigma$ es el valor escalar de la mayor diferencia vectorial entre distintas condiciones de tensiones durante el ciclo.

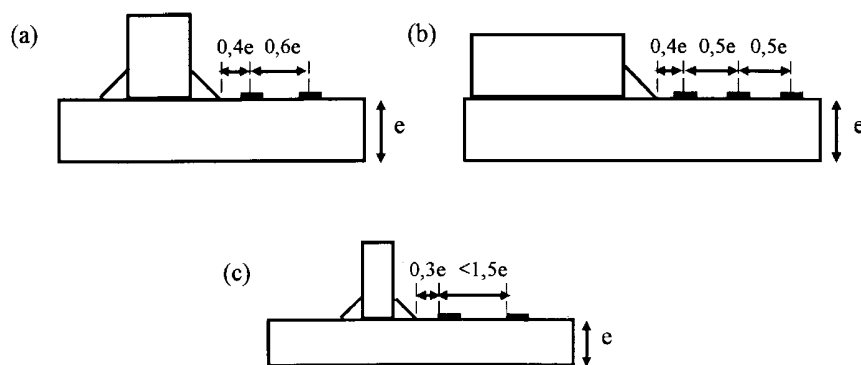


Figura 18-3 – Extrapolación para obtener la tensión estructural a partir de análisis de elementos finitos o resultados de galgas extensométricas [2] en el anexo N

Puntos de tensiones para determinación de tensión estructural por extrapolación a punto de concentración de tensiones (borde de la soldadura en este caso):

- componente de tensión de flexión baja, longitud de la galga $\leq 0,2e$, extrapolación lineal;
- componente de tensión de flexión alta, fundación elástica rígida, longitud de la galga $\leq 0,2e$, extrapolación cuadrática;
- longitud de la galga $> 0,2e$, extrapolación lineal

donde "longitud de la galga" se refiere al tamaño de galga extensométrica o malla de los elementos finitos.

18.6.2 Intervalo de tensiones en el material base y soldaduras a tope

18.6.2.1 Opciones

Para la evaluación de fijaciones sencillas y soldaduras de costuras alineadas, siempre que no estén situadas en zonas afectadas por grandes discontinuidades estructurales, puede utilizarse el intervalo de tensiones nominal equivalente (véase la tabla 18-4a) y 18-4e)) o el intervalo de tensiones nominal principal (véase el anexo P). Esto se debe calcular de la misma manera que los intervalos de tensiones estructurales (véanse las ecuaciones 18.6-4, 18.6-5, 18.6-6 y 18.6-7) utilizando tensiones principales nominales en lugar de tensiones principales estructurales.

Para todos los demás componentes soldados, dependiendo del método de cálculo:

- bien se debe determinar el intervalo de tensión principal a partir de las tensiones principales estructurales y se debe utilizar de acuerdo con el anexo P;
- o bien se debe calcular el intervalo de tensión equivalente a partir del intervalo de tensión equivalente determinado a partir de las tensiones principales estructurales y utilizando la tabla 18-4.

Las tensiones de tracción se consideran positivas y las de compresión negativas. En ambos casos, un importante espectro es determinar si, bajo acciones de carga múltiples, las direcciones de las tensiones principales estructurales permanecen o no constantes

Cuando proceda, se debe modificar el intervalo de tensiones principales calculado elásticamente o el intervalo de tensiones equivalente utilizando los factores de corrección por plasticidad indicados en el apartado 18.8.

NOTA Para componentes soldados, se utiliza el intervalo de tensiones completo independientemente de la tensión media aplicada o efectiva. Las curvas de diseño a fatiga incorporan el efecto de las tensiones residuales de tracción; en el análisis de fatiga se ignora el tratamiento térmico después de la soldadura.

18.6.2.2 Intervalo de tensión equivalente $\Delta\sigma_{eq}$

18.6.2.2.1 Direcciones de las tensiones principales estructurales constantes

Si las direcciones de las tensiones principales estructurales son constantes, $\Delta\sigma_{eq}$ se debe calcular de la manera siguiente.

Se debe establecer la variación en función del tiempo de los tres tensiones principales estructurales. La variación en función del tiempo de las diferencias de los tres tensiones principales se debe calcular de la manera siguiente:

$$S_{12} = \sigma_{struc1} - \sigma_{struc2} \quad (18.6-1)$$

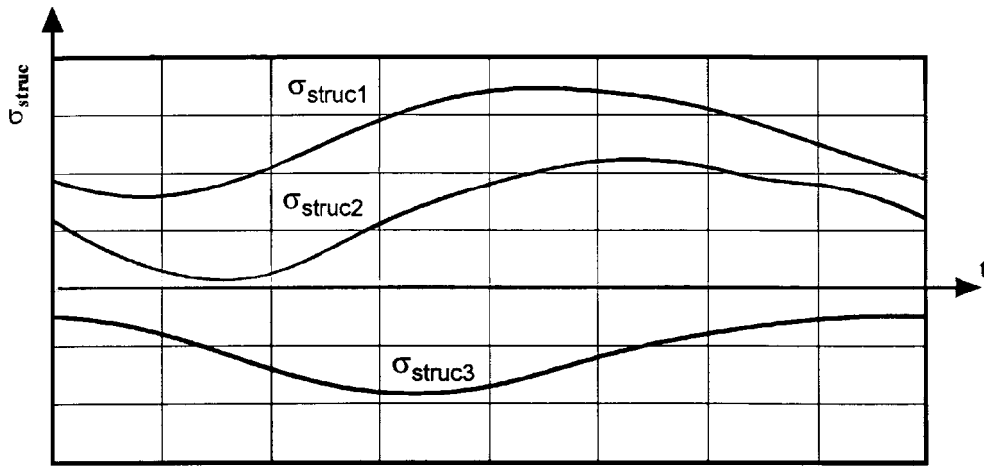
$$S_{23} = \sigma_{struc2} - \sigma_{struc3} \quad (18.6-2)$$

$$S_{31} = \sigma_{struc3} - \sigma_{struc1} \quad (18.6-3)$$

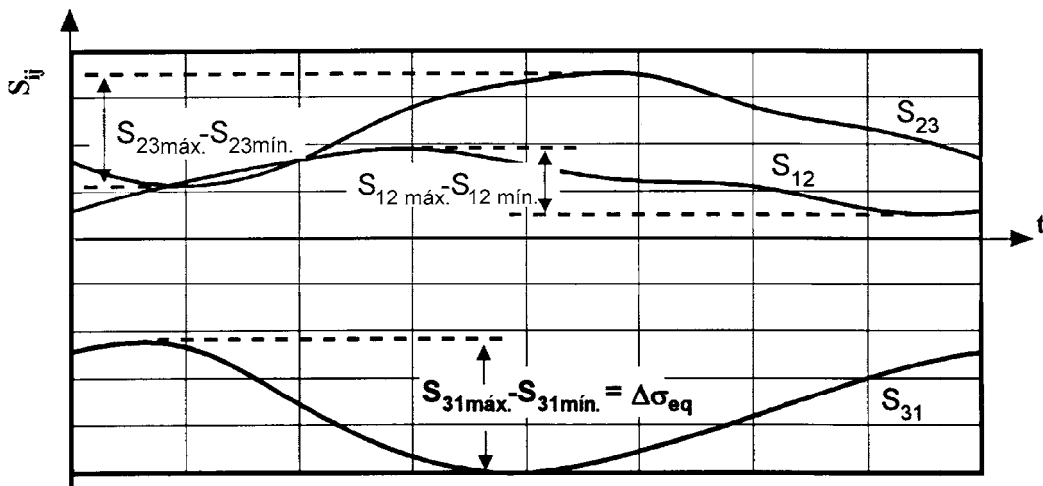
Aplicando el criterio de Tresca, $\Delta\sigma_{eq}$ es:

$$\Delta\sigma_{eq} = \text{máx.} (|S_{12\text{máx.}} - S_{12\text{mín.}}|; |S_{23\text{máx.}} - S_{23\text{mín.}}|; |S_{31\text{máx.}} - S_{31\text{mín.}}|) \quad (18.6-4)$$

NOTA Un ejemplo típico de esto se muestra en las figuras 18-4(a) y (b). $\Delta\sigma_{eq}$ es dos veces el mayor intervalo de tensión de cortadura y se produce en uno de los tres planos de máxima cortadura.



a) – Variación típica en función del tiempo de las tensiones principales estructurales



b) – Variación en función del tiempo de las diferencias de las tensiones principales y del $\Delta\sigma_{eq}$ resultante

Figura 18-4 – Ejemplo típico de variación de tensiones cuando las direcciones de las tensiones principales permanecen constantes

18.6.2.2.2 Cambio de las direcciones de las tensiones principales estructurales

Si las direcciones de las tensiones principales estructurales cambian durante el ciclo entre 2 condiciones de carga, $\Delta\sigma_{eq}$ se debe calcular de la manera siguiente.

Se determinan las 6 componentes de las tensiones (tres directas y tres de cortadura) para cada condición de carga con referencia a algunos ejes fijos convenientes. Para cada componente de la tensión, se calcula la diferencia entre las dos condiciones. Se calcula las tensiones principales a partir de las diferencias de tensiones resultantes y se denominan $(\Delta\sigma)_1, (\Delta\sigma)_2, (\Delta\sigma)_3$. Luego

$$\Delta\sigma_{eq} = \max. \left(|(\Delta\sigma)_1 - (\Delta\sigma)_2|; |(\Delta\sigma)_2 - (\Delta\sigma)_3|; |(\Delta\sigma)_3 - (\Delta\sigma)_1| \right) \tag{18.6-5}$$

Cuando la naturaleza cíclica de las cargas sea tan compleja que no se vea claramente cuál de las dos condiciones de carga dará por resultado el mayor valor de $\Delta\sigma_{eq}$, se deben determinar realizando el procedimiento anterior para todos los pares de condiciones de carga.

Las dos condiciones de carga que den el mayor valor de $\Delta\sigma_{eq}$ deben utilizarse como condiciones de carga "mínima" y "máxima" para el cálculo de la tensión media equivalente de acuerdo con el apartado 18.7.1.2.2 mediante la expresión (18.7-7).

NOTA Este procedimiento es el mismo que el descrito en el apartado C.4.2 cuando se utiliza el criterio de Tresca.

18.6.2.3 Intervalo de tensiones principales

18.6.2.3.1 Aplicación

Si el lugar potencial de iniciación de grietas por fatiga se encuentra en el borde de la soldadura o en la superficie de la soldadura, para la evaluación de la fatiga se necesitará el intervalo de tensión estructural del material adyacente a la soldadura. En el planteamiento de la tensión principal máxima, sólo se utilizan las dos tensiones principales estructurales σ_{struc1} y σ_{struc2} actuando esencialmente paralelos (es decir, dentro de 45°) y normales a la dirección de la soldadura respectivamente, en la superficie de cada material.

18.6.2.3.2 Direcciones de las tensiones principales estructurales constantes

Si las direcciones principales estructurales permanecen fijas, $\Delta\sigma$ se determina de la manera siguiente.

$$\Delta\sigma_{struc1} = \sigma_{struc1\text{máx.}} - \sigma_{struc1\text{mín.}} \quad (18.6-6)$$

$$\Delta\sigma_{struc2} = \sigma_{struc2\text{máx.}} - \sigma_{struc2\text{mín.}} \quad (18.6-7)$$

NOTA Puede ser necesario considerar ambos intervalos de tensiones principales, dependiendo de sus direcciones y de las clases de fatiga aplicables a cada una de estas direcciones.

18.6.2.3.3 Cambio de las direcciones de las tensiones principales estructurales

Si las direcciones de las tensiones principales estructurales cambian durante el ciclo entre 2 condiciones de carga, $\Delta\sigma$ se debe calcular de la manera siguiente.

Se determinan las tres componentes de las tensiones (dos directas y una de cortadura) para cada condición de carga con referencia a algunos ejes fijos convenientes. Para cada componente de la tensión, se calcula la diferencia entre las dos condiciones. Se calculan las tensiones principales a partir de las diferencias de las tensiones resultantes.

NOTA Puede ser necesario considerar ambos intervalos de tensiones principales, dependiendo de sus direcciones y de las clases de fatiga aplicables a cada una de estas direcciones.

Cuando la naturaleza cíclica de las cargas sea tan compleja que no se vea claramente cuál de las dos condiciones de carga dará por resultado el mayor valor de $\Delta\sigma$, se deben determinar llevando a cabo el procedimiento anterior para todos los pares de condiciones de carga. Alternativamente, es conservador suponer que $\Delta\sigma$ es la diferencia entre las tensiones principales algebraicamente más grande y más pequeña que se dan durante todo el ciclo de carga independientemente de sus direcciones y admitir la más baja de las clasificaciones para las direcciones de las dos tensiones principales (véanse las tablas P.1 a P.7).

18.6.3 Intervalo de tensiones en soldaduras de cordón triangular o penetración parcial cargadas directamente

$\Delta\sigma$ es el intervalo máximo de tensiones en la garganta de la soldadura, tal como se define en el apartado 18.2.8.

Si la variación cíclica de las tensiones es debida a la aplicación y retirada de una carga individual,

$$\Delta\sigma = \left(\sigma_w^2 + \tau_w^2 \right)^{1/2} \quad (18.6-8)$$

donde

σ_w es el intervalo de tensión normal en la garganta de la soldadura y τ_w es el intervalo de tensión de cortadura en la garganta de la soldadura.

Si la variación cíclica de las tensiones es debida a más de una fuente de carga, pero la dirección del vector de la tensión en la garganta de la soldadura permanece fija, $\Delta\sigma$ se determina a partir del intervalo máximo de la carga por unidad de longitud de la soldadura.

Si la dirección del vector de la tensión en la garganta de la soldadura cambia durante el ciclo entre dos condiciones de carga extremas, $\Delta\sigma$ es la magnitud de la diferencia vectorial entre los dos vectores de las tensiones.

Cuando la naturaleza cíclica de las cargas sea tan compleja que no se vea claramente cuál de las dos condiciones de carga dará por resultado el mayor valor de $\Delta\sigma$, la diferencia vectorial debería determinarse para todos los pares de condiciones de carga extremas. Alternativamente, es conservador suponer:

$$\Delta\sigma = \left[(\sigma_{\text{máx.}} - \sigma_{\text{mín.}})^2 + (\tau_{1\text{máx.}} - \tau_{1\text{mín.}})^2 + (\tau_{2\text{máx.}} - \tau_{2\text{mín.}})^2 \right]^{1/2} \quad (18.6-9)$$

donde

τ_1 y τ_2 son las 2 componentes de la tensión de cortadura en la garganta de la soldadura.

18.7 Componentes no soldados y pernos

18.7.1 Componentes no soldados

18.7.1.1 Tensiones

La evaluación de componentes no soldados debe basarse en las tensiones totales equivalentes efectivas. Estas tensiones totales equivalentes efectivas se pueden calcular utilizando las tensiones estructurales o las tensiones totales.

Cuando se calculan a partir de las tensiones estructurales, el intervalo de tensiones totales efectivas viene dado por:

$$\Delta\sigma_f = K_f \cdot \Delta\sigma_{\text{eq, struc}} \quad (18.7-1)$$

Las tensiones estructurales utilizadas para este cálculo deben determinarse a partir de un modelo que incorpore el efecto completo de todas las discontinuidades estructurales groseras, sin tener en cuenta el de las discontinuidades locales (es decir, entallas).

Cuando se calculan a partir de las tensiones totales, el intervalo de tensiones totales efectivas viene dado por:

$$\Delta\sigma_f = \frac{K_f}{K_t} \Delta\sigma_{\text{eq, total}} \quad (18.7-2)$$

Las tensiones totales utilizadas para este cálculo deben determinarse a partir de un modelo que incorpore el efecto completo de todas las discontinuidades estructurales, incluyendo el de las discontinuidades locales (es decir, entallas).

En este caso, se permite evitar el cálculo del factor de concentración de tensiones teórica, siempre que en la ecuación (18.7-2) se asuma una relación $K_f/K_t = 1$, como simplificación conservadora.

El factor de concentración de tensiones efectiva viene dado por:

$$K_f = 1 + \frac{1,5 \cdot (K_t - 1)}{1 + 0,5 \max. \left\{ 1; K_t \cdot \frac{\Delta\sigma_{\text{struc,eq}}}{\Delta\sigma_D} \right\}} \quad (18.7-3)$$

donde $\Delta\sigma_D = \Delta\sigma_R$ para $N \geq 2 \times 10^6$ ciclos para materiales sin soldar,

$\Delta\sigma_{\text{struc,eq}}$ es el intervalo de tensiones equivalentes estructurales corregido para tener en cuenta la corrección por plasticidad (si es relevante, véase 18.8).

NOTA Este coeficiente refleja la influencia efectiva de una entalla sobre la duración a fatiga, según se obtiene de los ensayos de fatiga.

El factor de concentración de tensiones teórica K_t se debe definir y calcular de la manera siguiente:

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{total}}}{\sigma_{\text{struc}}} \quad (18.7-4)$$

Si el factor de concentración de tensiones teórica viene dado por una fórmula analítica encontrada en la literatura, tiene que estar basada en esta definición.

Si las tensiones totales se calculan directamente mediante análisis (por ejemplo, análisis de elementos finitos) o se determinan experimentalmente (por ejemplo, galgas extensométricas), las tensiones estructurales y de pico pueden separarse (según se describe en el anexo C) para obtener la tensión total de la manera siguiente:

$$\sigma_{\text{total}} = \sigma_{\text{struc}} + \sigma_{\text{peak}} \quad (18.7-5)$$

Luego

$$K_t = 1 + \frac{\sigma_{\text{peak}}}{\sigma_{\text{struc}}} \quad (18.7-6)$$

NOTA 1 Las ecuaciones (18.7-4) a (18.7-6) están escritas para el caso sencillo de estado de tensiones uniaxial para comprender el principio. En el caso general de estados de tensiones multiaxiales, debe aplicarse la ecuación (18.7-5) para las componentes de las tensiones (véase C.4.4) y debe aplicarse la ecuación (18.7-4) para el cálculo de la concentración de tensiones teórica utilizando intervalos de tensiones equivalentes (véase 18.7.1.2.1). Si las tensiones totales equivalentes se determinan directamente mediante análisis (por ejemplo, análisis de elementos finitos), el modelo debe incluir cualquier entalla con detalle suficiente. Si se determinan experimentalmente (por ejemplo, galgas extensométricas), las mediciones deben realizarse en la entalla, o suficientemente cerca para permitir establecer la tensión total por extrapolación (véase la referencia [2]). Las deformaciones deben convertirse a tensiones suponiendo condiciones elásticas lineales.

Se debe determinar el intervalo de tensión equivalente $\Delta\sigma_{\text{eq},1}$ y la tensión media equivalente $\bar{\sigma}_{\text{eq}}$. Para esto se dan dos métodos dependiendo de si, bajo acciones de carga múltiples, las direcciones de las tensiones principales estructurales permanecen o no constantes. Las tensiones de tracción se consideran positivas y las de compresión negativas.

18.7.1.2 Intervalo de tensiones equivalente y tensión media equivalente

18.7.1.2.1 Direcciones de las tensiones principales constantes

Si las direcciones de las tensiones principales permanecen constantes, $\Delta\sigma_{\text{eq}}$ se debe determinar de acuerdo con el apartado 18.6.2.2.1 y la ecuación (18.6-4).

NOTA 1 Para estados de tensiones multiaxiales el intervalo de tensiones equivalentes se calcula como la tensión equivalente del intervalo (diferencias entre los dos estados) de las componentes de las tensiones y no como el intervalo (diferencia) entre las tensiones equivalentes en los dos estados (compárese con C.4.2).

La tensión media equivalente correspondiente $\bar{\sigma}_{eq}$ es la media de los valores máximo y mínimo alcanzados durante el ciclo por la suma de los 2 tensiones principales totales, $\sigma_{total,i}$ y $\sigma_{total,j}$, que han producido $\Delta\sigma_{eq}$. Por tanto:

$$\bar{\sigma}_{eq} = \frac{1}{2} \left[\left(\sigma_{total,i} + \sigma_{total,j} \right)_{m\acute{a}x.} + \left(\sigma_{total,i} + \sigma_{total,j} \right)_{m\acute{i}n.} \right] \quad (18.7-7)$$

NOTA 2 En la figura 18-5, $\bar{\sigma}_{eq}$ es dos veces el valor medio de la tensión directa, media calculada a lo largo del tiempo, normal al plano del intervalo de tensión de cortadura máximas.

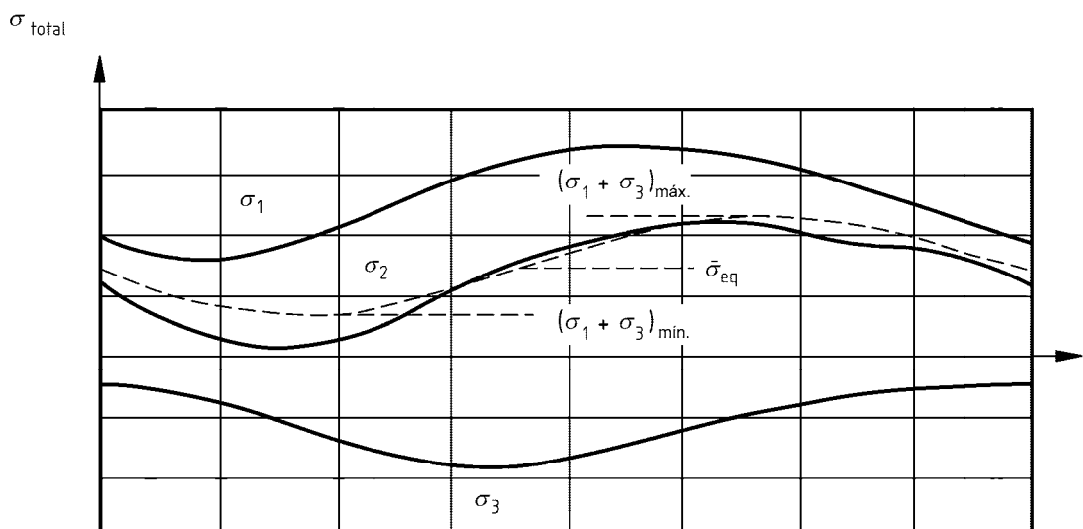


Figura 18-5 – Ejemplo de la variación en función del tiempo de la diferencia entre las tensiones principales totales que determinan $\Delta\sigma_{eq}$ (es decir, $\sigma_{total,1}$ y $\sigma_{total,3}$ en este caso) y la media resultante $\bar{\sigma}_{eq}$

18.7.1.2.2 Cambio de las direcciones de las tensiones principales

Si cambian las direcciones de las tensiones principales:

- el intervalo de tensión equivalente $\Delta\sigma_{eq}$ se debe calcular según se indica en el apartado 18.6.2.2.2;
- la tensión media equivalente $\bar{\sigma}_{eq}$ se debe determinar a partir de la ecuación (18.7-7), en la cual:
 - las condiciones de carga "mín." y "máx." a considerar deben ser las que se definen en el apartado 18.6.2.2.2;
 - $(\sigma_{total,i} + \sigma_{total,j})_{m\acute{a}x.}$ debe ser la suma de las dos tensiones principales (marcadas por i y j), cuya diferencia es la mayor en la condición de carga "máx.";
 - $(\sigma_{total,i} + \sigma_{total,j})_{m\acute{i}n.}$ debe ser la suma de las dos tensiones principales (marcadas por i y j), cuya diferencia es la mayor en la condición de carga "mín.".

NOTA Dado que en las condiciones de carga "mín." y "máx." actúan diferentes estados de tensiones, el par de índices i y j a conservar para cada uno de ellos puede ser diferente.

18.7.2 Pernos

Para pernos, $\Delta\sigma$ es el intervalo de tensiones nominales máximas resultantes de cargas directas de tracción y flexión en la sección transversal del núcleo, determinada sobre la base del diámetro menor. Para pernos precargados, puede tenerse en cuenta el nivel de precarga, basando $\Delta\sigma$ en las fluctuaciones reales de la carga de los pernos.

NOTA La curva de diseño a fatiga para pernos tiene en cuenta, para cualquier forma de rosca, las concentraciones de tensiones en la raíz de la rosca.

18.8 Condiciones elasto-plásticas

18.8.1 Generalidades

Para cualquier componente, si el intervalo de tensión estructural pseudoelástica calculado para uniones soldadas y partes sin soldar es superior a dos veces el límite elástico del material considerado, es decir, si $\Delta\sigma_{eq,l} > 2R_{p0,2/T^*}$, véase la nota, debe multiplicarse por un factor de corrección por plasticidad. El factor de corrección a aplicar al intervalo de tensión de origen mecánico es k_e y al intervalo de tensión de origen térmico es k_v .

NOTA Esto es aplicable a aceros ferríticos; para aceros austeníticos se utiliza $R_{p1,0/T^*}$.

18.8.1.1 Cargas mecánicas

Para cargas mecánicas, el intervalo de tensión estructural corregido $\Delta\sigma_{struc,eq} = k_e \Delta\sigma_{eq,l}$, donde:

$$k_e = 1 + A_0 \left(\frac{\Delta\sigma_{eq,l}}{2R_{p0,2/T^*}} - 1 \right) \quad (18.8-1)$$

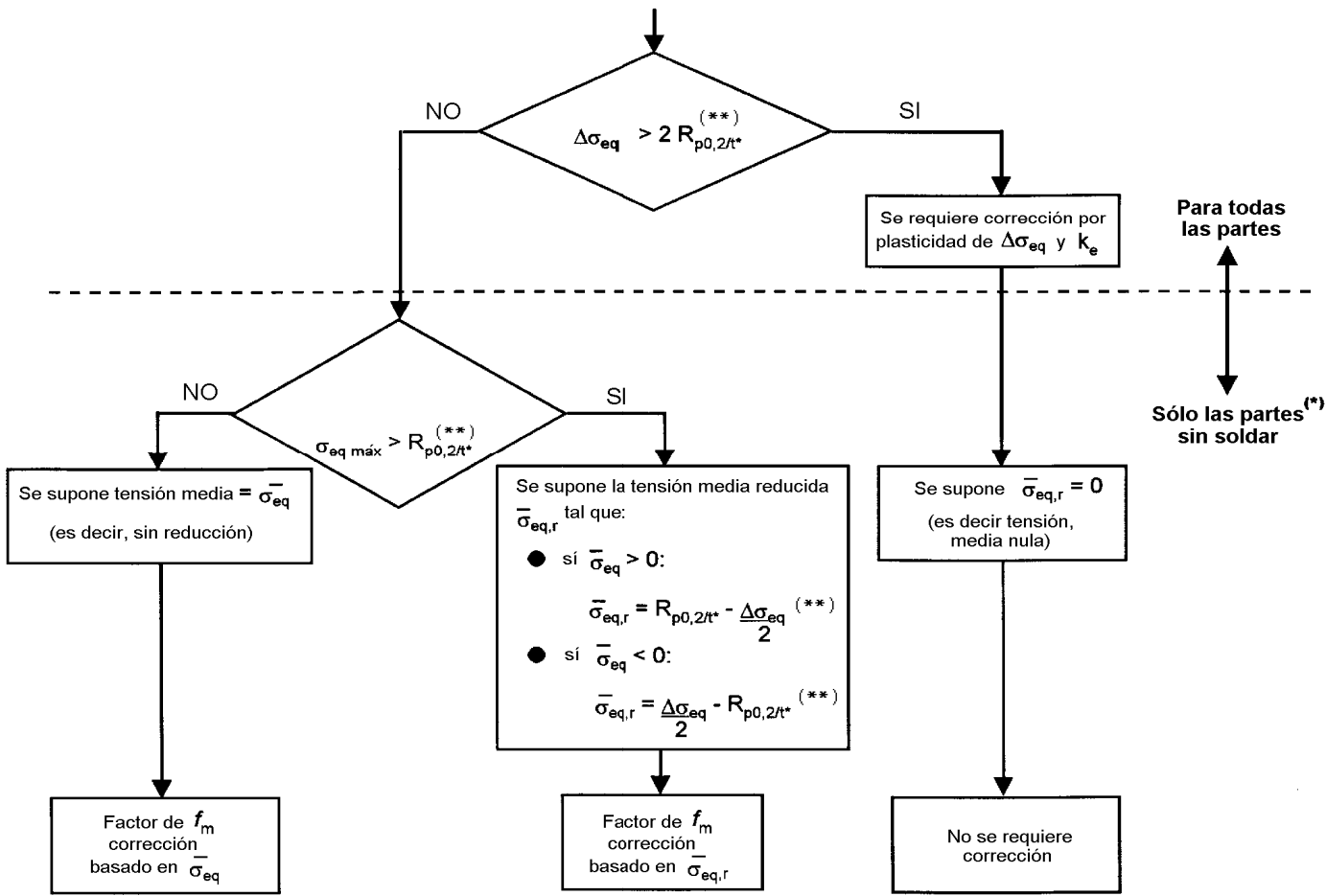
donde

$A_0 = 0,5$ para aceros ferríticos con $800 \leq R_m \leq 1\ 000$ (MPa);

= 0,4 para aceros ferríticos con $R_m \leq 500$ (MPa) y para todos los aceros austeníticos (véase la nota del apartado 18.8.1);

= $0,4 + \frac{(R_m - 500)}{3\ 000}$ para aceros ferríticos con $500 \leq R_m \leq 800$ (MPa).

El procedimiento para determinar la tensión media equivalente para permitir condiciones elasto-plásticas se muestra en la figura 18-6 y se aplica en el apartado 18.11.



(*) Para partes no soldadas, los valores de σ o $\Delta\sigma$ son tensiones de entalla o intervalos de tensión

(**) Esto es aplicable a aceros ferríticos; para aceros austeníticos se utilizar $R_{p1,0,7\%}$.

Figura 18-6 – Modificaciones de las tensiones equivalentes medias para tener en cuenta condiciones elasto-plásticas debidas a cargas mecánicas

18.8.1.2 Cargas térmicas

En el caso de una distribución de tensiones térmicas que no sea lineal a través del espesor del material, se deben determinar para cada componente de las tensiones de las distribuciones de tensiones no lineales y también las distribuciones de tensiones lineales equivalentes Utilizando el intervalo de tensiones linealizadas $\Delta\sigma_{eq,l}$, k_v se debe calcular mediante:

$$k_v = \max. \left(\frac{0,7}{0,5 + \frac{0,4}{\Delta\sigma_{eq,l} / R_{p0,2}/T^*}} ; 1,0 \right) \quad (18.8-3)$$

El intervalo de tensión corregido debe ser $\Delta\sigma_{eq} = k_v \cdot \Delta\sigma_{eq,l}$ para uniones soldadas o $\Delta\sigma_f = k_v \cdot \Delta\sigma_{eq,t}$ para zonas sin soldar.

18.8.1.3 Análisis elasto-plástico

Si el intervalo de deformaciones totales $\Delta\varepsilon_T$ (elásticas más plásticas) debidas a cualquier fuente de carga es conocido por análisis de tensiones teórico o experimental, no es necesaria ninguna corrección por plasticidad y

$$\Delta\sigma = E \cdot \Delta\varepsilon_T \quad (18.8-4)$$

18.9 Acción de la fatiga

18.9.1 Cargas

18.9.1.1 Se deben identificar todas las fuentes de cargas fluctuantes que actúen sobre el recipiente o parte

NOTA Tales cargas son fluctuaciones de presión; variaciones del contenido; transitorios de temperatura; restricciones a la dilatación y contracción durante variaciones de temperatura; vibraciones forzadas y variaciones de cargas externas.

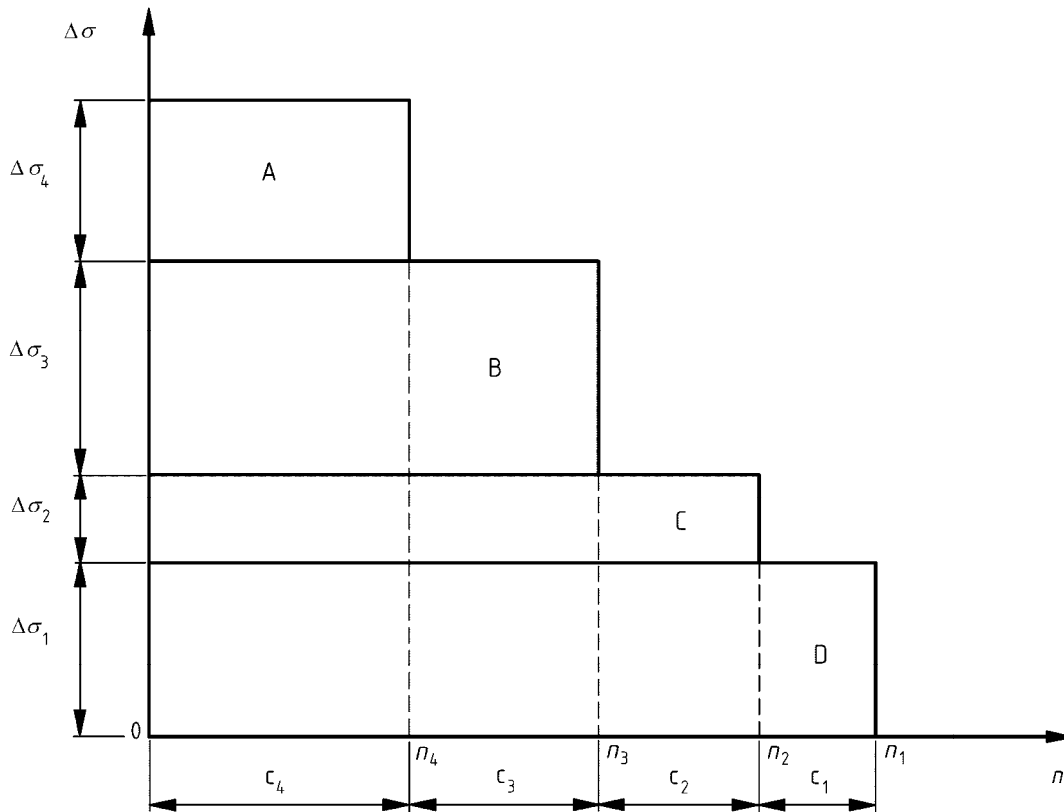
Se deben tener en cuenta todos los efectos del funcionamiento y medioambientales definidos en la especificación de compra.

18.9.2 Método simplificado de recuento de ciclos

18.9.2.1 Las cargas se deben agrupar en casos de carga específicos. Los casos de carga deben ser independientes entre sí y se deben considerar por separado.

18.9.2.2 Se deben preparar una especificación de cargas indicando para cada caso de carga el intervalo de tensiones (calculado según los apartados 18.5, 18.6, 18.7 y 18.8 según sea adecuado para el componente y carga) y el número de ciclos para cada carga.

Como se muestra en la figura 18-7 y en la tabla 18-3, los intervalos de tensiones se deben presentar en curvas o tablas en función del número de ciclos. La carga con el menor número de ciclos se debe trazar o tabular en la parte superior y los ciclos se deben sumar tal como se indica.



Leyenda

- $\Delta\sigma$ Intervalo de tensión combinada
- n Número de ciclos aplicados
- c_4 Ciclos de $\Delta\sigma_4 + \Delta\sigma_3 + \Delta\sigma_2 + \Delta\sigma_1$
- c_3 Ciclos de $\Delta\sigma_3 + \Delta\sigma_2 + \Delta\sigma_1$
- c_2 Ciclos de $\Delta\sigma_2 + \Delta\sigma_1$
- c_1 Ciclos de $\Delta\sigma_1$

Figura 18-7 – Método simplificado de recuento

NOTA En la tabla 18-3 se muestra un ejemplo.

Tabla 18-3 – Ejemplo de terminación de ciclos de tensiones utilizando el método simplificado de recuento de ciclos

Cargas individuales				Casos de carga		
Carga	Intervalo de tensión	Nº de ciclos	Ejemplo	Número	Intervalo de tensión	Nº de ciclos
4	$\Delta\sigma_4$	n_4	Intervalo de presión completo	A	$\Delta\sigma_4 + \Delta\sigma_3 + \Delta\sigma_2 + \Delta\sigma_1$	$c_4 = n_4$
3	$\Delta\sigma_3$	n_3	Diferencia de temperaturas	B	$\Delta\sigma_3 + \Delta\sigma_2 + \Delta\sigma_1$	$c_3 = n_3 - n_4$
2	$\Delta\sigma_2$	n_2	Fluctuación de presión	C	$\Delta\sigma_2 + \Delta\sigma_1$	$c_2 = n_2 - n_3 - n_4$
1	$\Delta\sigma_1$	n_1	Carga mecánica	D	$\Delta\sigma_1$	$c_1 = n_1 - n_2 - n_3 - n_4$

18.9.3 Método de recuento de ciclos del recipiente

18.9.3.1 Como una alternativa al método de recuento simplificado indicado en el apartado 18.9.2, se puede utilizar el procedimiento de recuento de ciclos del recipiente más preciso, siempre que las direcciones de las tensiones principales permanezcan constantes en el tiempo.

NOTA 1 Este método se basa en un análisis de la historia de las tensiones aplicadas. Por ello es necesario que la historia de cargas se defina en la especificación del recipiente o que pueda asumirse de forma conservadora en la etapa de diseño. Si no se conoce la secuencia exacta de cargas, deberían examinarse alternativas para establecer la más severa desde el punto de vista de la fatiga, es decir, la que proporcione el valor más alto de D en la ecuación 18.5-1.

NOTA 2 Cuando las direcciones de las tensiones principales varíen con el tiempo (por ejemplo, cuando actúan múltiples cargas fuera de fase), no hay tensión particular que pueda usarse para el recuento de ciclos. Para estos casos, debería realizarse una simplificación de la historia de tensiones que se traduzca en direcciones de las tensiones principales fijas, si dicha simplificación es conservativa, o bien debería utilizarse el método de recuento de ciclos simplificado del apartado 18.9.2.

18.9.3.2 Se determina la historia de tensiones, es decir, las tensiones que resultan de todas las cargas aplicadas en cualquier momento de la historia de cargas.

18.9.3.3 Se determina la variación con el tiempo de las tensiones principales estructurales $\sigma_{\text{struc},1}$ y $\sigma_{\text{struc},2}$ para una evaluación basada en las tensiones principales de acuerdo con el anexo P (véase la figura 18-4a) o de las diferencias de tensiones principales S_{12} , S_{23} y S_{31} para una evaluación basada en las tensiones equivalentes (véase la figura 18-4b).

La tensión principal o la diferencia de tensión a tener en cuenta para la evaluación debe ser aquélla que dé lugar al mayor valor de D en la ecuación 18.5-1, para los ciclos encontrados en su variación.

NOTA 1 El conservadurismo de este método está bien establecido para historias de carga en las que las variaciones de tensiones conciernen fundamentalmente a la misma tensión principal o diferencia de tensión. No se ha demostrado para casos más generales. Para historias de carga en las que la situación es bastante diferente, se recomienda utilizar el método de recuento de ciclos simplificado del apartado 18.9.2 para evitar la posible falta de conservadurismo.

NOTA 2 Cuando solo una carga varía con el tiempo, el recuento de ciclos puede también llevarse a cabo en base a la variación de esta carga y del intervalo de tensiones de cada ciclo de tensión y después obtenerse a partir del intervalo de cargas del correspondiente ciclo de carga.

18.9.3.4 Se marcan los valores máximo y mínimo para dos periodos de la historia de tensiones como se muestra en la figura 18-8.

18.9.3.5 Se marca la tensión de pico más alta de cada ciclo y se unen los dos valores de pico mediante una línea recta. Si hay dos o más valores de pico más altos iguales en un ciclo, se marca solamente el primero de tales valores de pico del periodo.

18.9.3.6 Se unen los dos puntos marcados y se considera solamente la parte de la curva situada debajo de esta línea, como la sección de un recipiente lleno.

18.9.3.7 Se vacía el recipiente desde el punto más bajo dejando el agua que no pueda salir. Si hay dos o más puntos más bajos iguales, el drenaje puede hacerse desde cualquiera de ellos.

18.9.3.8 Se contabiliza un ciclo que tenga un intervalo de tensiones, σ_{V1} , igual a la altura vertical del agua vaciada.

18.9.3.9 Se repiten los pasos de los apartados 18.9.3.7 y 18.9.3.8 sucesivamente con cada uno de los cuerpos de agua restantes hasta que el recipiente esté vacío, contabilizando un ciclo en cada operación de drenaje.

18.9.3.10 Se hace una lista de todos los intervalos de tensiones individuales por orden descendente de magnitud σ_{V1} , σ_{V2} , σ_{V3} , σ_{V4} etc. Si se producen dos o más ciclos de igual intervalo de tensión, se registran por separado. Esto proporciona el espectro de intervalos de tensiones de diseño.

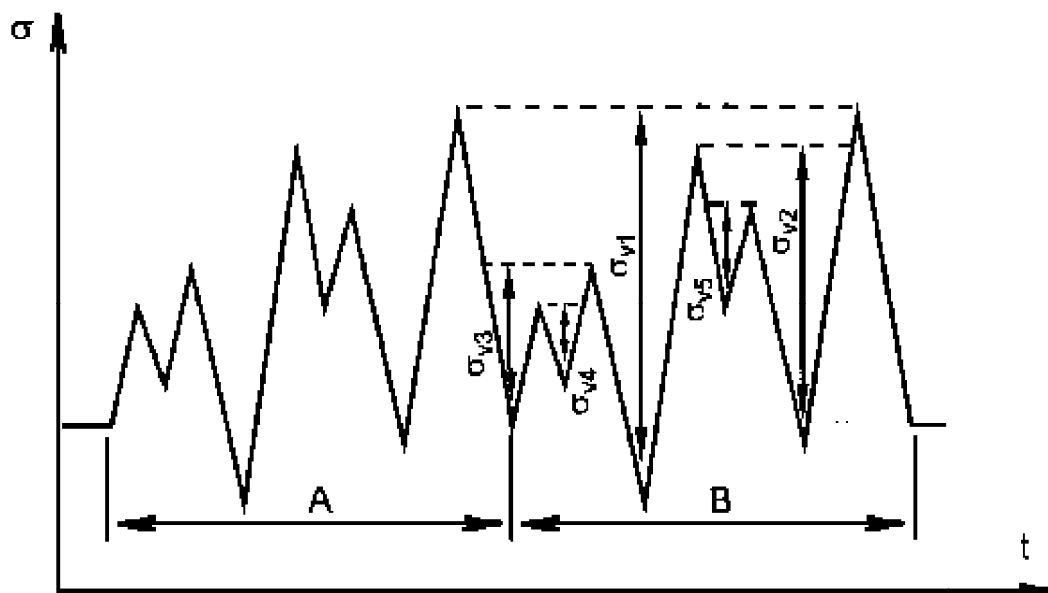


Figura 18-8 – Método de recuento de ciclos del recipiente

18.10 Resistencia a la fatiga de componentes soldados

18.10.1 Clasificación de los detalles de soldadura

18.10.1.1 Uso de las tablas

Las soldaduras se deben clasificar según las tablas 18-4 y el anexo P en función de que el intervalo de tensión haya calculado a partir de tensiones equivalentes o principales. En el anexo P, la clasificación depende del modo potencial de agrietamiento correspondiente a la posición y dirección de las tensiones fluctuantes indicadas.

Todas las desviaciones de la forma ideal (desalineación, picos, ovalización, etc.) se deben incluir en la determinación de las tensiones.

NOTA 1 En general, la resistencia a la fatiga depende de la dirección de la tensión fluctuante respecto al detalle de soldadura; las posiciones de la posible iniciación de grietas por fatiga en el detalle; la disposición geométrica y las proporciones del detalle; y los métodos de fabricación e inspección. Por consiguiente, un detalle puede aparecer varias veces en las tablas debido a los distintos modos en los cuales puede fallar.

NOTA 2 Un detalle de soldadura dado puede tenerse que evaluar para la iniciación potencial de grietas por fatiga desde más de un punto utilizando distintas clasificaciones y las curvas de diseño correspondientes.


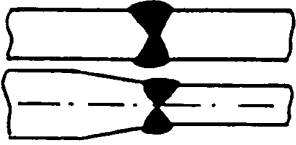
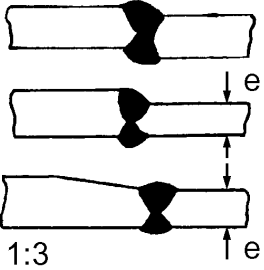
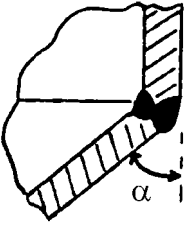

NOTA 3 La duración a fatiga de un recipiente o parte de un recipiente puede estar determinada por un detalle concreto. Por tanto, las clases de otros detalles que experimenten a la misma carga de fatiga no tienen por qué ser más altas. Por ejemplo, la clase potencialmente alta que se puede alcanzar para costuras perfectamente alineadas puede no ser necesaria si la duración a fatiga está determinada por soldaduras de cordón triangular.

18.10.1.2 Clasificación de detalles de soldadura a evaluar utilizando intervalos de tensiones equivalentes


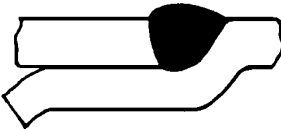
Los detalles de soldadura y sus clases correspondientes para uso en evaluaciones basadas en intervalo de tensiones equivalente se dan en la tabla 18-4. La clasificación se refiere a agrietamiento por fatiga en el metal base desde el extremo o borde de la soldadura, que se debe evaluar utilizando $\Delta\sigma_{eq}$ en el metal base adyacente al lugar potencial de iniciación de la grieta, o a agrietamiento por fatiga en la propia soldadura desde la raíz a la superficie, lo cual se debe evaluar utilizando el valor de $\Delta\sigma$ en la soldadura, con $\Delta\sigma$ de acuerdo con lo definido en el apartado 18.6.3.

Puesto que $\Delta\sigma_{eq}$ no tiene dirección, la clase indicada en la tabla 18-4 se refiere a la dirección de aplicación de tensiones menos favorable para el detalle concreto de soldadura y modo de agrietamiento por fatiga indicado.

**Tabla 18-4 – Clases de detalles de soldadura para utilizar con intervalos de tensiones estructurales equivalentes
a) Soldaduras de costura**

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase		
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3	
1.1	Soldadura a tope de plena penetración esmerilada hasta enrasar, incluidas las reparaciones de la soldadura	 <p>Grietas de fatiga iniciadas normalmente en defectos de soldadura</p>	<p>Soldadura a demostrar que está exenta de defectos que rompen la superficie y de defectos importantes debajo de la superficie (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.</p> <p>Utilícese f_e en vez de f_{ew}</p>	90	71	
1.2	Soldadura a tope de plena penetración hecha desde ambos lados o desde un lado sobre un postizo consumible o soporte temporal no fusible	 <p>1:3</p>	<p>Soldadura a demostrar que está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos y soldaduras de plena penetración hechas desde un lado*.</p>	80	63	
1.3		 <p>1:3</p>				<p>Soldadura a demostrar que está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos*.</p> <p>El efecto de la desalineación se tiene que incluir en la tensión calculada*.</p>
1.4						<p>Soldadura a demostrar que está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.</p> <p>$\alpha \leq 30^\circ$</p> <p>$\alpha > 30^\circ$</p>
1.5	Soldaduras a tope de plena penetración hechas desde un lado sin soporte		Si no se puede garantizar la plena penetración*	63	40	
			Si no se puede inspeccionar visualmente el interior y no se puede asegurar la plena penetración*	40	40	

* En caso de desalineación, véase el apartado 18.10.4.

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
1.6	Soldaduras a tope de plena penetración hechas desde un lado sobre soporte permanente.		<p>Sólo costuras circunferenciaes (véase 5.7). Garganta mínima = espesor de la envolvente</p> <p>La pasada de la raíz de la soldadura se inspecciona para asegurar la plena fusión al soporte.</p> <p>Una sola pasada de soldadura.</p>	56	40
				40	40
1.7	Unión emparejada		<p>Sólo costuras circunferenciaes (véase 5.7). Garganta mínima = espesor de la envolvente</p> <p>La pasada de la raíz de la soldadura se inspecciona para asegurar la plena fusión al soporte.</p> <p>Una sola pasada de soldadura.</p>	56	40
				40	40
* En caso de desalineación, véase el apartado 18.10.4.					

**Tabla 18-4 – Clases de detalles de soldadura para utilizar con intervalos de tensiones estructurales equivalentes
b) Envoltente a cabeza o placa de tubos**

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
2.1	Cabeza soldada superpuesta		La placa de la cabeza debe tener propiedades adecuadas en todo el espesor para resistir el desgarramiento laminar.		
			Soldaduras de plena penetración hechas desde ambos lados (detalle a):		
			– tal como se ha soldado;	71	63
			– bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2).	80	63
			Soldaduras de penetración parcial hechas desde ambos lados (detalle b):		
			– agrietamineto por fatiga en la soldadura*	32	32
– agrietamiento por fatiga en la envoltente a partir del borde de la soldadura	63	63			
Soldaduras de plena penetración hechas desde un lado sin soldadura del soporte (detalle c):					
– si la soldadura interior se puede inspeccionar visualmente y se demuestra que está exenta de solapamiento de la soldadura y concavidad de la raíz.	63	40			
– si no se puede inspeccionar visualmente el interior y no se puede asegurar la plena penetración	40	40			
2.2	Cabeza soldada superpuesta con ranura de desahogo		Soldadura a demostrar que está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.		
			Soldaduras de plena penetración: hechas desde ambos lados, o desde un lado con la pasada de raíz esmerilada hasta enrasar.	80	63
			Soldaduras de plena penetración hechas desde un lado:		
			– si la soldadura interior se puede inspeccionar visualmente y se demuestra que está exenta de solapamiento de la soldadura y concavidad de la raíz.	63	40
– si no se puede inspeccionar visualmente el interior	40	40			

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
2.3	Cabeza insertada		<p>Soldaduras de plena penetración o de penetración parcial hechas desde ambos lados (detalle a). (Se refiere al agrietamiento por fatiga desde el borde de la soldadura en la envolvente):</p> <ul style="list-style-type: none"> – tal como se ha soldado; 	71	63
			<ul style="list-style-type: none"> – bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2). 	80	63
			<p>Soldaduras de penetración parcial hechas desde ambos lados (detalle b):</p> <ul style="list-style-type: none"> – se refiere al agrietamiento por fatiga en la soldadura, basado en el intervalo de tensiones en la garganta de la soldadura 	32	32
			<ul style="list-style-type: none"> – garganta de la soldadura $\geq 0,8 \times$ espesor de la cabeza. 	63	63
			<p>Soldadura de plena penetración hecha desde un lado sin soldadura del soporte (detalle c):</p> <ul style="list-style-type: none"> – si la soldadura interior se puede inspeccionar visualmente y se demuestra que está exenta de solapamiento de la soldadura y concavidad de la raíz. 	63	40
			<ul style="list-style-type: none"> – si no se puede inspeccionar visualmente el interior. 	40	40
<p>* A considerar solamente si la garganta de la soldadura es $< 0,8 \times$ espesor de la envolvente.</p>					

Tabla 18-4 – Clases de detalles de soldadura para utilizar con intervalos de tensiones estructurales equivalentes
c) Conexiones de derivación

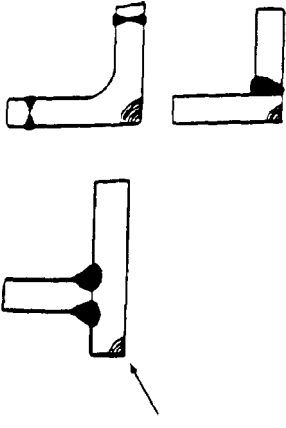
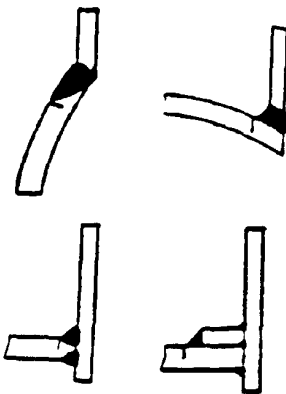
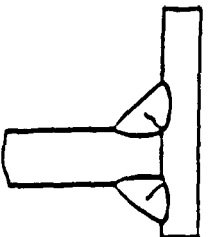
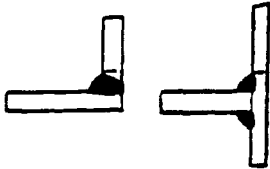
Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
3.1	Esquina de horquilla	 <p>La grieta irradia desde la esquina a la pieza, los esquemas muestran el plano de la grieta</p>	<p>La evaluación por el método para partes no soldadas es el planteamiento normal. Sin embargo, se permite una evaluación simplificada utilizando la clase 100 según el anexo Q.</p> <p>Utilícese f_e en vez de f_{ew}</p>	100	100
3.2	Borde de la soldadura en la envolvente		<p>Soldaduras de plena penetración:</p> <ul style="list-style-type: none"> – tal como se ha soldado; 	71	63
			<ul style="list-style-type: none"> – bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2). 	80	63
			<p>Soldaduras de penetración parcial</p> <ul style="list-style-type: none"> – garganta de la soldadura $\geq 0,8$ x espesor más delgado de las paredes conectadas, tal como se ha soldado 	63	63
			<ul style="list-style-type: none"> – garganta de la soldadura $< 0,8$ x espesor más delgado de las paredes conectadas 	32	32
<ul style="list-style-type: none"> – bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2) 	71	63			
3.3	Metal soldado sometido a tensiones		Soldaduras de cordón triangular y de penetración parcial.	32	32
3.4	Borde de la soldadura en la derivación		Tal como se ha soldado	71	63
			<p>Bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2).</p> <p>e_n = espesor de la derivación en la ecuación (18.10-6).</p>	80	63

Tabla 18-4 – Clases de detalles de soldadura para utilizar con intervalos de tensiones estructurales equivalentes
d) Camisas

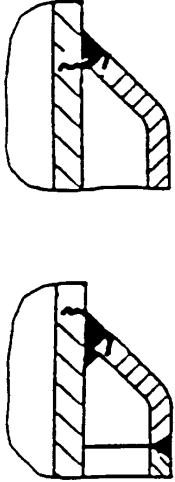
Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
4.1	Soldadura de conexión de camisa con anillo de cierre con forma		Soldadura de plena penetración que se haya demostrado que está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.		
			Soldada desde un lado: – soldaduras en varias pasadas con la pasada de raíz inspeccionada para asegurar la plena fusión: – una sola pasada de soldadura.	63 40	40 40
			Soldada desde ambos lados o desde un lado con soldadura de soporte.	71	56

Tabla 18-4 – Clases de detalles de soldadura para utilizar con intervalos de tensiones estructurales equivalentes
e) Accesorios

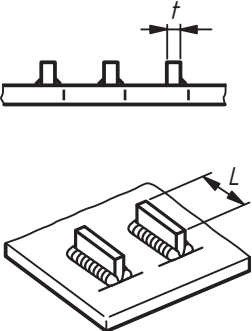
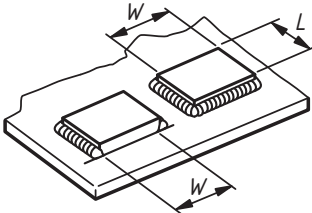
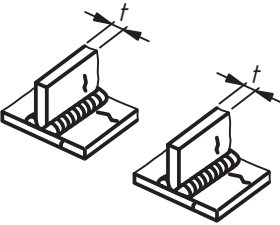
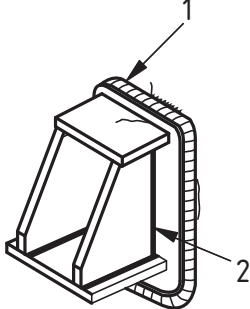
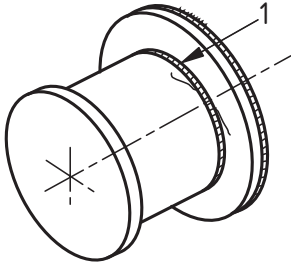
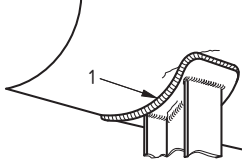
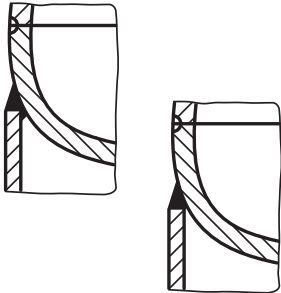
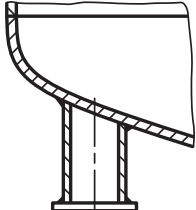
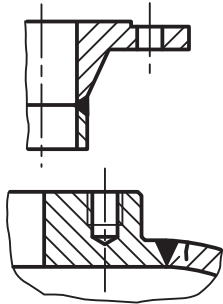
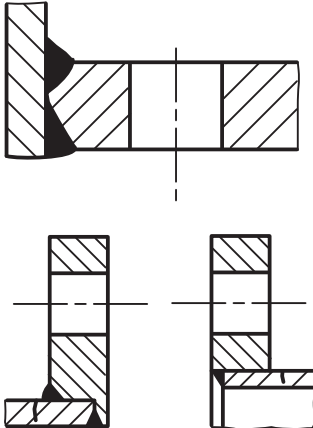
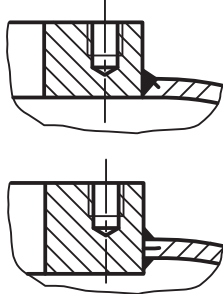
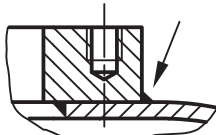
Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Tensión estructural equivalente	Tensión nominal equivalente
				Grupo de ensayos 1, 2, 3	Grupo de ensayos 1, 2, 3
5.1	Accesorio de cualquier forma con un borde en ángulo o biselado, soldado a tope a la superficie de un miembro sometido a tensiones, con o sin soldaduras continuas alrededor de los extremos		Para detalles con soldaduras continuas alrededor de los extremos, la clase se aumenta una unidad si se repasan los bordes de la soldadura (véase 18.10.2.2).		
			$L \leq 160 \text{ mm}, t \leq 55 \text{ mm}$ $L > 160 \text{ mm}$	71 71	56 50
5.2	Accesorio de cualquier forma con la superficie en contacto con un miembro sometido a tensiones, con o sin soldaduras continuas alrededor de los extremos		Para detalles de soldaduras continuas alrededor de los extremos, la clase se aumenta una unidad si se repasan los bordes de la soldadura (véase 18.10.2.2).		
			$L \leq 160 \text{ mm}, W \leq 55 \text{ mm}$ $L > 160 \text{ mm}, W \leq 55 \text{ mm}$	71 71	56 50
			$L > 160 \text{ mm}, W \leq 55 \text{ mm}$	71	45
5.3	Refuerzo continuo		Para soldaduras de plena penetración, la clase se aumenta una unidad si se repasan los bordes de la soldadura (véase 18.10.2.2).		
			$t \leq 55 \text{ mm}$ $t > 55 \text{ mm}$	71 71	56 50

Tabla 18-4 – Clases de detalles de soldadura para utilizar con intervalos de tensiones estructurales equivalentes
f) Soportes

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
6.1	Soporte en recipiente horizontal o vertical	 <p>1 Soldadura de cordón triangular al recipiente en toda la perifería 2 Placa de soporte</p>	Tal como se ha soldado	71	71
			Borde de la soldadura en la envolvente repasado (véase 18.10.2.2).	80	80
6.2	Soporte de muñón	 <p>1 Placa de soporte</p>	Tal como se ha soldado	71	71
			Borde de la soldadura en la envolvente repasado (véase 18.10.2.2).	80	80
6.3	Soporte de silleta	 <p>1 Soldadura de cordón triangular al recipiente en toda la perifería</p>	Tal como se ha soldado	71	71
			Borde de la soldadura en la envolvente repasado (véase 18.10.2.2).	80	80
6.4	Soporte de faldón		Soldado desde ambos lados:		
			Tal como se una soldado	71	71
			Borde de la soldadura en la envolvente repasado (véase 18.10.2.2).	80	80
		Soldado desde un lado:	56	56	
6.5	Soporte de pata (con o sin placa de refuerzo) con soldadura de cordón triangular al recipiente continua en toda la perifería.			71	71

**Tabla 18-4 – Clases de detalles de soldadura para utilizar con intervalos de tensiones estructurales equivalentes
g) Bridas y placas**

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
7.1	Soldadura a tope de plena penetración, brida de cuello o brida de compensación con saliente para soldar.		Soldadura a demostrar que está exenta de defectos que rompen la superficie y de defectos importantes debajo de la superficie (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.		
			Soldadura hecha desde ambos lados o desde un lado con soldadura de soporte o sobre pieza postiza consumible o soporte temporal.	80	63
			Soldadura hecha desde un lado:		
			– si se puede asegurar la plena penetración	63	40
– si no se puede inspeccionar visualmente el interior.	40	40			
7.2	Brida soldada		Soldaduras de plena penetración:		
			– tal como se ha soldado;	71	63
			– bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2).	80	63
			Soldaduras de penetración parcial		
			– garganta de la soldadura $\geq 0,8 \times$ espesor de la envolvente;	63	63
– garganta de la soldadura $< 0,8 \times$ espesor de la envolvente.	32	32			
7.3	Brida o placa insertada		Soldadura de plena penetración:		
			– tal como se ha soldado;	71	63
			– bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2).	80	63
			Soldadura hecha desde un lado:		
			– si se puede asegurar la plena penetración	63	40
			– si no se puede inspeccionar visualmente el interior.	40	40
Soldado con cordón triangular desde ambos lados:					
– garganta de la soldadura $\geq 0,8 \times$ espesor de la envolvente;	63	32			
– garganta de la soldadura $< 0,8 \times$ espesor de la envolvente.	32	32			

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
7.4	Brida o placa insertada, soldada desde ambos lados		<p>– garganta de la soldadura $\geq 0,8 \times$ espesor de la envolvente.</p> <p>– garganta de la soldadura $< 0,8 \times$ espesor de la envolvente.</p>	63	63
				32	32

18.10.1.3 Clasificación de detalles de soldadura a evaluar utilizando intervalos de tensiones principales

Los detalles de soldadura y sus clases correspondientes para utilizar en evaluación basada en el intervalo de tensiones principales se dan en el anexo P.

18.10.1.4 Exclusiones

Las tablas de clasificación no incluyen pernos que estén soldados. El método de evaluación de este capítulo no es aplicable a tales pernos.

18.10.2 Cambio de clasificación

18.10.2.1 Soldaduras del grupo de ensayos 3

Las soldaduras del grupo de ensayos 3 se deben evaluar de acuerdo con la columna específica "Grupo de ensayos 3" de las tablas 18-4 o de las tablas P.1 a P.7.

18.10.2.2 Repaso del borde de la soldadura

Las grietas de fatiga se inician fácilmente en los bordes de las soldaduras de miembros sometidos a tensiones debido en parte a la concentración de tensiones resultante de la forma de la soldadura, pero debido sobre todo a la presencia de defectos intrínsecos. La duración a fatiga de las soldaduras que pueden fallar desde el borde se puede aumentar mecanizando y/o esmerilando el borde para reducir la concentración de tensiones y eliminar los defectos intrínsecos.

La clasificación de las soldaduras de cordón triangular (incluidas las soldaduras de plena penetración con cordones triangulares de refuerzo) se puede aumentar, en los casos indicados en las tablas 18-4 y en el anexo P, cuando el repaso del borde se realiza de acuerdo con el procedimiento siguiente. Las tablas 18-4 y el anexo P incluyen la clase revisada.

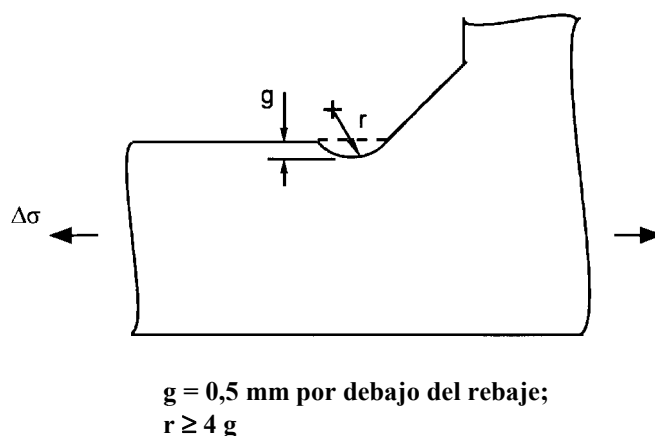


Figura 18-9 – Repaso del borde de la soldadura

El borde de la soldadura se mecaniza utilizando una muela de mecanización de carburo de tungsteno cónica rotativa. Con objeto de asegurar la eliminación de los defectos del borde de la soldadura, se requiere una profundidad de mecanización 0,5 mm por debajo de cualquier rebaje (véase la figura 18-9). La zona se debería inspeccionar utilizando líquidos penetrantes o partículas magnéticas. Dicha inspección se facilita si el borde mecanizado se esmerila utilizando bandas de papel esmeril, una medida que también mejora la duración a fatiga. El perfil resultante debería ofrecer una transición suave desde la superficie de la placa hasta la soldadura, como se muestra en la figura 18-9, con todas las marcas de mecanización situadas transversalmente respecto al borde de la soldadura.

El repaso del borde sólo afecta a la resistencia a la fatiga de una unión soldada en lo que respecta al fallo desde el borde de la soldadura. No se debería pasar por alto la posibilidad de iniciación de grietas por fatiga a causa de otras características de la soldadura (por ejemplo, raíz de la soldadura en soldaduras de cordón triangular).

No se puede suponer que el repaso del borde de la soldadura resultará eficaz en presencia de cualquier ambiente corrosivo que pueda causar picaduras en la zona repasada.

18.10.2.3 Repaso de soldaduras de costura

El repaso o el esmerilado hasta enrasar de las soldaduras de costura justifica el paso de la clase 80 a la clase 90. No es posible justificar una resistencia a la fatiga superior a la de la clase 90 debido a la posible presencia de defectos de soldadura demasiado pequeños para que puedan detectarse fiablemente mediante métodos de inspección no destructivos, pero de suficiente tamaño para reducir la resistencia a la fatiga de la unión.

El efecto perjudicial de la desalineación se puede aliviar hasta cierto punto mediante el repaso del borde de la soldadura (véase 18.10.2.2).

Deberán evaluarse defectos previamente ocultos puestos de manifiesto por el repaso que podrían reducir la resistencia a la fatiga de la unión (véase 8.10.5).

18.10.3 Detalles no clasificados

Los detalles no contemplados enteramente en las tablas 18-4 y en el anexo P se deben tratar como pertenecientes a la Clase 32, a menos que se demuestre una resistencia a la fatiga superior mediante ensayos especiales o referencias a resultados pertinentes de ensayos de fatiga. Para justificar una curva de diseño $\Delta\sigma_R-N$ concreta, se deben realizar al menos dos ensayos en muestras que sean representativas del diseño, fabricación y calidad del detalle pertinente en el recipiente real. Los niveles de tensiones de ensayo se deben elegir para que sus resultados sean duraciones de no más de 2×10^6 ciclos. La duración a fatiga geométrica media obtenida en los ensayos realizados para un intervalo de tensiones concreto no debe ser inferior a la duración de la curva $\Delta\sigma_R-N$ para ese intervalo de tensiones multiplicada por el factor F de la tabla 18-6.

Tabla 18-6 – Valores del factor F

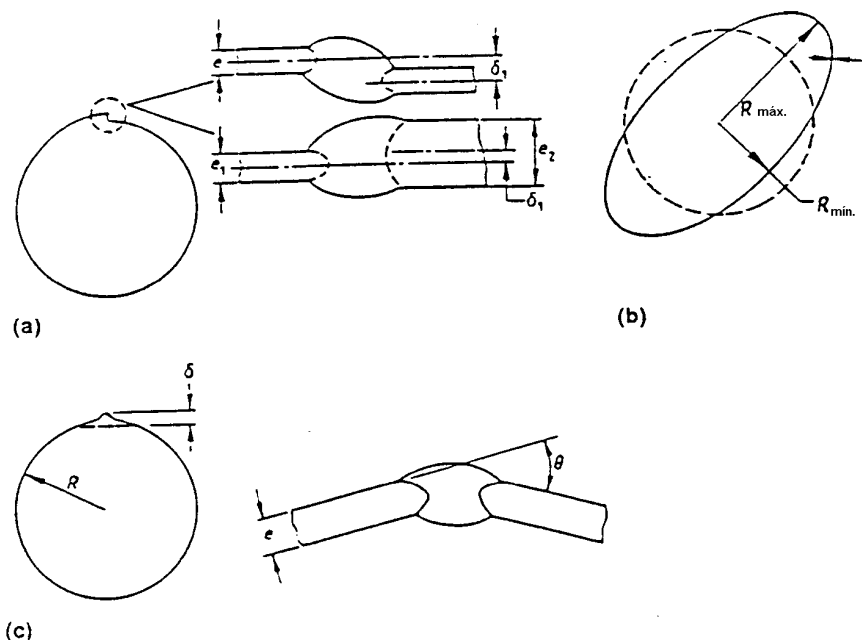
Número de ensayos	F
2	15,1
3	13,1
4	12,1
5	11,4
6	11,0
7	10,6
8	10,3
9	10,1
10	9,9

NOTA F se basa en una desviación estándar supuesta de $\log N$ de 0,283, el mayor valor hallado en los ensayos de fatiga de recipientes a presión que fallen en un detalle de soldadura. Si se sabe que aplica otro valor menor, se puede aplicar en unión con los factores de ensayo indicados en el apartado 20.6.3.

18.10.4 Desviaciones de la forma del diseño

Las discontinuidades y desviaciones respecto a la forma pretendida de un recipiente (es decir, "desalineaciones") provocan incrementos locales de las tensiones inducidas por la presión en envolventes, como resultado de flexión secundaria, y por tanto reducen la duración a fatiga. Esto es cierto incluso si se cumplen las tolerancias de montaje admisibles indicadas en la parte 4 de esta norma.

Las desviaciones respecto a la forma pretendida incluyen desalineación de placas a tope, un ángulo entre placas a tope, formación de un ángulo cuando hay un plano en el extremo de cada placa, picos de la soldadura y ovalización (véase la figura 18-10). En la mayoría de los casos, estas circunstancias pueden provocar aumentos locales de la tensión de zunchado de la envolvente, pero las desviaciones de la forma de diseño asociadas con costuras circunferenciales originan aumentos de las tensiones longitudinales.



Leyenda

- a) Desalineación axial
- b) Ovalización
- c) Deformación angular

Figura 18-10 – Desviaciones de la forma de diseño en las soldaduras de costura

NOTA Cuando aparezcan tensiones superiores al límite elástico como consecuencia de la desviación respecto a la forma de diseño, la prueba de presión conducirá a una mejora de la forma del recipiente debido a la deformación plástica. Sin embargo, es menos probable que se beneficien de esta manera los recipientes fabricados con materiales con límites elásticos considerablemente superiores al mínimo especificado. El efecto beneficioso de la prueba de presión sobre la forma del recipiente no se puede predecir y por tanto, si se necesita alguna mejora con objeto de satisfacer el análisis de fatiga, es necesario medir la forma real después de la prueba de presión. De forma similar, deberían realizarse después de la prueba de presión mediciones de las deformaciones para determinar el factor de concentración de tensiones real.

La influencia de la desalineación se debe considerar en la fase de diseño utilizando uno de los planteamientos siguientes. En todos los casos, el objetivo es deducir tolerancias de montaje que se consideren coherentes con la duración a fatiga requerida.

- Se suponen valores para la desalineación, se calculan las tensiones de flexión secundarias resultantes e incluirlos en el cálculo de la tensión estructural para el detalle considerado. Se adopta la clase de la tabla 18-4 o de las tablas del anexo P y se comprueba la duración a fatiga. Si es inaceptable, se reduce algunas o todas las tolerancias para alcanzar la duración requerida;
- Para un detalle de la clase nominal C_{cla1} , se determina la clase realmente necesaria para conseguir la duración a fatiga requerida, C_{cla2} . Entonces, el aumento admisible de la tensión debida a desalineaciones será $K_m = C_{cla1}/C_{cla2}$. Se pueden deducir entonces las tolerancias de montaje que dan por resultado $K_m \leq C_{cla1}/C_{cla2}$.

Una estimación conservadora de K_m es:

$$K_m = 1 + A_1 + A_2 + A_4 \text{ para cilindros} \quad (18.10-1)$$

o

$$K_m = 1 + A_1 + A_3 + A_4 \text{ para esferas} \quad (18.10-2)$$

donde

– A_1 cubre la desalineación axial y viene dado por:

$$A_1 = \left(\frac{6 \delta_1}{e_{n1}} \right) \left(\frac{e_{n1}^x}{e_{n1}^x + e_{n2}^x} \right) \quad (18.10-3)$$

donde

δ_1 es la desviación de las líneas de los centros de las placas a tope;

$e_{n1} \leq e_{n2}$ donde e_{n1} y e_{n2} son los espesores nominales de las dos placas a tope;

x es 1,5 para una esfera o costura circunferencial de un cilindro y 0,6 para una costura longitudinal de un cilindro.

– A_2 cubre la ovalización de cilindros y viene dado por:

$$A_2 = \frac{3(R_{\text{máx.}} - R_{\text{mín.}})}{e \left[1 + \frac{P(1-\nu^2)}{2E} \left(\frac{2 \cdot R}{e_n} \right)^3 \right]} \quad (18.10-4)$$

donde

R es el radio medio;

– A_3 cubre la alineación angular deficiente de las placas en esferas y viene dado por:

$$A_3 = \frac{\theta \left(\frac{R}{e_n} \right)^{0,5}}{49} \quad (18.10-5)$$

donde

θ es el ángulo (en grados) entre tangentes a las placas en la costura (véase la figura 18-10(c));

– A_4 cubre los picos locales y viene dado por:

$$A_4 = \frac{6\delta}{e_n} \quad (18.10-6)$$

donde

δ es la desviación respecto a la forma verdadera, distinta de lo anterior, y los otros términos están definidos en la figura 18-10.

NOTA Esta estimación de A_4 ignora la reducción beneficiosa de los picos debida a la presión y por tanto es conservadora. Son admisibles correcciones debidas a defectos no lineales, que reducen A_4 [11].

En el caso de soldaduras de costura, la incorporación de una conicidad de transición en un cambio de espesor no afecta al valor de A_1 .

La ecuación 18.10-1 dará una estimación excesiva de K_m si se restringe la flexión local, por ejemplo: en imperfecciones de forma cortas, cuando haya una redistribución de tensiones alrededor de la imperfección; en imperfecciones de recipientes cilíndricos cortos, que puedan tener soporte desde los extremos; adyacentes a accesorios que refuerzan la envolvente. Sin embargo, se deben realizar análisis especiales para justificar valores de K_m más bajos.

18.10.5 Defectos de soldeo

Las grietas debidas a fatiga se pueden propagar desde defectos de soldadura y, por tanto, dependiendo de la duración a fatiga necesaria, los defectos tolerados según las Normas EN 13445-4:2009 y EN 13445-5:2009 de esta norma para funcionamiento no cíclico pueden ser o no ser aceptables. Por tanto, en recipientes sometidos a fatiga se aplica lo siguiente:

- Los defectos planares son inaceptables.
- Los niveles de aceptación para defectos no planares internos y las imperfecciones geométricas de zonas críticas se dan en la Norma EN 13445-5:2009, anexo G. Las zonas críticas en cuanto a fatiga son aquellas para las que el índice de daños por fatiga acumulados D (véase 18.5.6) es superior a $D_{\text{máx.}}$:

$$D > D_{\text{máx.}} \quad (18.10-7)$$

Con

$$D_{\text{máx.}} = 0,8 \text{ para } 500 < n_{\text{eq}} \leq 1\,000 \quad (18.10-8)$$

$$D_{\text{máx.}} = 0,5 \text{ para } 1\,000 < n_{\text{eq}} \leq 10\,000 \quad (18.10-9)$$

$$D_{\text{máx.}} = 0,3 \text{ para } n_{\text{eq}} > 10\,000 \quad (18.10-10)$$

NOTA Todos los demás defectos se pueden evaluar utilizando un método de evaluación de defectos de adecuación para el fin pretendido, como el de la referencia [8]. Las resistencias a la fatiga de soldaduras que contienen defectos se pueden expresar en términos del sistema de clasificación del apartado 18.10.1.3. Por tanto, se pueden comparar fácilmente con los de otros detalles de soldadura.

18.10.6 Factores de corrección

18.10.6.1 Para tener en cuenta el espesor del material $e_n > 25$ mm, f_{ew} se debe calcular de la manera siguiente:

$$f_{ew} = \left(\frac{25}{e_n} \right)^{0,25} \quad (18.10-11)$$

donde

e_n se refiere al espesor del miembro sometido a tensiones considerado en la parte más gruesa del detalle si esto no está claro.

Para $e_n \leq 25$ mm, $f_{ew} = 1$.

Para $e_n > 150$ mm, se aplica el valor de $f_{ew} = 0,6389$ correspondiente a $e_n = 150$ mm.

NOTA 1 En todos los casos, se considera el agrietamiento por fatiga desde el borde de la soldadura en el miembro sometido a tensiones. Por tanto, no se precisa corrección (es decir, $f_{ew} = 1$) para algunos detalles, véanse las tablas 18-4 y el anexo P, o en su lugar se debería utilizar f_e .

18.10.6.2 Para temperaturas T^* por encima de 100 °C, f_{T^*} viene dado por:

– para materiales ferríticos:

$$f_{T^*} = 1,03 - 1,5 \times 10^{-4} T^* - 1,5 \times 10^{-6} T^{*2} \quad (18.10-12)$$

– para materiales austeníticos:

$$f_{T^*} = 1,043 - 4,3 \times 10^{-4} T^* \quad (18.10-13)$$

donde

$$T^* = 0,75 \cdot T_{\text{máx.}} + 0,25 \cdot T_{\text{mín.}} \quad (18.10-14)$$

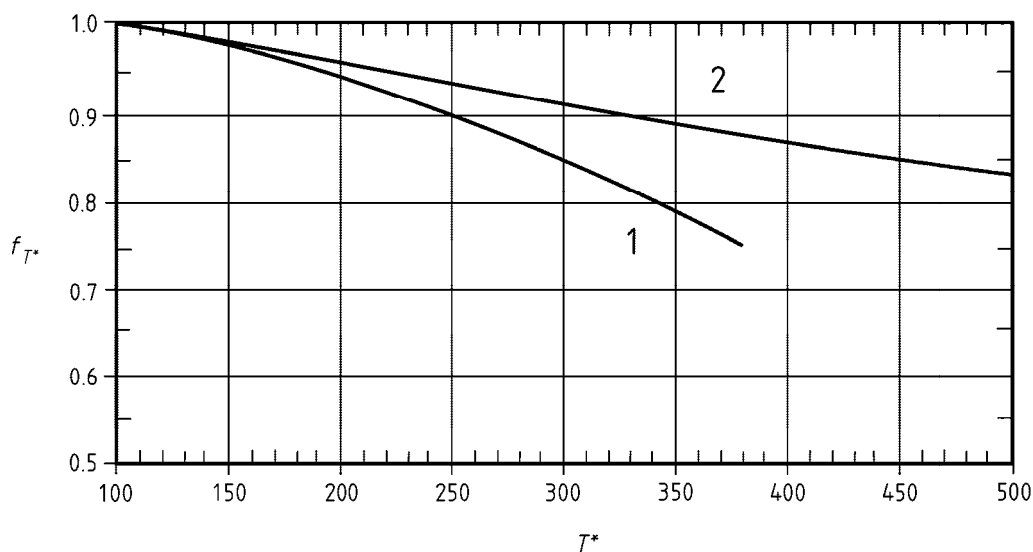
Para temperaturas T^* por debajo de 100 °C, $f_{T^*} = 1$.

NOTA 2 Las temperaturas del apartado 18.10.6.2 están todas en grados centígrados.

f_{T^*} se ilustra en la figura 18-11.

18.10.6.3 El factor de corrección global para componentes soldados, f_w , se debe calcular de la manera siguiente:

$$f_w = f_{ew} \cdot f_{T^*} \quad (18.10-15)$$



Leyenda

1 Ferrítico

2 Austenítico

T^* Temperatura media del ciclo, °C

Figura 18-11 – Factor de corrección f_{T^*}

18.10.7 Curvas de diseño a fatiga

La resistencia a la fatiga se expresa en términos de una serie de curvas $\Delta\sigma_R-N$ en la figura 18-12, cada una de las cuales es aplicable a detalles constructivos particulares. Las curvas se identifican por el valor de la resistencia a la fatiga $\Delta\sigma_R$ (MPa) para una duración a fatiga $N = 2 \times 10^6$ ciclos.

NOTA 1 Las curvas se han obtenido de datos de ensayos de fatiga de muestras de laboratorio apropiadas, probadas bajo control de carga o, para deformaciones aplicadas superiores al límite elástico (fatiga de número de ciclos bajo), bajo control de deformación. La continuidad del régimen de número de ciclos alto al de número de ciclos bajo se consigue expresando los datos de fatiga de número de ciclos bajo en términos del intervalo de tensiones pseudoelásticas (es decir, intervalo de deformaciones multiplicado por el módulo de elasticidad, corregido si es necesario para tener en cuenta la plasticidad (véase 18.8). El criterio de fallo en el que se basan estas curvas es la rotura de la soldadura o del metal base (de forma que, en un componente sometido a presión, exista una fuga medible). Tales datos son compatibles con resultados obtenidos de pruebas de ciclos de presión en recipientes reales.

NOTA 2 Las curvas de diseño de resistencia a la fatiga están aproximadamente tres desviaciones estándar de $\log N$ por debajo de la curva media, ajustada a los datos de ensayo originales mediante análisis de regresión. Por tanto, que representan una probabilidad de fallo del 0,14% aproximadamente.

Las curvas de diseño tienen la forma que se muestra en la figura 18-13 y responden a la ecuación:

$$N = \frac{C}{\Delta\sigma_R^m} \quad (18.10-16)$$

donde

m y C son constantes cuyos valores se dan en la tabla 18-7.

Para duraciones a fatiga de hasta 5×10^6 ciclos y para duraciones por encima de 5×10^6 ciclos se aplican distintos valores. Para cargas de amplitud constante, el límite de resistencia $\Delta\sigma_D$ (véase la definición en el apartado 18.2.12) corresponde al intervalo de tensiones a 5×10^6 ciclos. Para cargas de amplitud variable, el límite de corte $\Delta\sigma_{Cut}$ (véase la definición en el apartado 18.2.13) es el mismo que 10^8 ciclos. Los valores tomados por $\Delta\sigma_D$ y $\Delta\sigma_{Cut}$ para cada curva de fatiga también se indican en la tabla 18.7.

NOTA 3 Son admisibles curvas alternativas y límites de resistencia para cargas de amplitud constante si se pueden justificar. Para duraciones por encima de 2×10^6 ciclos, las curvas, que son coherentes con la referencia [9] del anexo N, son conservadoras.

Para obtener el número admisible de ciclos de carga, N , para un intervalo de tensiones especificado, $\Delta\sigma_{eq}$ o $\Delta\sigma$, se debe calcular lo siguiente.

Si $\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w} \geq \Delta\sigma_D$ o $\frac{\Delta\sigma}{f_w} \geq \Delta\sigma_D$ entonces

$$N = \frac{C_1}{\left(\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w}\right)^{m_1}} \quad (18.10-17)$$

o

$$N = \frac{C_1}{\left(\frac{\Delta\sigma}{f_w}\right)^{m_1}} \quad (18.10-18)$$

donde C_1 y m_1 son los valores aplicables al intervalo $N \leq 5 \times 10^6$ ciclos.

Si $\Delta\sigma_{Cut} < \frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w} < \Delta\sigma_D$ o $\Delta\sigma_{Cut} < \frac{\Delta\sigma}{f_w} < \Delta\sigma_D$:

- en el caso en el que todos los intervalos de tensiones aplicados sean más pequeños que $\Delta\sigma_D$ entonces $N =$ infinito (es decir, que la contribución a los daños por fatiga n/N en la ecuación 18.5-1 es cero).
- en todos los demás casos, N viene dado por:

$$N = \frac{C_2}{\left(\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w}\right)^{m_2}} \quad (18.10-19)$$

o

$$N = \frac{C_2}{\left(\frac{\Delta\sigma}{f_w}\right)^{m_2}} \quad (18.10-20)$$

donde

C_2 y m_2 son los valores aplicables al intervalo $N > 5 \times 10^6$ ciclos.

Si $\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w} \leq \Delta\sigma_{Cut}$ o $\frac{\Delta\sigma}{f_w} \leq \Delta\sigma_{Cut}$ entonces $N = \text{infinito}$ (es decir, que la contribución a los daños por fatiga n/N en la ecuación 18.5-1 es cero).

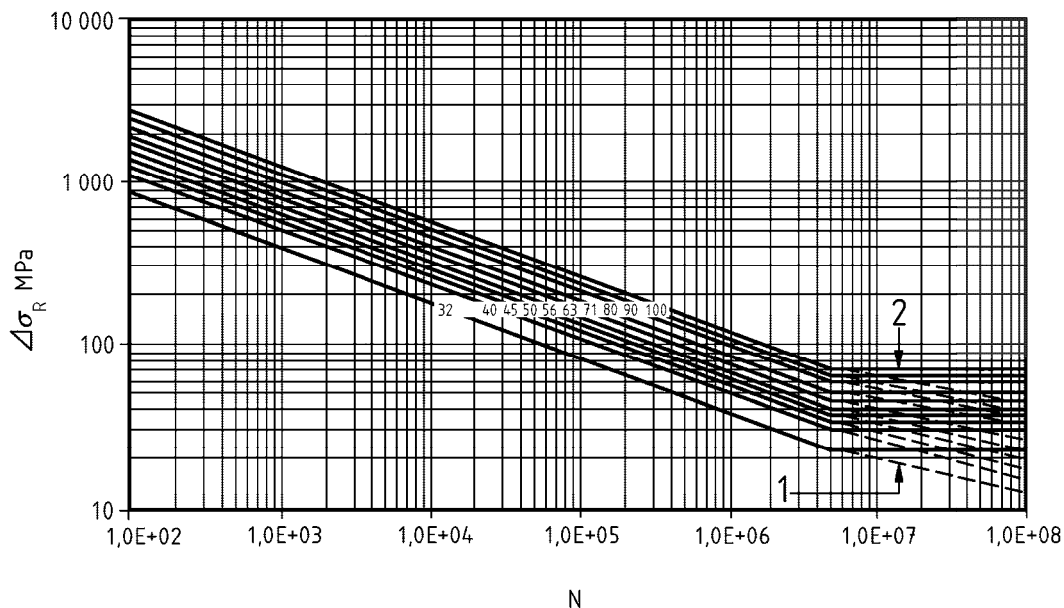
Alternativamente, para uso como una curva de diseño para obtener el intervalo de tensiones admisible $\Delta\sigma_{eq}$ o $\Delta\sigma$ para un número especificado de ciclos de carga aplicada, n ,

$$\Delta\sigma_{eq} \text{ o } \Delta\sigma = \Delta\sigma_R \cdot f_w = \left(\frac{C_1}{n}\right)^{\frac{1}{m_1}} \cdot f_w \tag{18.10-21}$$

para $n \leq 5 \times 10^6$ ciclos.

Para $n > 5 \times 10^6$ ciclos, el intervalo de tensiones admisible es $\Delta\sigma_D$.

NOTA 4 El interés por determinar el intervalo de tensiones admisible para un número especificado de ciclos de carga aplicada n , sólo existe en el caso de amplitud cíclica constante. En el caso de carga de amplitud variable, la evaluación de la fatiga requiere el cálculo de los daños acumulados debidos a todos los tipos de ciclos. Esto sólo se puede hacer utilizando el número admisible N de cada tipo de ciclos y no sus intervalos de tensiones admisibles.



Leyenda

- (1) Curvas para evaluar cargas de amplitud variable
- (2) Para cargas de amplitud constante el límite de resistencia es $\Delta\sigma_D$ para 5×10^6 ciclos

NOTA Para $N > 2 \times 10^6$ ciclos, son admisibles curvas y valores de $\Delta\sigma_R$ alternativos, véase la NOTA 3 del apartado 18.10.7.

Figura 18-12 – Curvas de diseño a fatiga para componentes soldados

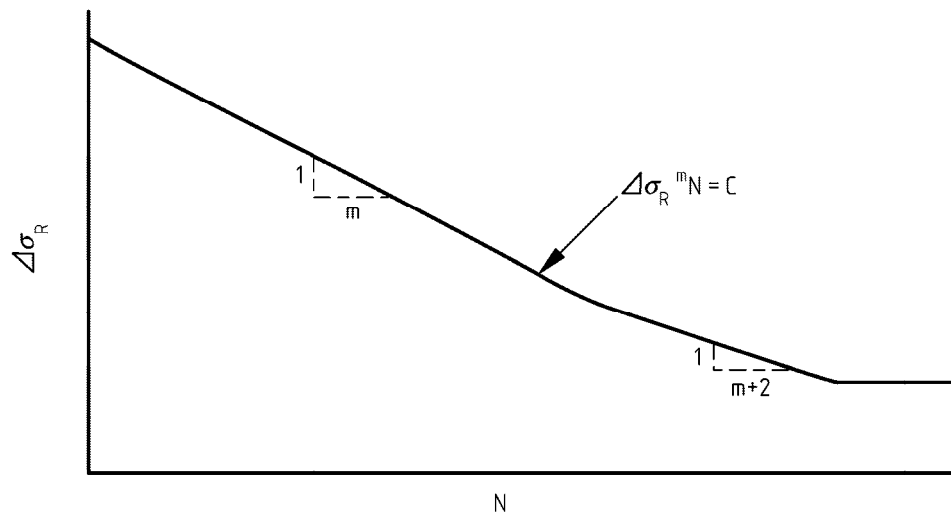


Figura 18-13 – La forma de las curvas de diseño a fatiga para componentes soldados

Tabla 18-7 – Coeficientes de las curvas de diseño a fatiga para componente soldados

Clase	Constantes de la curva $\Delta\sigma_R - N$ *				Intervalo de tensión para N ciclos, MPa	
	Para $10^2 < N < 5 \times 10^6$		Para $5 \times 10^6 < N < 10^8$		$N = 5 \times 10^6$	$N = 10^8$
	m_1	C_1	m_2	C_2	$\Delta\sigma_D$	$\Delta\sigma_{Cut}$
100	3,0	$2,00 \times 10^{12}$	5,0	$1,09 \times 10^{16}$	74	40
90	3,0	$1,46 \times 10^{12}$	5,0	$6,41 \times 10^{15}$	66	36
80	3,0	$1,02 \times 10^{12}$	5,0	$3,56 \times 10^{15}$	59	32
71	3,0	$7,16 \times 10^{11}$	5,0	$1,96 \times 10^{15}$	52	29
63	3,0	$5,00 \times 10^{11}$	5,0	$1,08 \times 10^{15}$	46	26
56	3,0	$3,51 \times 10^{11}$	5,0	$5,98 \times 10^{14}$	41	23
50	3,0	$2,50 \times 10^{11}$	5,0	$3,39 \times 10^{14}$	37	20
45	3,0	$1,82 \times 10^{11}$	5,0	$2,00 \times 10^{14}$	33	18
40	3,0	$1,28 \times 10^{11}$	5,0	$1,11 \times 10^{14}$	29,5	16
32	3,0	$6,55 \times 10^{10}$	5,0	$3,64 \times 10^{13}$	24	13

* Para $E = 2,09 \times 10^5$ MPa.

18.11 Resistencia a la fatiga de componentes sin soldar

18.11.1 Factores de corrección

18.11.1.1 Factor de corrección del acabado superficial

Para tener en cuenta el acabado superficial, f_s se debe calcular de la manera siguiente:

$$\begin{aligned}
 f_s &= F_s^{(0,1 \cdot \ln N - 0,465)} \\
 &= F_s \quad \text{si } N \geq 2 \times 10^6 \text{ ciclos}
 \end{aligned}
 \tag{18.11-1}$$

donde

$$F_s = 1 - 0,056 (\ln R_z)^{0,64} \cdot \ln R_m + 0,289 (\ln R_z)^{0,53} \tag{18.11-2}$$

y R_z es la altura entre pico y valle (μm).

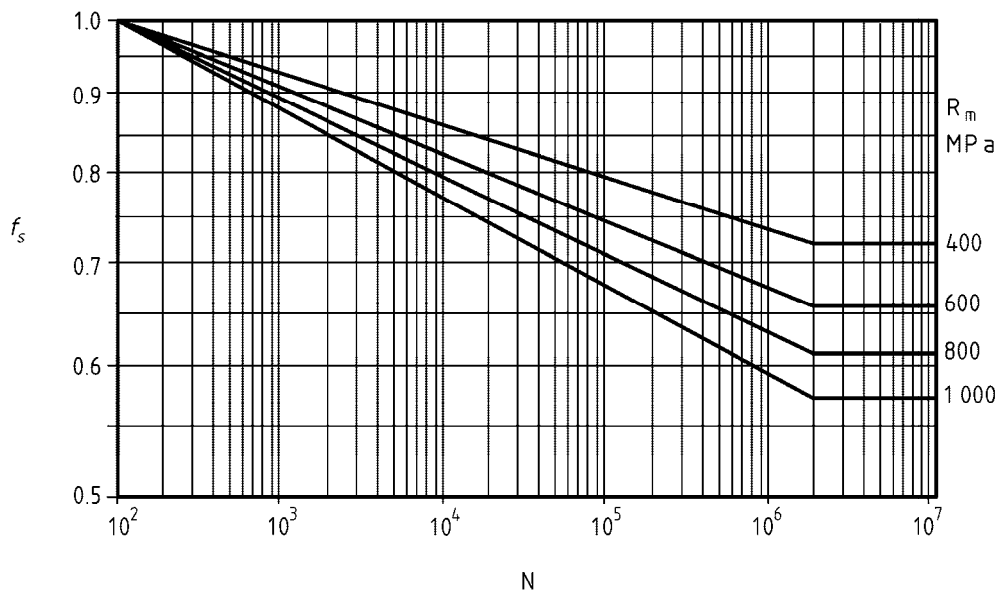
NOTA El valor F_s dado por la ecuación 18.11-2 no se aplica a componentes estampados en frío y forjas.

Si no están especificadas, se deben utilizar en la ecuación 18.11-2 las alturas entre pico y valle relacionadas con la fabricación de la tabla 18-8.

Para superficies pulidas con una altura entre pico y valle $R_z < 6 \mu\text{m}$, se asume que $f_s = 1$. Los valores de f_s para chapas tal como salen del laminado se dan en la figura 18-14.

Tabla 18-8 – Valores base para alturas entre pico y valle

Estado de la superficie	$R_z, \mu\text{m}$
Laminada o extruida	200
Mecanizada	50
Esmerilada, exenta de muescas	10



Leyenda

N Vida de la fatiga, ciclos

Figura 18-14 – Factor de corrección, f_s para chapas tal como salen de la laminación

18.11.1.2 Factor de corrección del espesor

Para paredes de espesor $25 \text{ mm} < e_n \leq 150 \text{ mm}$, f_e es:

$$\begin{aligned} f_e &= F_e^{(0,1 \cdot \ln N - 0,465)} \\ &= F_e \text{ si } N \geq 2 \times 10^6 \text{ ciclos} \end{aligned} \quad (18.11-3)$$

donde

$$F_e = \left(\frac{25}{e_n} \right)^{0,182} \quad (18.11-4)$$

Para $e_n > 150 \text{ mm}$, se aplica el valor de f_e para $e = 150 \text{ mm}$.

18.11.1.3 Factor de corrección para tener en cuenta la influencia de la tensión media

18.11.1.3.1 Corrección completa de la tensión media (comportamiento puramente elástico)

Para $\Delta\sigma_{\text{eq}} \leq 2R_{p0,2/T^*}$ y $|\sigma_{\text{eq máx.}}| < R_{p0,2/T^*}$, el factor de corrección de la tensión media f_m para $N \leq 2 \times 10^6$ ciclos se tiene que determinar para acero laminado y forjado como una función de la sensibilidad de la tensión media M a partir de:

$$f_m = \left[1 - \frac{M(2+M)}{1+M} \left(\frac{2\bar{\sigma}_{\text{eq}}}{\Delta\sigma_R} \right) \right]^{0,5} \quad (18.11-5)$$

$$\text{-- para } -R_{p0,2/T^*} \leq \bar{\sigma}_{\text{eq}} \leq \frac{\Delta\sigma_R}{2(1+M)}$$

o

$$f_m = \frac{1+M/3}{1+M} - \frac{M}{3} \left(\frac{2\bar{\sigma}_{\text{eq}}}{\Delta\sigma_R} \right) \quad (18.11-6)$$

$$\text{-- para } \frac{\Delta\sigma_R}{2(1+M)} \leq \bar{\sigma}_{\text{eq}} \leq R_{p0,2/T^*}$$

donde para acero laminado y forjado:

$$M = 0,00035 R_m - 0,1 \quad (18.11-7)$$

Para $N \geq 2 \times 10^6$ ciclos, f_m se debe tomar de la figura 18-15.

NOTA En este caso, f_m es independiente del intervalo de tensión.

18.11.1.3.2 Corrección reducida de la tensión media (comportamiento parcialmente elástico)

Para $\Delta\sigma_{\text{eq}} \leq 2R_{p0,2/T^*}$ y $|\sigma_{\text{eq máx.}}| > R_{p0,2/T^*}$ se debe utilizar también la ecuación (18.11-5) ó (18.11-6) para determinar f_m , aunque se debe utilizar la tensión media equivalente reducida calculada mediante las ecuaciones (18.11-8) ó (18.11-9) en lugar de $\bar{\sigma}_{\text{eq}}$. Véase la figura 18-6.

Si $\bar{\sigma}_{eq} > 0$,

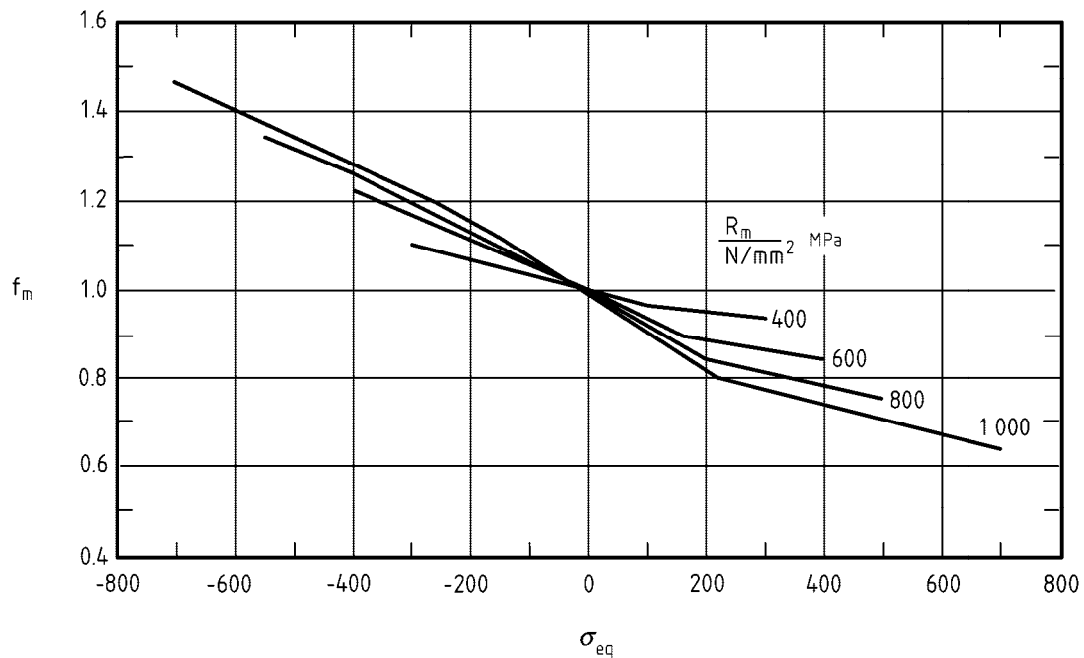
$$\bar{\sigma}_{eq,r} = R_{p0,2/T^*} - \frac{\Delta\sigma_{eq}}{2} \tag{18.11-8}$$

Si $\bar{\sigma}_{eq} < 0$,

$$\bar{\sigma}_{eq,r} = \frac{\Delta\sigma_{eq}}{2} - R_{p0,2/T^*} \tag{18.11-9}$$

18.11.1.3.3 Sin corrección de la tensión media (ciclo plástico)

Para $\Delta\sigma_{eq} \geq 2R_{p0,2/T^*}$, $\bar{\sigma}_{eq} = 0$ y $f_m = 1$. En este caso, se requiere una corrección por plasticidad del intervalo de tensión (véase 18.8).



Leyenda

$\bar{\sigma}_{eq}$ Tensión media, MPa

Figura 18-15 — Factor de corrección f_m para tener en cuenta la tensión media en material sin soldar para $N > 2 \times 10^6$ ciclos

18.11.2 Factor global de corrección para componentes sin soldar

El factor de corrección global para componentes sin soldar, f_u , se debe calcular de la manera siguiente:

$$f_u = f_s \cdot f_e \cdot f_m \cdot f_{T^*} \tag{18.11-10}$$

donde f_s, f_e , y f_m se dan en los apartados 18.11.1.1 a 18.11.1.3 respectivamente y f_{T^*} se da en el apartado 18.10.6.2.

18.11.3 Datos de diseño

Las resistencias a la fatiga de componentes sin soldar se expresan en términos de una serie de curvas $\Delta\sigma_R-N$, cada una de las cuales es aplicable a una resistencia a la tracción particular del acero, según lo indicado en la figura 18-16.

NOTA 1 Las curvas se han obtenido de datos de ensayos de fatiga de muestras pulidas sin entallas de acero ferrítico y austenítico laminado y forjado a temperatura ambiente, bajo control de cargas alternantes (carga media = 0) o, para deformaciones aplicadas superiores al límite elástico (fatiga con bajo número de ciclos), bajo control de deformaciones. El criterio de fallo en el que se basan estas curvas es el inicio de una (macro) grieta (con una profundidad de grieta de 0,5 mm a 1,0 mm aproximadamente).

NOTA 2 En comparación con la curva media adaptada a los datos originales, estas curvas incorporan factores de seguridad de 10 en la duración a fatiga y de 1,5 en el intervalo de tensión.

Las curvas de diseño a fatiga de la figura 18-16 vienen dadas por:

$$N = \left[\frac{4,6 \cdot 10^4}{\Delta\sigma_R - 0,63 R_m + 11,5} \right]^2 \quad (18.11-11)$$

para duraciones de hasta 2×10^6 ciclos.

Para cálculo de daños acumulados utilizando la ecuación 18.5-1, las curvas son lineales para $N = 2 \times 10^6$ a 10^8 ciclos y vienen dadas por:

$$N = \left[\frac{2,69 R_m + 89,72}{\Delta\sigma_R} \right]^{10} \quad (18.11-12)$$

Los valores del límite de resistencia $\Delta\sigma_D$ y del límite de corte $\Delta\sigma_{Cut}$ para las resistencias a la tracción seleccionadas se dan en la tabla 18-10.

Para obtener el número admisible de ciclos de carga, N , para un intervalo de tensiones especificado, $\Delta\sigma_f$, se aplica lo siguiente.

$$\text{Si } \frac{\Delta\sigma_f}{f_u} \geq \Delta\sigma_D$$

$$N = \left(\frac{46\,000}{\frac{\Delta\sigma_f}{f_u} - 0,63 R_m + 11,5} \right)^2 \quad (18.11-13)$$

$$\text{Si } \Delta\sigma_{Cut} < \frac{\Delta\sigma_f}{f_u} < \Delta\sigma_D :$$

– en caso de carga de amplitud constante donde el único intervalo de tensiones aplicado $\Delta\sigma_f/f_u$ es $< \Delta\sigma_D$ y en caso de carga de amplitud variable (daño acumulado) donde todos los intervalos de tensiones aplicados $\Delta\sigma_f/f_u$ son $< \Delta\sigma_D$: $N =$ infinito (es decir, que la contribución a los daños por fatiga n/N en la ecuación 18.5-1 es cero);

– en todos los demás casos con carga de amplitud variable (daño acumulado):

$$N = \left[\frac{2,69 R_m + 89,72}{\frac{\Delta\sigma_f}{f_u}} \right]^{10} \quad (18.11-14)$$

$$\text{Si } \frac{\Delta\sigma_f}{f_u} \leq \Delta\sigma_{Cut}: N = \text{infinito (es decir, que la contribución a los daños por fatiga } n/N \text{ en la ecuación 18.5-1 es cero);}$$

Alternativamente, para uso como una curva de diseño para obtener el intervalo de tensiones admisible para un número especificado de ciclos de carga, n , que es el límite superior del intervalo de tensiones que actúa $\Delta\sigma_f$:

para $n \leq 2 \times 10^6$:

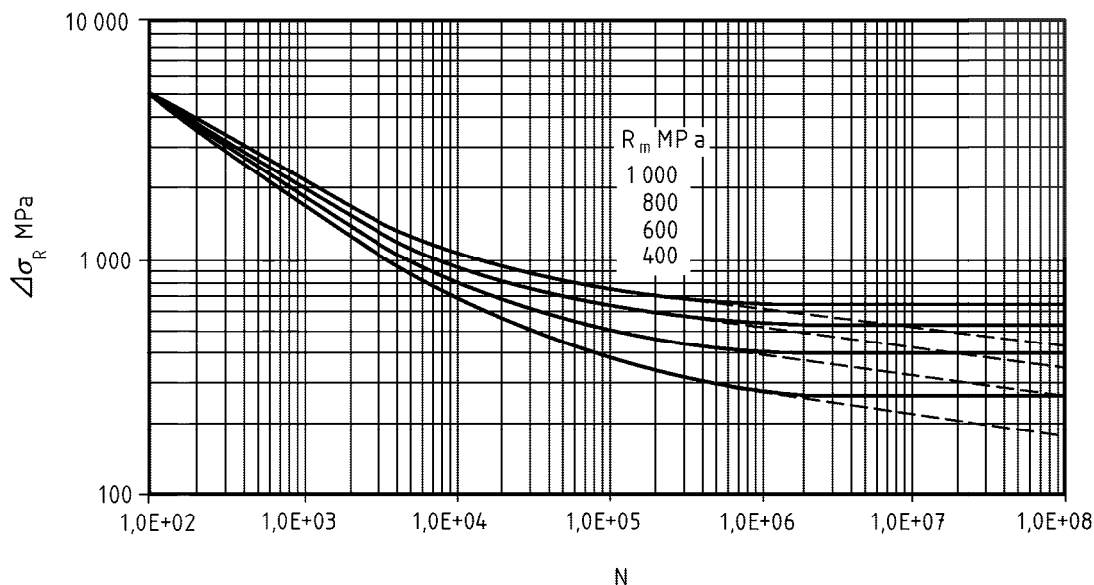
$$\Delta\sigma_{f,all} = \Delta\sigma_R \cdot f_u = \left(\frac{46\,000}{\sqrt{n}} + 0,63 R_m - 11,5 \right) \cdot f_u \quad (18.11-15)$$

Para $n > 2 \times 10^6$, el intervalo de tensión admisible será el dado por la ecuación 18.11-16 para $n = 2 \times 10^6$.

NOTA 3 El interés por determinar el intervalo de tensión admisible para un número especificado de ciclos de carga aplicados n , sólo existe en el caso de amplitud cíclica constante. En caso de carga de amplitud variable, la evaluación de la fatiga requiere el cálculo de los daños acumulados debidos a todo los tipos de ciclos, que sólo se puede realizar utilizando el número admisible N de cada tipo de ciclo y no sus intervalos de tensiones admisibles.

Tabla 18-10 – Intervalo de tensión $\Delta\sigma_R$ para $N \geq 2 \times 10^6$ ciclos para barras de ensayo sin entalla de aceros laminados y forjados ferríticos y austeníticos a temperatura ambiente y para una tensión media cero

Resistencia a la tracción R_m MPa	Intervalo de tensión para N ciclos, MPa	
	$N = 2 \times 10^6$	$N = 10^8$
	$\Delta\sigma_b$	$\Delta\sigma_{cut}$
400	273	184
600	399	270
800	525	355
1 000	651	440



Leyenda

N Vida de la fatiga, ciclos

Figura 18-16 – Curvas de diseño a fatiga para aceros sin soldar ferríticos y austeníticos, laminados y forjados (tensión media = 0)

18.12 Resistencia a la fatiga de pernos de acero

18.12.1 Generalidades

Estos requisitos sólo se aplican a pernos de acero cargados axialmente. No se aplican a otros componentes roscados tales como bridas, fondos o válvulas.

18.12.2 Factores de corrección

18.12.2.1 Para pernos de diámetro > 25 mm, el factor de corrección f_e se debe calcular utilizando la ecuación 18.11-3, con e_n igual al diámetro del perno. Para diámetros de pernos ≤ 25 mm, $f_e = 1$.

18.12.2.2 Factor de corrección global para pernos f_b se debe calcular de la manera siguiente:

$$f_b = f_e \cdot f_{T^*} \quad (18.12-1)$$

donde f_e viene dado en el apartado 18.12.2.1 y f_{T^*} viene dado en el apartado 18.10.6.2.

18.12.3 Datos de diseño

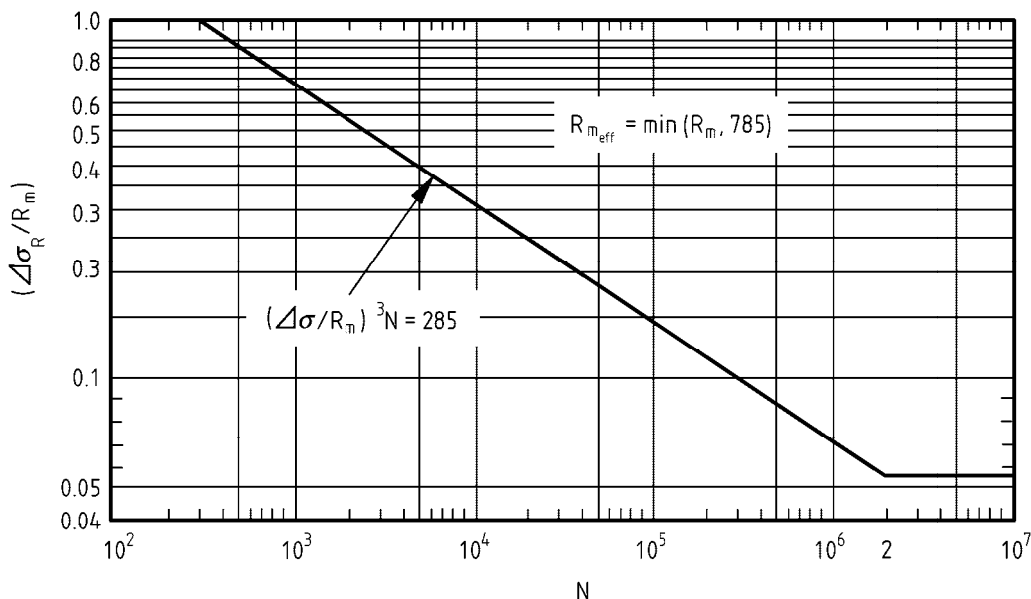
La resistencia a la fatiga de pernos cargados axialmente se expresa en términos de la relación:

$$\frac{\text{Intervalo de esfuerzos nominales máximos}}{\text{Resistencia nominal a la rotura por tracción al material del perno}} = \frac{\Delta\sigma}{R_m}$$

La curva de diseño única

$$\left(\frac{\Delta\sigma_R}{R_m} \right)^3 \cdot N = 285 \quad (18.12-2)$$

con un límite de resistencia $\frac{\Delta\sigma_D}{R_m} = 0,0522$ a 2×10^6 ciclos, que se muestra en la figura 18-17, se utilizará para todas las formas de roscas (mecanizadas, rectificadas o laminadas) y para diámetros del núcleo de hasta 25 mm. Sin embargo, independientemente de la resistencia a la tracción real del material del perno, no se debe utilizar en los cálculos un valor de R_m superior a 785 MPa.



Leyenda

N Vida de la fatiga, ciclos

Figura 18-17 – Curva de diseño a fatiga para pernos

NOTA La curva de diseño se ha obtenido de datos de ensayos de fatiga de conexiones roscadas cargadas axialmente. La curva de diseño está tres desviaciones estándar de log N por debajo de la curva media, ajustada a los datos de ensayo originales mediante análisis de regresión. Por tanto, la curva representa una probabilidad de fallo del 0,1% aproximadamente.

Para obtener el número admisible de ciclos de carga, N, a un intervalo de tensiones especificado, Δσ:

Si $\frac{\Delta\sigma}{R_m} \geq 0,0522$:

$$N = 285 \left(\frac{R_m \cdot f_b}{\Delta\sigma} \right)^3 \tag{18.12-3}$$

Si $\frac{\Delta\sigma}{R_m} < 0,0522$: N = infinito (es decir, que la contribución a los daños por fatiga n/N en la ecuación 18.5-1 es cero);

Alternativamente, para uso de la curva de diseño para obtener el intervalo de tensión admisible, Δσ, para un número especificado de ciclos de carga, n,

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_R \cdot f_b = R_m \left(\frac{285}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \tag{18.12-4}$$

para $n \leq 2 \cdot 10^6$.

Para $n > 2 \cdot 10^6$, el intervalo de tensión admisible es el que corresponde al límite de resistencia:

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_D = 0,0522 R_m.$$

19 DISEÑO EN FLUENCIA

19.1 Propósito

Este capítulo trata el diseño de los recipientes o de partes de recipientes si la temperatura de cálculo está dentro del intervalo de fluencia. Puede aplicarse a cargas por presión y mecánicas.

NOTA 1 La definición de intervalo de fluencia se da en el apartado 3.8. Véase igualmente el apartado 5.1b.

NOTA 2 Una suposición previa de los requisitos de este apartado es el uso de materiales suficientemente dúctiles en fluencia. En relación con esto, se consideran suficientemente dúctiles en fluencia los aceros y aceros fundidos enumerados en la tabla E.2-1 de la Norma EN 13445-2:2009 para los que, para el intervalo de temperatura aplicable, las resistencias a la fluencia vienen dadas en las normas de materiales referenciadas.

19.2 Definiciones específicas

periodo:

Duración de un caso de carga con carga constante y temperatura constante dentro del intervalo de fluencia.

NOTA Todos los intervalos de tiempo individuales con idénticas condiciones de fluencia (misma temperatura y misma carga aplicada) que tengan lugar por separado durante la vida útil del recipiente deberían agruparse para formar un periodo único.

caso de carga única en fluencia:

Caso en el que solamente tiene lugar un periodo en toda la vida útil del recipiente.

caso de carga múltiple en fluencia:

Caso en el que tiene lugar más de un periodo en toda la vida útil del recipiente.

seguimiento de la vida útil:

Requisitos para el control y examen, tal y como establecen las instrucciones de funcionamiento, que comprenden los requisitos mínimos para un registro continuo de la presión y la temperatura y la conservación de los registros.

NOTA Véase anexo M para el seguimiento.

19.3 Símbolos y abreviaturas específicos

n es el número total de periodos de f_{Fi} , T_i ;

SF_c es el factor de seguridad para la resistencia media a la ruptura por fluencia (véanse 19.5.1 y 19.5.2);

$R_{p1,0/T/t}$ es el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento a la temperatura de cálculo T y para una vida útil t ;

$R_{m/T/t}$ es la resistencia media a la ruptura por fluencia a la temperatura de cálculo T y para una vida útil t .

NOTA Las resistencias a la ruptura por fluencia dadas en las normas de materiales armonizadas son siempre valores medios.

T es la temperatura de cálculo en °C;

t es la vida útil especificada en horas (h) del recipiente a presión (véase 19.4);

t_i es la duración (h) del periodo i -ésimo, durante el cual actúa la tensión de diseño ficticia f_{Fi} a la temperatura de cálculo T_i ;

t_{D,f_{Fi},T_i} es el tiempo admisible (h) para provocar un daño en el material (debido a la ruptura por fluencia o a la tensión por fluencia) a la tensión de diseño ficticia f_{Fi} y a la temperatura T_i , tomada de la curva de fluencia de diseño o de la fórmula (19-11);

t_{p,f_{Fi},T_i} es el tiempo admisible (h) para alcanzar el límite de fluencia al 1% de alargamiento del material a la tensión de diseño ficticia f_{Fi} y a la temperatura T_i calculada de acuerdo con la fórmula (19-20);

t_R, f_{Fi}, T_i	es el tiempo admisible (h) para que se produzca la ruptura por fluencia del material a la tensión de diseño ficticia f_{Fi} y a la temperatura T_i calculada de acuerdo con la fórmula (19-12) o (19-17);
f_{Fi}	es la tensión de diseño ficticia para el diseño por fluencia del periodo i -ésimo, tal como se define en el apartado 19.8.2;
f_{nc}	es la tensión nominal de diseño basada únicamente en un comportamiento independiente del tiempo, como se define en el apartado 19.5.1;
z_c	es el factor de reducción de la resistencia de la soldadura en fluencia, como se define en el apartado 19.6.

19.4 Diseño en el intervalo de fluencia

Este apartado se aplica al diseño según las fórmulas de los capítulos 7, 9, 10, 11, 12, 15 y 16 con la excepción de los pernos, según los capítulos 11 y 12, y las tensiones de compresión del apartado 16.14.

Para los capítulos 8, 13, 14, el apartado 16.14 y los anexos G y J, el diseño en el intervalo de fluencia solamente es aplicable cuando se conoce el módulo de elasticidad en el intervalo de fluencia. En este caso, en el capítulo 8 la resistencia mínima a

la tracción $R_{p0,2T}$ tiene que sustituirse por $\frac{R_{p1,0} / T / t}{1,3}$.

- Cuando el recipiente tiene que diseñarse solamente para un caso de carga única en fluencia: debe utilizarse el procedimiento de diseño descrito en el apartado 19.8.1. Este procedimiento está basado en el empleo de la tensión nominal de diseño definida en el apartado 19.5. Para la determinación de esa tensión nominal de diseño, debe utilizarse una vida útil $t = 100\,000$ h si no se especifica un valor de la vida útil t .
- Cuando el recipiente tiene que diseñarse para casos de carga múltiple en fluencia: debe utilizarse el procedimiento de diseño basado en el daño acumulado descrito en el apartado 19.8.2. Alternativamente, puede efectuarse un diseño simplificado y conservativo utilizando el procedimiento descrito en el apartado 19.8.1, sustituyendo los diversos casos de carga única en fluencia por un caso único cuya temperatura debe ser la mayor de entre los casos de carga en fluencia individuales y cuya duración debe ser la total de todos los casos de carga en fluencia individuales.

En ambos procedimientos debe modificarse el factor de unión soldada según el factor de reducción de la resistencia de la soldadura en fluencia según al apartado 19.6.

19.5 Tensión nominal de diseño en el intervalo de fluencia

19.5.1 Caso en el que no hay seguimiento de la vida útil

19.5.1.1 Generalidades

$$f = \min. \left\{ f_{nc}; \frac{R_{m/T/t}}{SF_c}; R_{p1,0/T/t} \right\} \quad (19-1)$$

donde

$$SF_c = 1,5$$

La determinación de f_{nc} debe realizarse de acuerdo con el capítulo 6, con las siguientes disposiciones:

- Para temperaturas de cálculo T que no excedan en más de 200 °C la temperatura más alta T_H a la que las características del material están disponibles en las normas de materiales, los valores extrapolados de f_{nc} pueden tomarse según se dan en el anexo S.

- Para temperaturas de cálculo $T > T_H + 200$ °C, la tensión nominal de diseño f_{nc} debe ignorarse en la fórmula (19-1) y los términos adicionales de la fórmula deben determinarse para una vida útil no más corta que la vida útil más corta para la que las características de fluencia del material están disponibles en las normas de materiales.

NOTA Los valores extrapolados dados en el anexo S para $T > T_H + 200$ °C son útiles para la determinación de la presión del ensayo hidrostático (véase 10.2.3.3 de la Norma EN 13445-5:2002).

19.5.1.2 Caso en el que las características de fluencia del material están disponibles para la vida útil especificada para no para la temperatura de cálculo

19.5.1.2.1 Generalidades

En caso de que no esté disponible la resistencia media a la ruptura en fluencia o el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento en las normas de materiales armonizadas para la temperatura de cálculo T , pueden utilizarse las fórmulas de interpolación (19-3), (19-4) o (19-5), (19-6) respectivamente (o puede emplearse como un valor conservativo el valor dado en la norma de material armonizada para la temperatura más alta) para determinar las características de fluencia adecuadas.

Si la temperatura de cálculo es mayor que la temperatura más alta para la que esta disponible la resistencia media a la ruptura en fluencia o el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento, no se permite la aplicación del capítulo 19.

19.5.1.2.2 Resistencia media a la ruptura en fluencia

$$R_{m/T/t} = \frac{R_{m/T_1/t} \cdot (T_2 - T) + R_{m/T_2/t} \cdot (T - T_1)}{(T_2 - T_1)} \quad \text{para } T_2 - T_1 \leq 20 \text{ °C} \quad (19-2)$$

$$R_{m/T/t} = R_{m/T_1/t} \cdot \left(\frac{R_{m/T_2/t}}{R_{m/T_1/t}} \right)^{Z_R} \quad \text{para } T_2 - T_1 > 20 \text{ °C} \quad (19-3)$$

donde

$$Z_R = \frac{\lg T - \lg T_1}{\lg T_2 - \lg T_1} \quad \text{con: } \lg = \log_{10} \quad (19-4)$$

T_1 es la temperatura más próxima por debajo de T para la que está disponible la resistencia media a la ruptura en fluencia en la norma de material armonizada;

T_2 es la temperatura más próxima por encima de T para la que está disponible la resistencia media a la ruptura en fluencia en la norma de material armonizada.

19.5.1.2.3 Límite medio de fluencia al 1% de alargamiento

$$R_{p1,0/T/t} = \frac{R_{p1,0/T_1/t} \cdot (T_2 - T) + R_{p1,0/T_2/t} \cdot (T - T_1)}{(T_2 - T_1)} \quad \text{para } T_2 - T_1 \leq 20 \text{ °C} \quad (19-5)$$

$$R_{p1,0/T/t} = R_{p1,0/T_1/t} \cdot \left(\frac{R_{p1,0/T_2/t}}{R_{p1,0/T_1/t}} \right)^{Z_P} \quad \text{para } T_2 - T_1 > 20 \text{ °C} \quad (19-6)$$

donde

$$Z_P = \frac{\lg T - \lg T_1}{\lg T_2 - \lg T_1} \quad \text{con: } \lg = \log_{10}$$

T_1 es la temperatura más próxima por debajo de T para la que está disponible el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento en la norma de material armonizada;

T_2 es la temperatura más próxima por encima de T para la que está disponible el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento en la norma de material armonizada.

19.5.1.3 Caso en el que las características de fluencia del material están disponibles para la temperatura de cálculo (incluyendo los casos en los que esos valores se calculan mediante el apartado 19.5.1.2) pero no para la vida útil especificada t

19.5.1.3.1 Generalidades

En caso de que no esté disponible la resistencia media a la ruptura en fluencia o el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento en las normas de materiales armonizadas para la vida útil especificada t , pueden utilizarse las fórmulas de interpolación (19-7) o (19-9) respectivamente (o puede emplearse como un valor conservativo el valor dado en la norma de material armonizada para una vida útil más larga que la especificada) para determinar las características de fluencia adecuadas.

En caso de que la vida útil especificada t sea mayor que la mayor vida útil para la que está disponible en la norma de material armonizada **la resistencia media a la ruptura en fluencia**, puede aplicarse el método de extrapolación dado en el anexo informativo R.

En caso de que la vida útil especificada t sea mayor que la mayor vida útil para la que está disponible en la norma de material armonizada **el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento**, debe utilizarse en la fórmula (19-1) el valor de la mayor vida útil para el cual está disponible el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento.

NOTA En el caso del último párrafo, la tensión por fluencia acumulada puede sobrepasar el límite del 1% antes del final de la vida útil.

19.5.1.3.2 Resistencia media a la ruptura en fluencia

$$R_{m/T/t} = R_{m/T/t_A} \cdot \left(\frac{R_{m/T/t_B}}{R_{m/T/t_A}} \right)^{X_R} \quad (19-7)$$

donde

$$X_R = \frac{\lg t - \lg t_A}{\lg t_B - \lg t_A} \quad \text{con: } \lg = \log_{10} \quad (19-8)$$

$R_{m/T/t_A}$ es la resistencia media a la ruptura por fluencia para la vida útil t_A más próxima por debajo de t para la que está disponible la resistencia media a la ruptura en fluencia;

$R_{m/T/t_B}$ es la resistencia media a la ruptura por fluencia para la vida útil t_B más próxima por encima de t para la que está disponible la resistencia media a la ruptura en fluencia.

En caso de que **la vida útil especificada t sea más corta** que la menor vida útil para la que está disponible en la norma de material la resistencia media a la ruptura por fluencia, pueden utilizarse los siguientes términos en las fórmulas (19-7) y (19-8) respectivamente:

$R_{m/T/t_A}$ y $R_{m/T/t_B}$ son las resistencias medias a la ruptura por fluencia para las dos vidas útiles más cortas t_A y t_B para las que está disponible la resistencia media a la ruptura por fluencia.

En el anexo R se da un método alternativo de extrapolación para tiempos más cortos.

19.5.1.3.3 Límite medio de fluencia al 1% de alargamiento

$$R_{p1,0/T/t} = R_{p1,0/T/t_A} \cdot \left(\frac{R_{p1,0/T/t_B}}{R_{p1,0/T/t_A}} \right)^{X_P} \quad (19-9)$$

donde:

$$X_P = \frac{\lg t - \lg t_A}{\lg t_B - \lg t_A} \quad \text{con: } \lg = \log_{10}$$

$R_{p1,0/T/t_A}$ es el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento para la vida útil t_A más próxima por debajo de t para la que está disponible el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento;

$R_{p1,0/T/t_B}$ es el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento para la vida útil t_B más próxima por encima de t para la que está disponible el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento.

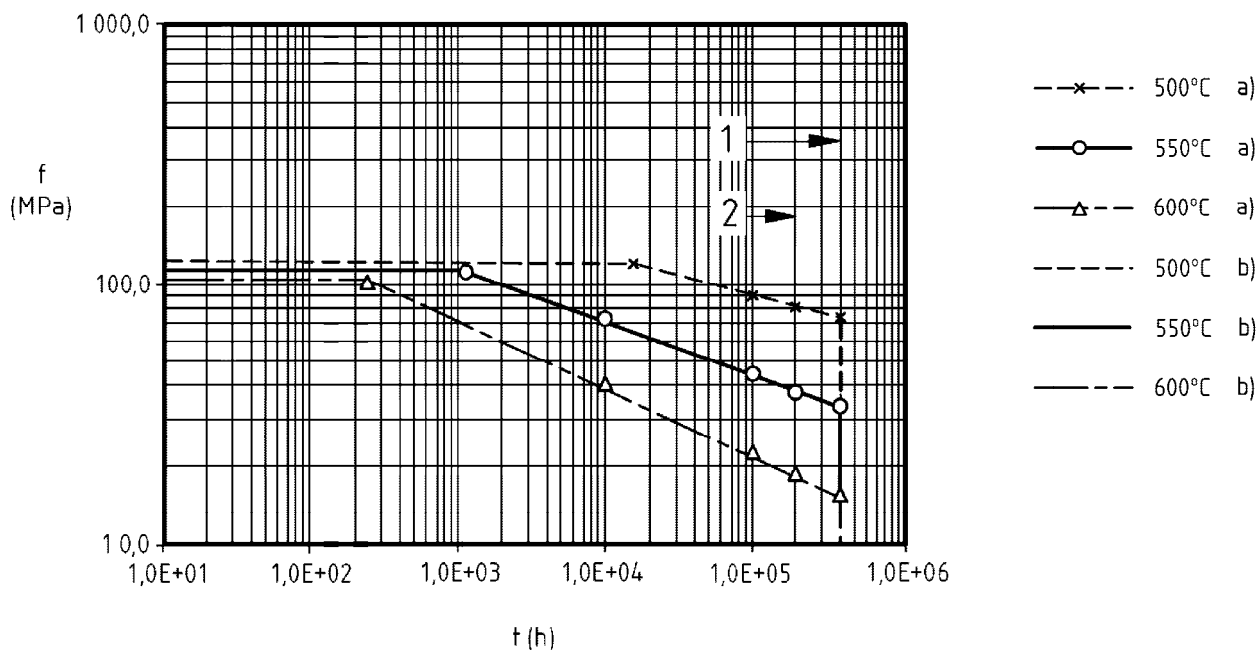
En caso de que **la vida útil especificada t sea más corta** que la menor vida útil para la que está disponible en la norma de material el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento, no aplica el tercer término (límite medio de fluencia al 1% de alargamiento) del mínimo de la fórmula (19-1).

NOTA En ese caso, la tensión por fluencia acumulada puede sobrepasar el límite del 1% antes del final de la vida útil.

19.5.1.4 Caso en el que las características de fluencia del material no están disponibles ni para la temperatura de cálculo ni para la vida útil especificada

En caso de que los valores de las características de fluencia no estén disponibles en la norma de material ni para la temperatura de cálculo T ni para la vida útil especificada t , la tensión nominal de diseño debe determinarse utilizando el apartado **19.5.1.2 primero** y el apartado **19.5.1.3 después**.

En la figura 19.1 aparece la forma típica de la curva de fluencia de diseño que muestra la tensión nominal de diseño f en función de la vida útil t y la temperatura de cálculo T .



Leyenda

- 1) Tiempo máximo $t_{R, Ti, máx.} = 2 \cdot t_B$ para el que se permite la extrapolación log-log lineal en función del tiempo
- 2) Tiempo más largo t_B para el que están disponibles los datos de resistencia a la fluencia dependientes del tiempo en las normas de materiales
- a) Curva de características del material dependientes del tiempo
- b) Curva de características del material a corto plazo (independientes del tiempo)

Figura 19.1 – Curvas típicas de fluencia de diseño que ilustran del método

19.5.2 Caso en el que hay seguimiento de la vida útil

La tensión nominal de diseño en el intervalo de fluencia debe calcularse utilizando la fórmula (19-10):

$$f = \min \left\{ f_{nc}; \frac{R_m/T/t}{SF_c} \right\} \tag{19-10}$$

donde

$$SF_c = 1,25$$

NOTA Véase el anexo informativo M para el seguimiento.

19.6 Factor de unión soldada en el intervalo de fluencia

En el intervalo de fluencia, el valor del factor de unión soldada z a utilizar en las fórmulas de diseño relevantes debe ser el que se define en la tabla 5.6-1 multiplicado por el factor de reducción de la resistencia de la soldadura a la fluencia z_c .

NOTA Para los recipientes que trabajan en el intervalo de fluencia, solamente se permiten los subgrupos de ensayo 1c y 3c, véase la Norma EN 13445-5:2009.

Los valores del factor de reducción de la resistencia de la soldadura a la fluencia deben ser:

$z_c = 1,0$ determinado mediante ensayos de acuerdo con el anexo C de la Norma EN 13445-2:2009 si se cumplen las condiciones para el valor 1;

$z_c < 1,0$ determinado mediante ensayos de acuerdo con el anexo C de la Norma EN 13445-2:2009 si no se cumplen las condiciones para el valor 1;

$z_c = 0,8$ para cualquier otro caso, excepto para casos específicos en los que la literatura o la experiencia industrial indiquen valores más bajos.

19.7 Carga de presión de naturaleza predominantemente no cíclica en el intervalo de fluencia

Los requisitos relativos a las cargas debidas a presiones de naturaleza no cíclica dados en el apartado 5.4.2 se consideran cumplidos (es decir, el número de ciclos a plena presión o equivalente es inferior a 500) cuando el diseño del recipiente cumple todas las fórmulas aplicables de los capítulos de la parte 3 definidos en el apartado 19.4, haciendo uso de la tensión nominal de diseño determinada según se define en el apartado 19.5.

NOTA En esta edición de la norma, no se da ninguna regla en relación a la interacción fluencia/fatiga en este capítulo. Si esta interacción se va a tener en cuenta, pueden utilizarse los métodos de diseño del anexo B.

19.8 Procedimientos de diseño para DBF

19.8.1 Cuando el recipiente tiene que diseñarse únicamente para un caso de carga única en fluencia, f debe obtenerse del apartado 19.5 y el espesor del componente requerido debe determinarse o verificarse de acuerdo con los capítulos de esta parte definidos en el apartado 19.4.

19.8.2 Cuando el recipiente tiene que diseñarse para casos de carga múltiple en fluencia, debe realizarse una evaluación del daño por fluencia acumulado resultante de todos los casos de carga en fluencia que tienen lugar durante la vida útil del recipiente, de acuerdo con el siguiente procedimiento:

a) Debe suponerse un espesor de análisis e_a del componente.

NOTA 1 El espesor supuesto e_a debería ser, al menos, igual al mayor espesor necesario obtenido de los cálculos efectuados aplicando el apartado 19.8.1 para los casos de carga más significativos. Durante la aplicación del procedimiento dado, este valor inicial se incrementará según sea necesario.

b) Para cada caso de carga, e_a se introduce en las fórmulas DBF aplicables (capítulos de esta parte definidos en el apartado 19.4) y se resuelven las ecuaciones para la tensión de diseño ficticia en fluencia f_{Fi} , que proporcionan el espesor e_a exactamente. Esta tensión ficticia f_{Fi} es el valor mínimo de la tensión de diseño f que cumple todas las condiciones de diseño del capítulo aplicable de esta parte para el espesor de análisis e_a y para el caso de carga i considerado.

NOTA 2 Esto puede requerir un cálculo por prueba y error.

c) Para cada caso de carga, el tiempo admisible para provocar un daño t_{Df_{Fi}, T_i} debe calcularse de acuerdo con el siguiente procedimiento:

1) si $f_{Fi} > f_{nc}$ entonces e_a debe incrementarse ($t_{Df_{Fi}, T_i} = 0$)

2) si $f_{Fi} \leq f_{nc}$ entonces:

$$t_{Df_{Fi}, T_i} = \min. \{ t_{Rf_{Fi}, T_i}; t_{Pf_{Fi}, T_i} \} \quad (19-11)$$

3) Tiempo admisible para la ruptura por fluencia:

$$t_{R,f_{Fi},T_i} = t_A \cdot \left(\frac{t_B}{t_A} \right)^{Y_R} \quad (19-12)$$

donde

$$y_R = \frac{\lg(f_{Fi}) - \lg(f_{Rt_A})}{\lg(f_{Rt_B}) - \lg(f_{Rt_A})} \quad \text{con: } \lg = \log_{10} \quad (19-13)$$

con

$$f_{Rt_A} = \frac{R_{m/T_i/t_A}}{SF_c} \quad (19-14)$$

y

$$f_{Rt_B} = \frac{R_{m/T_i/t_B}}{SF_c} \quad (19-15)$$

siendo f_{Rt_A} y f_{Rt_B} los valores más próximos a f_{Fi} con los tiempos de vida útil correspondientes t_A y t_B , según se define en el apartado 19.5.1.3, que cumplen la condición:

$$f_{Rt_A} \geq f_{Fi} \geq f_{Rt_B} \quad (19-16)$$

Si f_{Fi} es más pequeño que el valor más pequeño disponible f_{Rt_B} (este es el valor a la vida útil más larga para la que está disponible en la norma de material la resistencia media a la ruptura por fluencia), entonces debe utilizarse la siguiente fórmula en lugar de la fórmula (19-12):

$$t_{R,f_{Fi},T_i} = \min.\{t_{R,f_{Fi},T_i,ex}; t_{R,T_i,máx.}\} \quad (19-17)$$

donde

$t_{R,f_{Fi},T_i,ex}$ es el tiempo admisible (h) para provocar una daño en el material (provocado ruptura por fluencia) a la tensión de diseño ficticia f_{Fi} y a la temperatura T_i , que puede calcularse de acuerdo con el anexo informativo R;

$t_{R,T_i,máx.}$ es el tiempo máximo para el que el método de extrapolación utilizado es válido (puede utilizarse el anexo informativo R).

Alternativamente pueden usarse las siguientes fórmulas:

$$t_{R,T_i,máx.} = 2 \cdot t_B \quad (19-18)$$

$$t_{R,f_{Fi},T_i,ex} = t_A \cdot \left(\frac{t_B}{t_A} \right)^{Y_R} \quad (19-19)$$

donde

t_B es la vida útil más larga para la que la resistencia a la ruptura por fluencia está disponible en la norma de material;

t_A es la vida útil siguiente más baja para la que la resistencia a la ruptura por fluencia está disponible en la norma de material;

Y_R se da en las fórmulas (19-13) a (19-15) calculado para las vida útiles aquí definidas t_A y t_B .

NOTA 3 La extrapolación no está basada en una verificación experimental. No se consideran los posibles cambios a largo plazo en la resistencia a la fluencia debidos a los cambios microestructurales.

NOTA 4 Es aconsejable determinar en la medida de lo posible la curva de fluencia de diseño completa en función de la vida útil para las temperaturas de cálculo necesarias (véase la figura 19.1) para una mejor perspectiva para encontrar los tiempos t_A y t_B aplicables para los que se cumple la condición (19-16) o (19-24) respectivamente.

4) Tiempo admisible para alcanzar el límite de fluencia al 1% de alargamiento

Este tiempo admisible debe calcularse solamente si no hay ningún sistema de seguimiento. Si hay sistema de seguimiento $t_{P_{f_{Fi}, T_i}}$ debe omitirse en la fórmula (19-11).

$$t_{P_{f_{Fi}, T_i}} = t_A \cdot \left(\frac{t_B}{t_A} \right)^{Y_P} \quad (19-20)$$

donde

$$Y_P = \frac{\lg(f_{Fi}) - \lg(f_{P_{t_A}})}{\lg(f_{P_{t_B}}) - \lg(f_{P_{t_A}})} \quad \text{con: } \lg = \log_{10} \quad (19-21)$$

con

$$f_{P_{t_A}} = R_{p1,0/T_i}/t_A \quad (19-22)$$

y

$$f_{P_{t_B}} = R_{p1,0/T_i}/t_B \quad (19-23)$$

siendo $f_{P_{t_A}}$ y $f_{P_{t_B}}$ los valores más próximos a f_{Fi} con los tiempos de vida útil correspondientes t_A y t_B , según se define en el apartado 19.5.1.3, que cumplen la condición:

$$f_{P_{t_A}} \geq f_{Fi} \geq f_{P_{t_B}} \quad (19-24)$$

Si f_{Fi} es más pequeño que el valor más pequeño disponible $f_{P_{t_B}}$ (este es el valor a la vida útil más larga para la que está disponible en la norma de material el límite medio de fluencia al 1% de alargamiento), entonces $t_{P_{f_{Fi}, T_i}}$ puede omitirse en la fórmula (19-11).

NOTA 5 Si se utiliza más de un material en el intervalo de fluencia en la parte o componente considerado, entonces debería utilizarse un procedimiento más general. El objetivo de este procedimiento es buscar el tiempo admisible para provocar un daño $t_{D_{f_{Fi}, T_i}}$ para el que (utilizando los diferentes valores de f de acuerdo con el apartado 19.5 para los diferentes materiales a $t = t_{D_{f_{Fi}, T_i}}$ se cumplen todas las condiciones de diseño y fórmulas para el espesor de análisis e_a y para el caso de carga i considerado.

- d) El daño por fluencia acumulado resultante de todos los casos de carga aplicados debe determinarse mediante la siguiente regla de fracción del tiempo:

$$\sum_{i=1}^n \frac{t_i}{t_{Df_{Fi}, T_i}} \leq 1,0 \quad (19-25)$$

- e) Si la condición (19-25) no se cumple, el espesor supuesto **debe** incrementarse y debe repetirse el procedimiento desde el punto b).

Si la cantidad de la parte izquierda de la condición (19-25) no alcanza el valor 1,0, el espesor supuesto **puede** reducirse y debe repetirse el procedimiento desde el punto b).

20 REGLAS DE DISEÑO PARA LAS PAREDES PLANAS REFORZADAS

20.1 Generalidades

Las paredes planas pueden reforzarse mediante tirantes y tirantes con pasador destinados a soportar una parte de la carga de presión que actúa sobre la pared (paredes planas atirantadas) o mediante rigidizadores soldados a la pared en cuestión para aumentar su módulo de sección así como su momento de inercia (paredes planas rigidizadas).

20.2 Paredes planas atirantadas

Los requisitos de diseño de las paredes planas atirantadas se indican en los apartados 20.1 a 20.8. Estos mismos apartados incluyen los requisitos relativos al espesor de la chapa y a la geometría de los tirantes con pasador y de los tirantes, incluidas las dimensiones, el paso, y los detalles del conjunto.

20.3 Definiciones específicas para las paredes planas atirantadas

C es el coeficiente de tensión de las superficies apuntaladas y atirantadas (véase la tabla 20.8-1).

p es el paso máximo. Representa la distancia máxima entre dos rectas paralelas cualquiera que pasan por el centro de los tirantes con pasador colocados en las filas adyacentes. Estos juegos de rectas paralelas, deben considerarse en los planos horizontal, vertical y oblicuo.

20.4 Espesor requerido de las paredes planas atirantadas

20.4.1 El espesor mínimo de las paredes planas atirantadas así como el de las partes que, de acuerdo con estas reglas, requieren un atirantamiento como las chapas planas con puntales o tirantes con pasador de diámetro uniforme simétricamente espaciados, se debe calcular mediante la siguiente ecuación:

$$e = p \sqrt{\frac{P}{fC}} \quad (20.4.1)$$

20.4.2 En el caso de utilizar tirantes para unir dos chapas y únicamente cuando una de estas chapas requiere atirantamiento, el valor de *C* se debe determinar en función del espesor de la chapa que requiere el atirantamiento.

20.5 Dimensiones requeridas y configuración de los tirantes con pasador y de los tirantes

20.5.1 El área requerida de un tirante con pasador o de un tirante al nivel de su sección transversal mínima, generalmente localizada en la base de la rosca, con exclusión de cualquier sobreespesor de corrosión, debe ser obtenida dividiendo la carga que actúa sobre el tirante con pasador calculado de acuerdo con el apartado 20.5.2 por el valor nominal de la tensión de diseño para el material del tirante con pasador y multiplicando el resultado por 1,10.

20.5.2 La superficie reforzada por un tirante con pasador o por un tirante se debe calcular a partir de las dimensiones completas de paso, deduciendo la superficie ocupada por el tirante. La carga soportada por un tirante, es el producto de la superficie reforzada para este tirante por la presión de diseño. En el caso de asimetría en la acción de un tirante con pasador o de un tirante, debido a la interferencia de otros detalles constructivos. La superficie reforzada por el tirante con pasador o por el tirante se debe calcular a partir de la distancia desde el centro del espacio en una de las caras del tirante con pasador o del tirante, al centro del espacio en la otra cara.

20.5.3 Cuando el borde de una chapa plana atirantada está embridado, la distancia entre el centro de los tirantes más exteriores y el interior de la brida de soporte, debe ser inferior o igual al paso de los tirantes más el radio interior de la brida.

20.6 Requisitos aplicables para los tirantes con pasador roscados

20.6.1 El espesor mínimo de las chapas que se pueden atirantar debe ser de 8 mm.

20.6.2 El paso máximo debe ser de 220 mm.

20.6.3 Las dimensiones aceptables para los extremos de los tirantes que atraviesan las arandelas se indican en la figura 20.9-1. Los orificios para los tirantes roscados, deben estar perforados a tamaño máximo o punzonados con un diámetro máximo 6 mm inferior a su diámetro total. El orificio debe estar perforado o taladrado con el menor diámetro de la rosca y tallado en toda la rosca completa.

20.6.4 Los extremos de los tirantes con pasador o roscados en la chapa deben, durante el montaje, entrar en la chapa una distancia al menos equivalente a dos roscas; a continuación, se ribetea o se aplana mediante un procedimiento equivalente sin rayar excesivamente las chapas. Es posible, igualmente, instalar en los extremos de los tirantes con pasador o roscados en la chapa, tuercas roscadas en el pasador.

20.6.5 A los extremos de los tirantes de acero roscados o de los tirantes con pasador que hayan sido ribeteados, se les debe aplicar un tratamiento completo de recocido.

20.7 Requisitos aplicables para los tirantes con pasador soldados y los tirantes soldados

20.7.1 Pueden utilizarse tirantes con pasador soldados si se cumplen los siguientes requisitos:

- a) la configuración es conforme con las disposiciones típicas de la figura 20.9-2;
- b) el espesor requerido de la chapa es inferior o igual a 35 mm;
- c) el paso máximo es inferior o igual a 15 veces el diámetro del tirante con pasador, no obstante, si el espesor requerido de la chapa es superior a 20 mm, el paso del tirante con pasador no debe sobrepasar los 500 mm;
- d) el tamaño de las soldaduras de unión, es superior o igual al indicado en la figura 20.9-2;
- e) la carga admisible en las soldaduras debe ser igual al producto del área de la zona soldada (basado en la dimensión de la soldadura paralela al tirante con pasador), por la tensión nominal de diseño del material soldado y un coeficiente de junta del 60%.

20.7.2 Pueden utilizarse los tirantes soldados si se cumplen los siguientes requisitos:

- a) la presión es inferior o igual a 2 MPa;
- b) la configuración es conforme con las disposiciones típicas indicadas en la figura 20.9-2 (esquemas a, b, e, f, g y h);
- c) el espesor de chapa requerido es inferior o igual a 13 mm;

- d) el paso máximo p se determina mediante la ecuación (20.4.1) siendo $C = 2,1$ si el espesor de la chapa es inferior o igual a 11 mm y $C = 2,2$ para el resto de los espesores de chapa;
- e) el tamaño de las soldaduras en ángulo no es inferior al espesor de la chapa. La carga admisible en las soldaduras en ángulo debe ser igual al producto del área de la zona soldada (basada en la dimensión mínima de una rama), por la tensión nominal de diseño del material soldado y un coeficiente de junta del 55%;
- f) el diámetro máximo o la anchura del orificio de la chapa debe ser inferior o igual a 30 mm;
- g) las soldaduras internas están correctamente inspeccionadas antes de la unión de las chapas de cierre.

20.8 Tabla para las paredes planas atirantadas

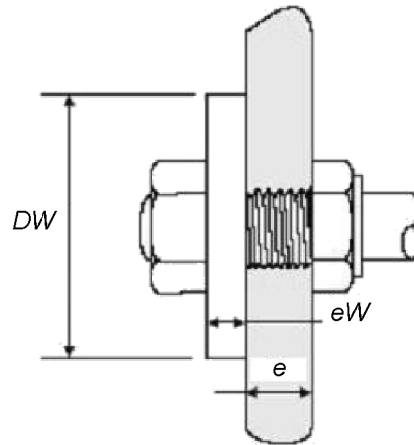
Tabla 20.8-1 – Coeficiente de tensión de las superficies apuntaladas y atirantadas

Construcción de las superficies apuntaladas y atirantadas	Coeficiente de tensión
Tirantes soldados o roscados que atraviesan chapas de espesor inferior o igual a 11 mm y con extremos con reborde, (por ejemplo, figura 20.9-2, esquemas a) y b))	2,1
Tirantes soldados o roscados que atraviesan chapas de espesor superior a 11 mm y que tienen extremos con reborde (por ejemplo, figura 20.9-2, esquemas a) y b))	2,2
Tirantes roscados que atraviesan las chapas con tuerca única en el exterior de la chapa atirantada, tirantes roscados que atraviesa las chapas con tuerca interna y externa sin arandelas y tirantes roscados en las chapas como se indica en la figura 20.9-1, esquema b)	2,5
Tirantes con cabeza mayor o igual a 1,3 veces su diámetro roscados en las chapas o con ajuste cónico, cuyas cabezas están formadas en los tirantes antes de la instalación y sin rebordes; estas cabezas están diseñadas para soportar la carga real en la chapa (por ejemplo, figura 20.9-1, esquema a))	2,8
Tirantes con roscas internas y externas y con arandela exterior con un diámetro superior o igual a $0,4 p$ y un espesor superior o igual a e (por ejemplo, figura 20.9-1, esquema a))	3,2

20.9 Figuras para paredes planas atirantadas

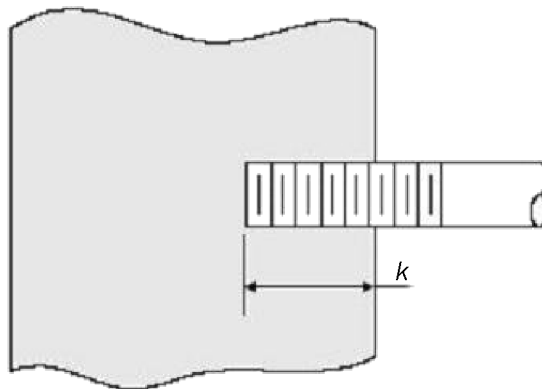
DW = superior o igual a 2,5 veces el diámetro nominal del pasador pero debe ser, como mínimo, 0,4 veces el paso de los tirantes si $C = 3,2$.

eW = superior o igual a $e/2$ si $C = 2,8$ o menor, y superior o igual a e si $C = 3,2$.



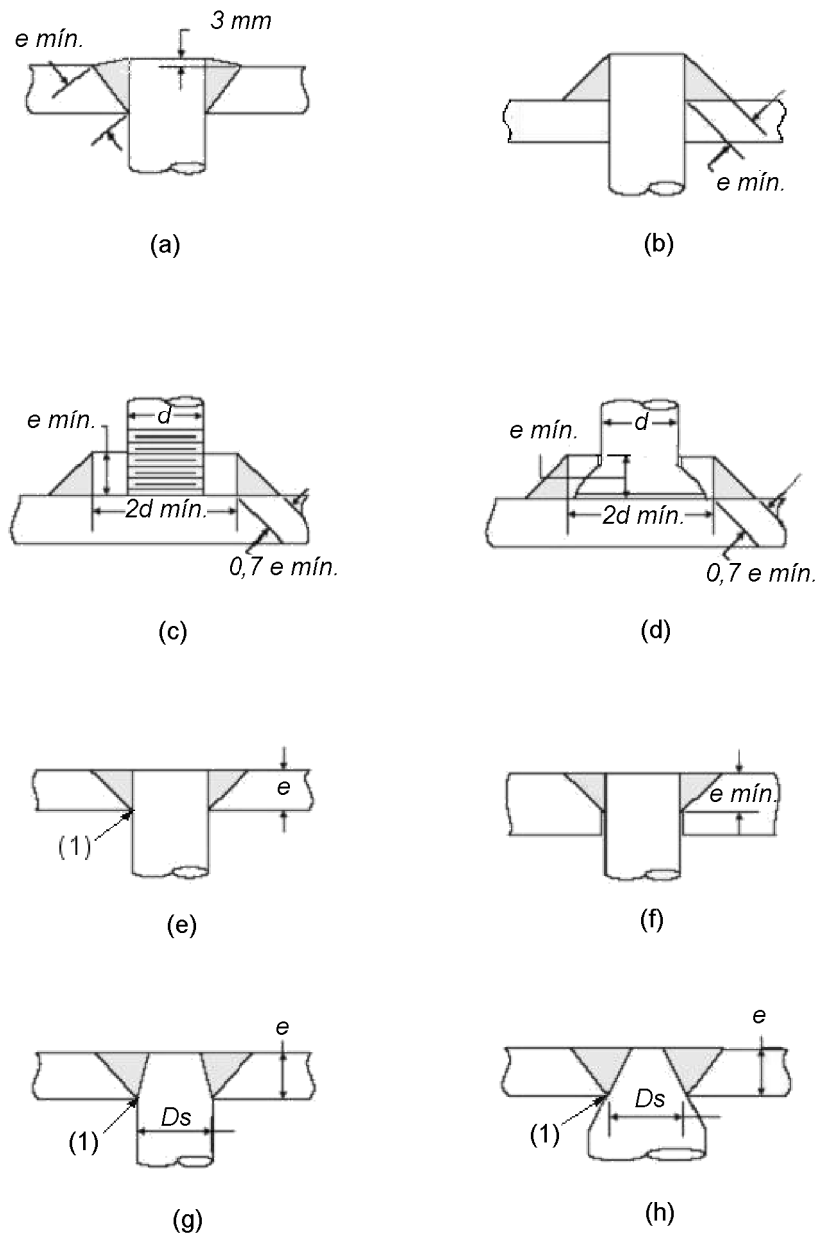
(a)

k = superior o igual a 1,5 veces el mayor diámetro de los pasadores, medido en el exterior de la parte roscada.



(b)

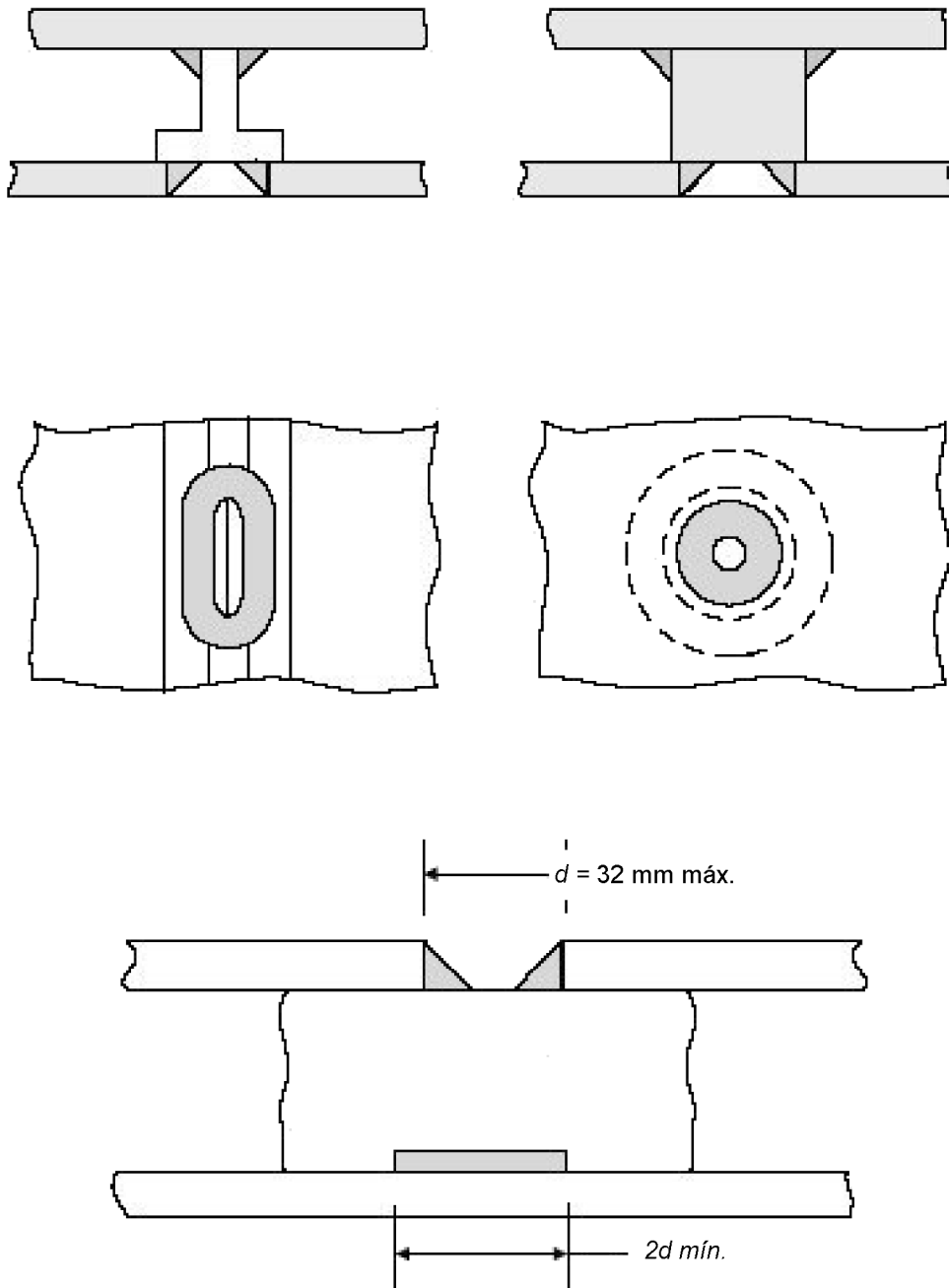
Figura 20.9-1 – Tirante con extremos roscados



Leyenda

- (1) Penetración completa
- (2) Los detalles (c) y (d) prevén un bloque de anclaje redondo entre el tirante con pasador y la pared
- (3) En los detalles (g) y (h), D_s es el diámetro del tirante a utilizar para los cálculos de acuerdo con el apartado 20.5, después de considerar la corrosión y las posibles tolerancias negativas en el material.

Figura 20.9-2 – Formas típicas de tirantes con pasador soldados



d Anchura mínima del tirante

Figura 20.9-3 – Utilización de soldaduras de tapón y en ojal para chapas atirantadas

21 FONDOS PLANOS CIRCULARES CON NERVIOS DE REFUERZO RADIALES

21.1 Propósito

El propósito de las reglas presentadas en este capítulo es permitir el diseño de fondos planos circulares reforzados con nervios radiales, sometidos a presión, con o sin momento de flexión distribuido uniformemente en periférico.

Los componentes considerados en este capítulo consisten en un fondo plano circular, reforzado con nervios radiales espaciados uniformemente; la altura de los nervios es normalmente constante, sin embargo su perfil puede achaflanarse ligeramente en sus bordes exteriores (véanse las figuras 21.2-1, 21.2-2, 21.2-3 y 21.2-4).

Los nervios deben estar conectados unos con otros en el centro del fondo; esto puede lograrse soldándolos juntos o bien soldándolos a un anillo central o a un núcleo rígido. El número de nervios no debería ser inferior a 3 ni superior a 24.

Estas reglas no tratan el cálculo de la estanquidad a las fugas de la conexión entre el fondo y la correspondiente brida del recipiente. En el caso de que la estanquidad tenga que asegurarse, el espesor requerido del fondo podría ser superior al espesor requerido por cálculos estáticos, al menos en el área de la junta de estanquidad y los pernos correspondientes.

Esta clase de construcción no se recomienda en caso de cargas cíclicas o en caso de corrosión externa.

21.2 Definiciones específicas

Además de las definiciones del capítulo 3 se dan las siguientes.

21.2.1 nervio de refuerzo:

Chapa rectangular localizada a lo largo del radio de un fondo plano circular, perpendicular a su plano y soldada a él por ambos lados.

21.2.2 soldadura continua:

Soldadura entre el nervio y el fondo, localizada en ambos lados del nervio, en toda su longitud.

21.2.3 soldadura intermitente

Soldadura entre el nervio y el fondo, localizada en ambos lados del nervio, compuesta por diferentes segmentos que cubren solo una porción de su longitud.

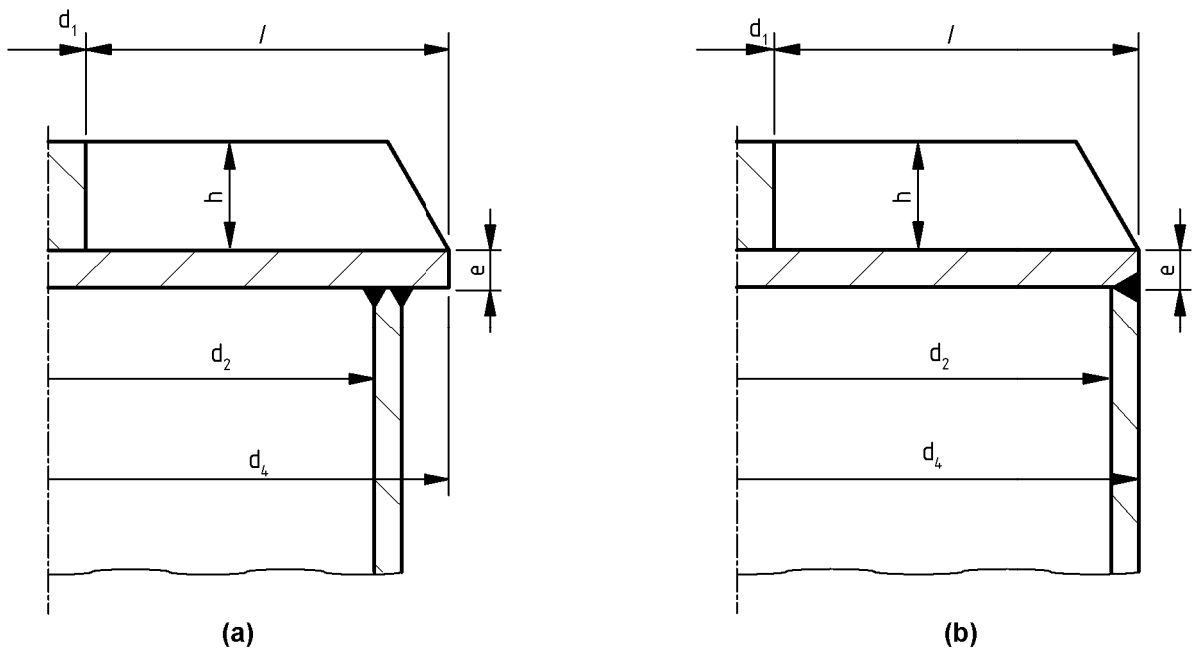


Figura 21.2-1 – Fondos soldados con nervios

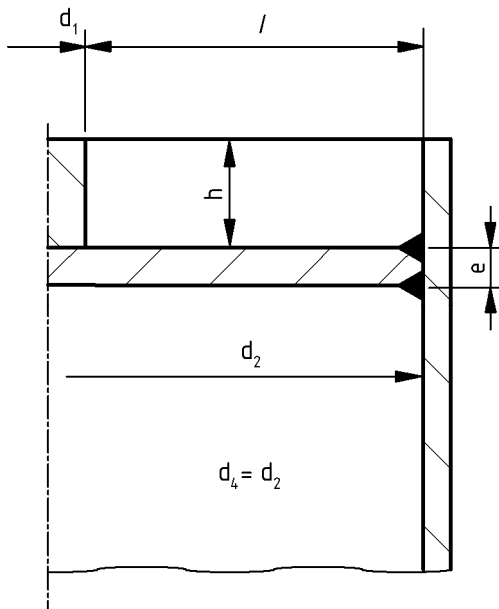


Figura 21.2-2 – Fondo soldado con nervios (nervios soldados con autógena a una envoltente)

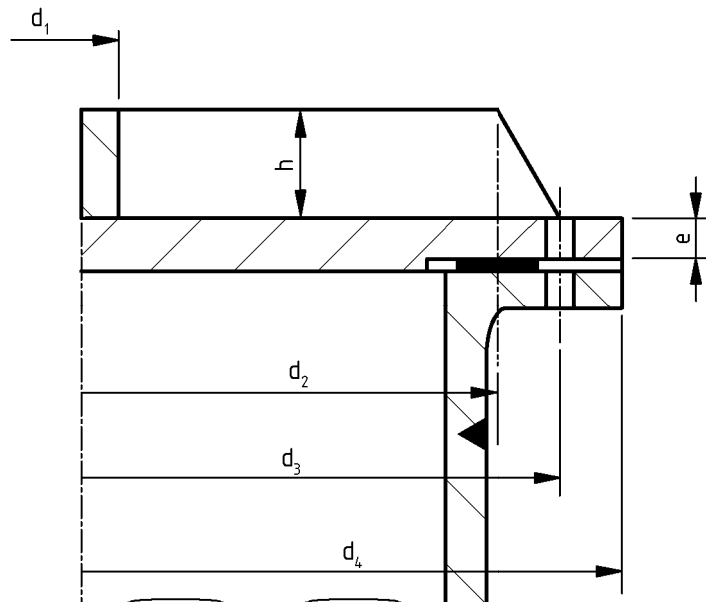


Figura 21.2-3 – Fondo emperrado con nervios y momento de flexión periférico adicional

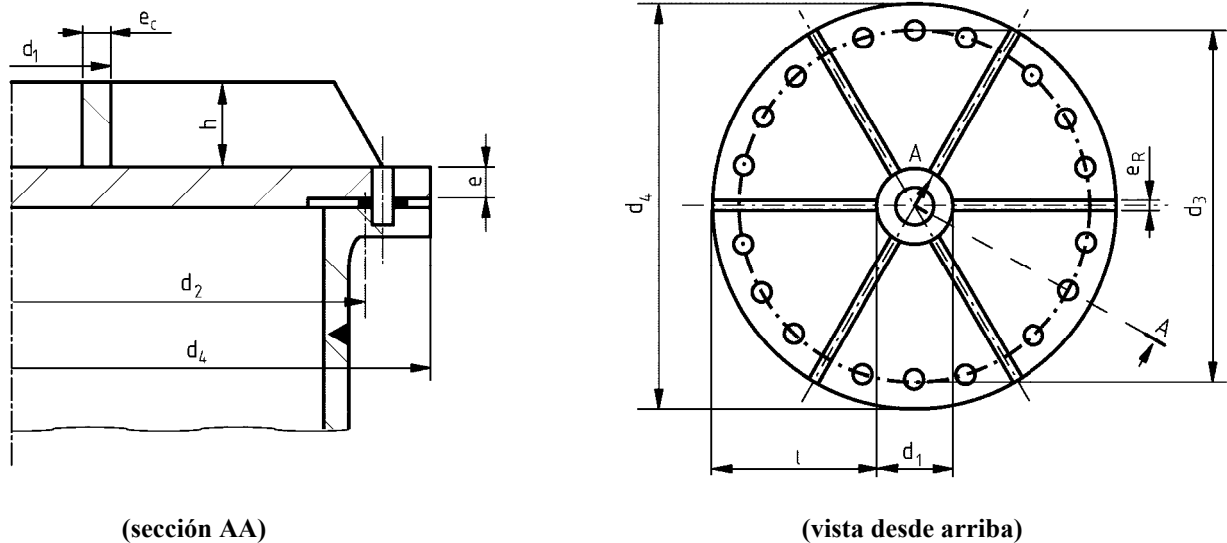


Figura 21.2-4 – Fondo empinado con nervios sin momento de flexión periférico adicional

21.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Además de los símbolos y abreviaturas del capítulo 4 se dan las siguientes.

- d_1 diámetro del anillo o núcleo central;
- d_2 diámetro sometido a presión;
- d_3 diámetro del círculo de pernos;
- d_4 diámetro externo del fondo;
- e espesor del fondo;
- e_R espesor de los nervios de refuerzo;
- e_C espesor del anillo circular central;
- f tensión nominal de diseño del fondo a la temperatura de diseño;
- f_R tensión nominal de diseño del nervio a la temperatura de diseño;
- f_B tensión nominal de diseño de los pernos a la temperatura de diseño;
- f_C tensión nominal de diseño del anillo central a la temperatura de diseño;

NOTA La temperatura de diseño indica la temperatura de la condición a evaluar (apriete de los pernos, funcionamiento o ensayo).

- g_0 espesor de garganta mínimo requerido de la soldadura entre el fondo y el nervio de refuerzo;
- $g_1 \dots g_i$ espesores de garganta de las soldaduras intermitentes entre el fondo y el nervio de refuerzo (véase la figura 21.7-1);
- h altura de los nervios de refuerzo;

l	longitud de los nervios de refuerzo;
l_0	en caso de soldaduras intermitentes, es la longitud de la soldadura más externa entre el fondo y el nervio de refuerzo;
$l_1...l_i$	longitudes de las soldaduras intermitentes entre el fondo y los nervios de refuerzo;
n_v	número de nervios de refuerzo;
p_A	presión máxima admisible en condiciones de funcionamiento o ensayo;
t	espaciamiento entre dos nervios consecutivos calculado sobre el diámetro d_2 ;
W	carga total sobre los pernos en diferentes condiciones (apriete, funcionamiento y ensayo) tal como se define en el capítulo 11;
z_R	eficiencia de unión de la soldadura entre el fondo y los nervios de refuerzo;
z_C	eficiencia de unión de la soldadura en el anillo central;
β	ángulo de los sectores circulares exentos de aberturas.

21.4 Fondos sin momento de flexión periférico adicional

21.4.1 Presión máxima admisible

La presión máxima admisible debe ser el valor más pequeño de los dos valores calculados con las siguientes ecuaciones:

$$P_{\text{máx.}} = \left(\frac{e}{C d_2} \right)^2 f \quad (21.4-1)$$

$$P_{\text{máx.}} = \frac{0,25}{K} \left\{ \left(\frac{h}{l} \right)^2 - u + \sqrt{\left[\left(\frac{h}{l} \right)^2 - u \right]^2 + 4 \left(\frac{h}{l} \right)^2} \right\} f_R \left(\frac{e_R}{d_2} \right) \quad (21.4-2)$$

donde C y K se toman de las figuras 21.4-1 y 21.4-2 respectivamente, mientras u es igual a 0,5 para soldaduras continuas entre el fondo y los nervios; cuando dichas soldaduras son intermitentes como en la figura 21.7-1, y están compuestas por m segmentos de una longitud l_i , u debe calcularse con la siguiente ecuación:

$$u = 0,9 - \frac{1}{2l} \sum_{i=1}^{i=m} l_i \quad (21.4-3)$$

NOTA 1 La longitud l de los nervios de refuerzo debe extenderse, cuando sea posible, hasta el diámetro externo d_4 , y en cualquier caso al menos hasta el diámetro d_3 .

NOTA 2 Cuando exista un anillo central como en la figura 21.2-4, debe cumplir con las disposiciones del apartado 7.4.2.

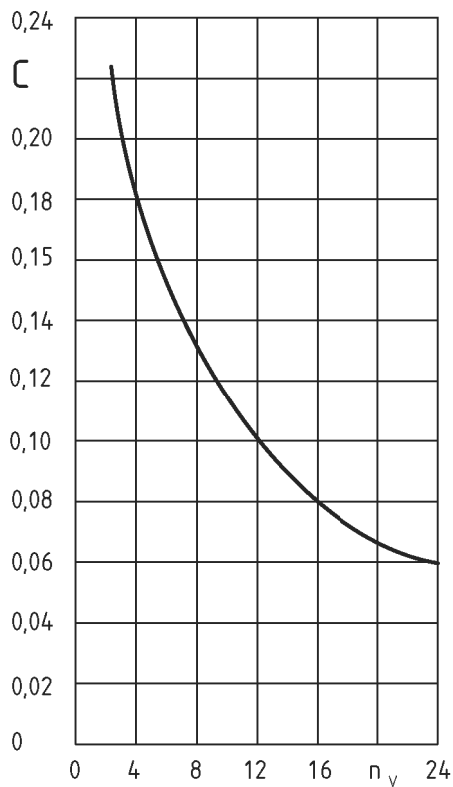


Figura 21.4-1 – Factor C para fondo sin momento de flexión periférico

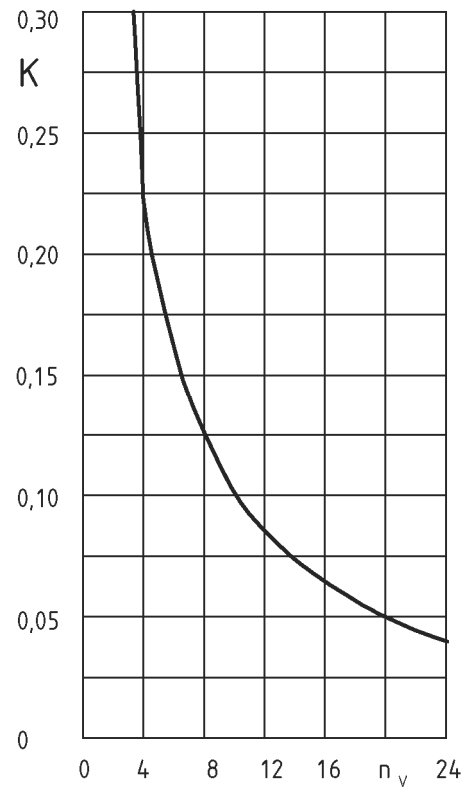


Figura 21.4-2 – Factor K para fondo sin momento de flexión periférico

21.4.2 Dimensiones mínimas

El espesor mínimo del fondo e y la altura mínima h de los nervios debe calcularse con las siguientes ecuaciones:

$$e = C d_2 \sqrt{\frac{P}{f}} \quad (21.4-4)$$

$$h = 0,5 d_2 \sqrt{Z \frac{Z+u}{Z+1}} \quad (21.4-5)$$

donde Z viene dado por:

$$Z = \frac{2K d_2 P}{f_R e_R} \quad (21.4-6)$$

En las ecuaciones anteriores C , K y u deben determinarse de acuerdo con el apartado precedente.

21.5 Fondos con momento de flexión periférico adicional

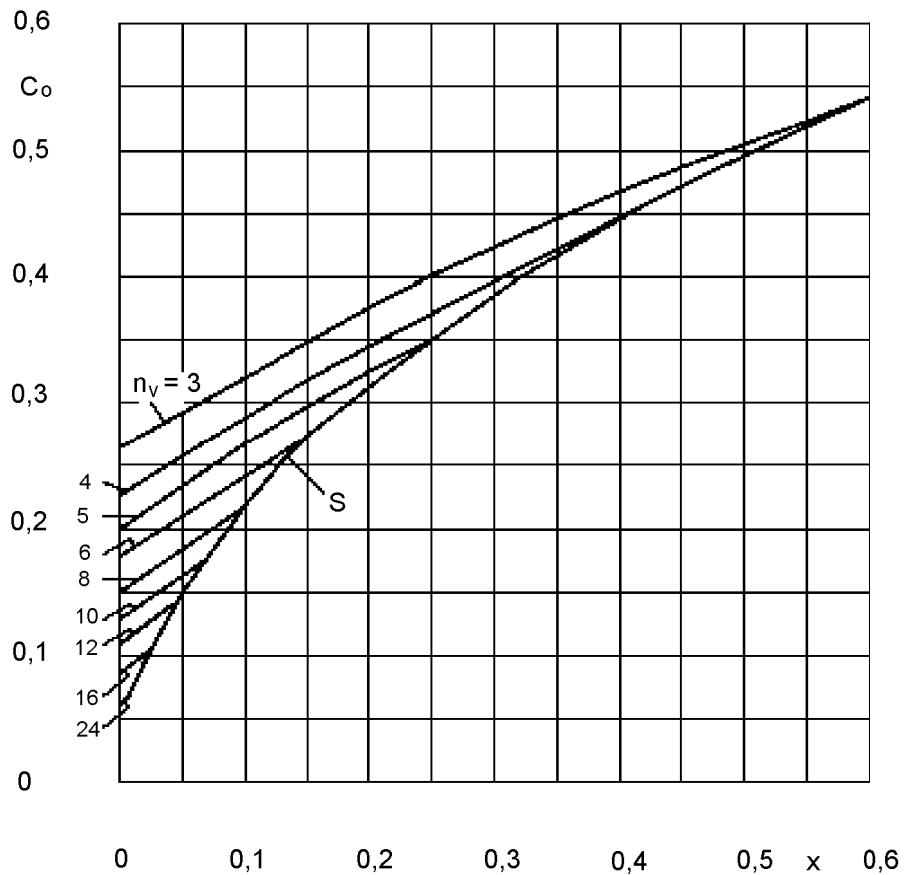


Figura 21.5-1 – Factor C_0 para fondos con momento de flexión periférico

El espesor mínimo del fondo e y la altura mínima h de los nervios debe calcularse con las siguientes ecuaciones:

$$e = C_0 d_2 \sqrt{\frac{P}{f}} \tag{21.5-1}$$

$$h = 0,5 d_2 \sqrt{Z_0 \frac{Z_0 + u}{Z_0 + 1}} \tag{21.5-2}$$

donde Z_0 viene dado por:

$$Z_0 = \frac{2K_0 d_2 P}{f_R e_R} \tag{21.5-3}$$

En las ecuaciones anteriores u debe determinarse de acuerdo con la fórmula 21.4-3, mientras que C_0 y K_0 deben tomarse de las figuras 21.5-1 y 21.5-2 después de determinar el parámetro x como sigue:

$$x = \frac{4W}{P d_2^2 \pi} \left(\frac{d_3 - d_2}{d_2} \right) \tag{21.5-4}$$

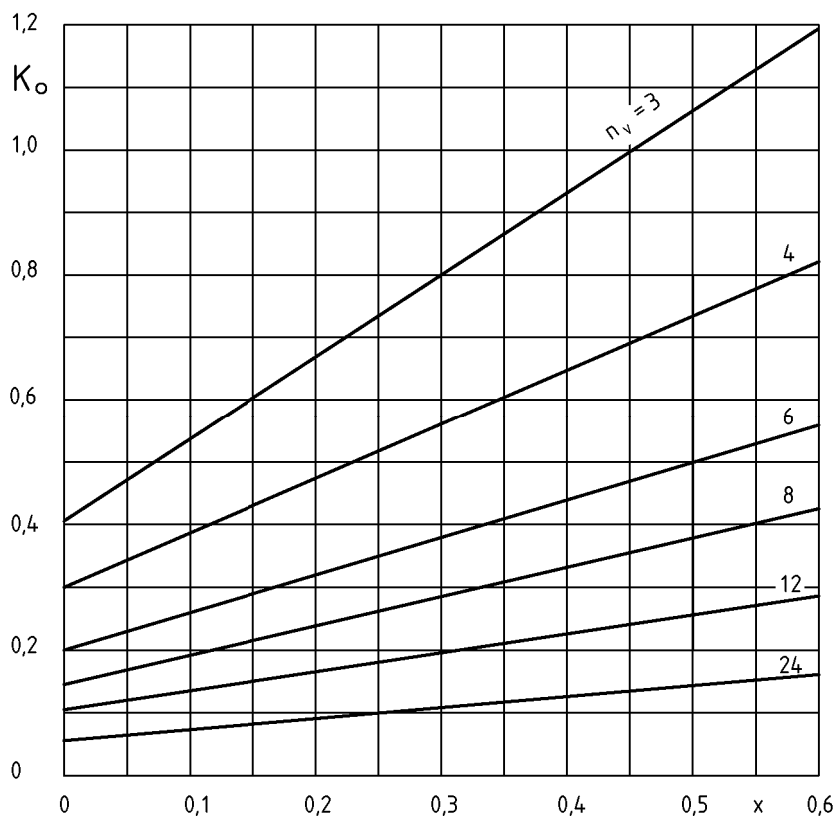


Figura 21.5-2 – Factor K_o para fondos con momento de flexión periférico

Mediante el gráfico de la figura 21.5-1 es posible comprobar si existen ventajas al incrementar el número de nervios: para valores altos de x el coeficiente C_o permanece constante (no puede ser inferior a los valores mínimos determinados por la curva denominada con 'S'); por tanto, un número de nervios superior a 5 es ineficaz si $x \geq 0,25$, un número de nervios superior a 4 es ineficaz si $x \geq 0,37$ y un número de nervios superior a 3 es ineficaz si $x \geq 0,55$.

NOTA 1 El primer término de la ecuación 21.5-4 es la relación entre la carga total sobre los pernos y la carga por presión total sobre el fondo, que es normalmente superior a 1 en las condiciones de funcionamiento y ensayo (porque los pernos deben desarrollar una reacción mayor que la carga por presión con objeto de mantener la junta de estanquidad comprimida); dado que el segundo término normalmente es mucho más pequeño que 1, los valores resultantes de x en estas condiciones son generalmente inferiores a 0,6; para valores superiores de x los nervios no son efectivos y se recomendaría un fondo plano normal no reforzado.

NOTA 2 El método anterior no es adecuado para la condición de apriete, en la que la presión es 0 y el valor de x sería infinito; con objeto de comprobar el fondo también en esta condición, debe calcularse un espesor de chapa equivalente con la fórmula:

$$e_{EQ} = \sqrt{\frac{e^3 + \frac{e_R^2 h^4}{t^2 e} + \frac{e_R h}{t} (4e^2 + 4h^2 + 6eh)}{e + h}} \tag{21.5-5}$$

donde t viene dado por:

$$t = \frac{\pi d_2}{n_v} \tag{21.5-6}$$

Deben tenerse en cuenta todas las tolerancias negativas de corrosión y fabricación en el cálculo de e_{EQ}

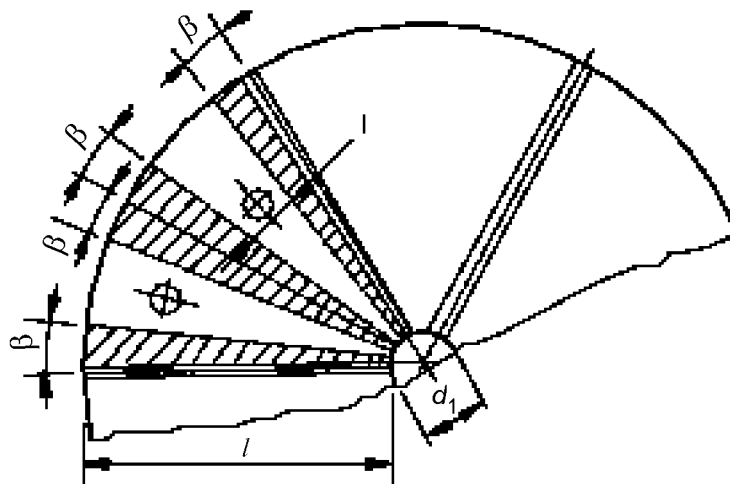
El fondo reforzado es capaz de soportar la carga de apriete W si:

$$e_{EQ} \geq \sqrt{\frac{3(d_3 - d_2)}{\pi d_2} \left(\frac{W}{f_{\min.}} \right)} \quad (21.5-7)$$

En la ecuación anterior, $f_{\min.}$ es el valor más pequeño entre la tensión nominal de diseño del fondo y la de los nervios.

21.6 Aberturas

Las aberturas deben situarse a una distancia razonable de los nervios, las soldaduras, el radio central de cada sector y la periferia del fondo; esta condición se satisface si el ángulo β de la figura 21.6-1 cumple con la ecuación 21.6-1:



Leyenda

1 Eje central de un sector

Figura 21.6-1 – Fondo reforzado con aberturas

$$\beta \geq \frac{360}{8n_V} \quad (21.6-1)$$

Si se verifica la condición anterior, no se requiere ningún cálculo adicional para el refuerzo de la abertura; en caso contrario debe emplearse un método de diseño alternativo (por ejemplo, Diseño por Análisis).

21.7 Soldaduras

Las soldaduras continuas entre el fondo y los nervios de refuerzo deben calcularse con la ecuación 21.7-1; si las soldaduras son intermitentes, deben cumplirse también las condiciones dadas en las ecuaciones 21.7-2, 21.7-3 y 21.7-4.

$$g_o = \frac{0,3(2l + d_1)}{(n_V + 1) \left[\left(\frac{h}{2l + d_1} \right)^2 + 0,6 \left(\frac{h}{2l + d_1} \right) \right]} \cdot \frac{P}{f_{\min.} z_R} \quad (21.7-1)$$

En la ecuación anterior, $f_{\min.}$ es el valor más pequeño entre la tensión nominal de diseño del fondo y la de los nervios.

$$l_o \geq 0,2 l \quad (21.7-2)$$

$$\sum_{i=1}^m (l_i a_i) \geq 2 l_0 a_0 \quad (21.7-3)$$

NOTA El espesor de garganta a utilizar en la ecuación anterior es el espesor mínimo calculado con la ecuación 21.7-1.

$$l_0 \leq \sum_{i=1}^m l_i \leq 0,8 l \quad (21.7-4)$$

Cuando el espesor de garganta obtenido mediante la ecuación 21.7-1 para una soldadura continua es muy pequeño, puede utilizar soldaduras intermitentes salvo que otras consideraciones no lo hagan aconsejable (por ejemplo, cargas cíclicas). Para soldaduras en ángulo o de penetración parcial sin END, no debe tomarse el valor de z_R mayor de 0,7.

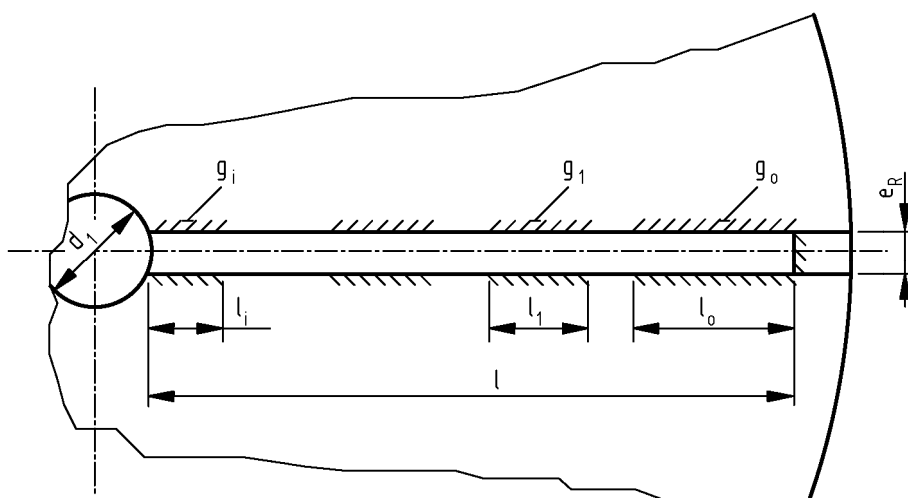


Figura 21.7-1 – Soldaduras intermitentes entre el fondo y el nervio de refuerzo

21.8 Anillo central

El anillo central debe satisfacer la siguiente ecuación:

$$P \leq P_{\text{máx.}} = \frac{4\pi}{K} \frac{e_c h^2}{n_V d_2^3} \frac{z_c f_c}{\sqrt{1 + \left(\frac{h}{n_V e_C}\right)^2}} \quad (21.8-1)$$

donde K debe tomarse de la figura 21.4-2 para fondos sin momento de flexión periférico; para fondos con momento de flexión periférico K debe sustituirse por K_0 y tomarse de la figura 21.5-2.

Cuando $d_1 - 2e_C \geq \frac{2d_4}{n_V}$, la porción central del fondo (con diámetro $d_1 - 2e_C$) debe verificarse de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$e = 0,41(d_1 - 2e_C) \sqrt{\frac{P}{f}} \quad (21.8-2)$$

Para soldaduras en ángulo o de penetración parcial sin END, no debe tomarse el valor de z_R mayor de 0,7.

ANEXO A (Normativo)**REQUISITOS DE DISEÑO DE SOLDADURAS QUE TIENEN QUE RESISTIR PRESIÓN**

Este anexo especifica requisitos de diseño de soldaduras para uso permanente para aplicar en la construcción de recipientes a presión.

NOTA Véanse también las Normas EN 13445-4:2009 y EN 13445-5:2009 para posibles requisitos adicionales de las soldaduras.

Se incluyen los datos siguientes:


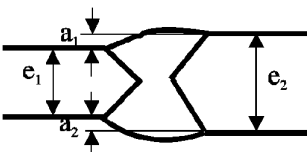
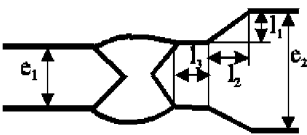
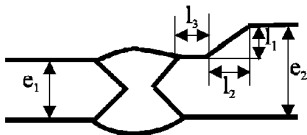
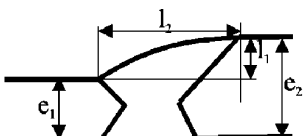
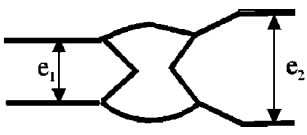
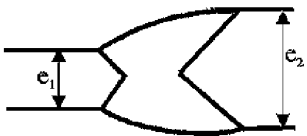
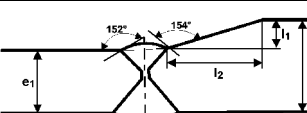
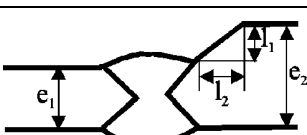
- una figura de la unión acabada;
- requisitos de diseño relativos principalmente a geometría;
- una lista de los grupos de ensayos aplicables a los que se hace referencia en la Norma EN 13445-5:2009;
- la clase de fatiga aplicable a la que se hace referencia en esta parte, capítulos 17 y 18 (esto no es aplicable a los recipientes del grupo de ensayos 4);
- recomendaciones para la prevención del desgarramiento laminar;
- recomendaciones para la prevención de la corrosión;
- referencia a los detalles de soldadura recomendados en la Norma EN 1708-1:1998.

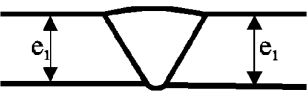
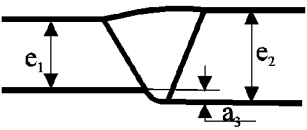
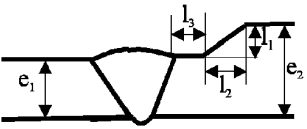
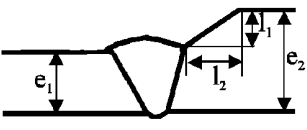
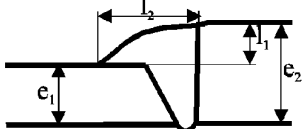
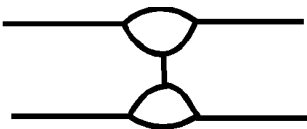
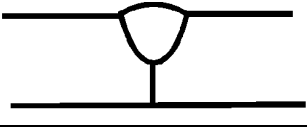
Se incluyen los grupos de uniones soldadas siguientes:

- grupo M: soldaduras longitudinales en cilindros y conos, soldaduras en esferas y fondos cóncavos (véase la tabla A-1);
- grupo C: soldaduras circunferenciales en cilindros y conos, soldadura de unión entre fondo cóncavo y envolvente (véase la tabla A-2);
- grupo E: soldaduras de fondo plano a envolvente (véase la tabla A-3);
- grupo TS: uniones soldadas de placa de tubos a envolvente (véase la tabla A-4);
- grupo T: uniones soldadas de tubo a placa de tubos (véase la tabla A-5);
- grupo S: uniones soldadas para conexiones de manguitos (véase la tabla A-6);
- grupo F: uniones soldadas para bridas y casquillos (véase la tabla A-7);
- grupo N: uniones soldadas para manguitos (véase la tabla A-8);
- grupo B: soldaduras circunferenciales en fuelles (véase la tabla A-9).

En cada grupo, figuran en primer lugar las uniones preferidas.

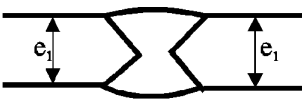

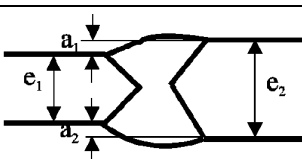
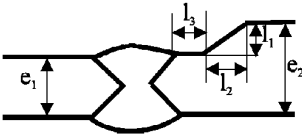
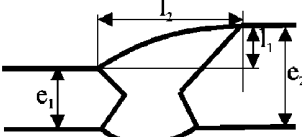
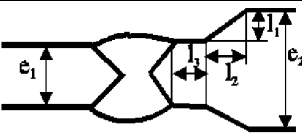
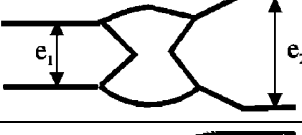

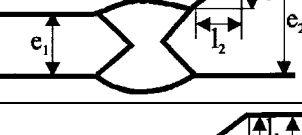
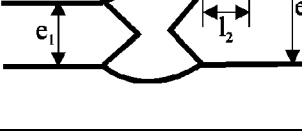
Tabla A-1 – Soldaduras que tienen que resistir presión. Soldaduras longitudinales en cilindros y conos, soldaduras en esferas y fondos cóncavos

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
M 1			1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.2	A	N	1.1.4
M 2		$e_2 - e_1 \leq \text{Mín. } [0,30 e_1; 6]$ $a_2 \leq 3 \text{ mm}$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.2	A	N	1.1.4
M 3		$l_3 \geq 2 e_1$ $l_1 / l_2 \leq 1/4$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.2	A	N	1.1.6
M 4		$l_3 \geq 2 e_1$ $l_1 / l_2 \leq 1/4$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.2	A	N	1.1.6
M 5		$e_2 - e_1 \leq \text{Mín. } [0,15e_1; 3]$ $l_1 / l_2 \leq 1/4$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.3	A	N	1.1.4
M 6		pendiente: véase M3 con transición suave	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.3	A	N	1.1.5
M 7		pendiente: véase M3 con transición suave	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.3	A	N	1.1.4
M 8		$l_1/l_2 \leq 1/4$ e_2 Con transición suave y ángulos > 150 °	1, 2, 3, 4	Véase en la tabla 18.4 detalles n° 1.3	A	N	1.1.5
M 9		$l_1 / l_2 \leq 1/4$ con transición suave NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4		A	N	1.1.5

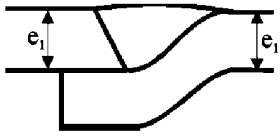
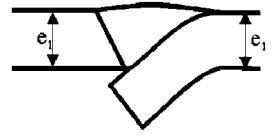
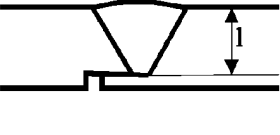
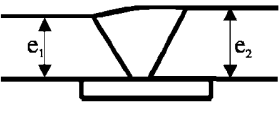
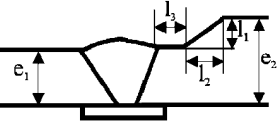
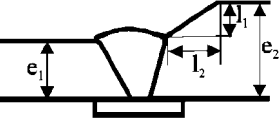
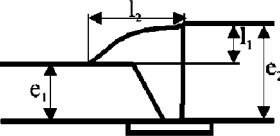
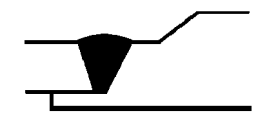


Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1 :1998
M 10		permitida para fatiga sólo si se puede verificar que la penetración es completa al menos mediante inspección visual.	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.5	A	N	1.1.1
M 11		$e_2 - e_1 \leq \text{Mín. } [0,30e_1; 6]$ $a_3 \leq \text{Mín. } [0,1 e_1; 2]$ véase M 10 para fatiga	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.5	A	N	1.1.1
M 12		véase M 4 véase M 11	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.5	A	N	1.1.3
M 13		NO PERMITIDA					
M 14		NO PERMITIDA					
M 15		NO PERMITIDA					
M 16		NO PERMITIDA					

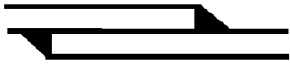
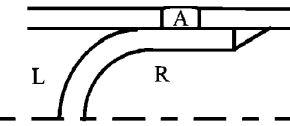
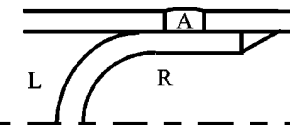
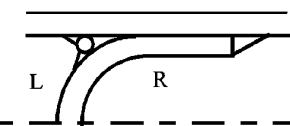
1) Clase de fatiga: véanse los capítulos 17 y 18.
 2) Susceptibilidad al desgarramiento laminar: A = no existe riesgo B = posible riesgo.
 3) Corrosión N = condiciones normales S = no permitida.

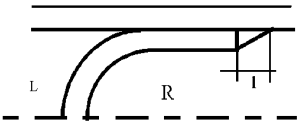
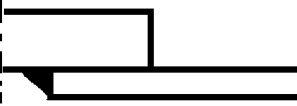
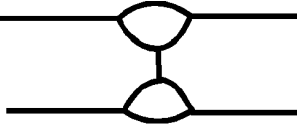
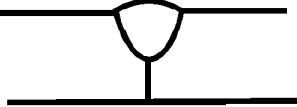
Tabla A-2 – Soldaduras que tienen que resistir presión. Soldaduras circunferenciales en cilindros y conos, soldadura de unión entre fondo cóncavo y envolvente

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
C 1			1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.2	A	N	1.1.4
C 2		$e_2 - e_1 \leq \text{Mín. } [0,15e_1; 3]$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.2	A	N	1.1.4
C 3		$e_2 - e_1 \leq \text{Mín. } [0,3e_1; 6]$ $a_2 \leq 3 \text{ mm}$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.2	A	N	1.1.4
C 4		$l_3 \geq 2 e_1$ $l_1 / l_2 \leq 1/3$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.2	A	N	1.1.6
C 5		$l_1 / l_2 \leq 1/3$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.3	A	N	1.1.4
C 6		véase C 4	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.2	A	N	1.1.6
C 7		$l_1 / l_2 \leq 1/3$ con transición suave	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.3	A	N	1.1.5
C 8		Véase C 5	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.3	A	N	1.1.4
C 9		$l_1 / l_2 \leq 1/3$ Con transición suave y ángulos > 150 °	1, 2, 3, 4	Véase en la tabla 18.4 detalles n° 1.3	A	N	1.1.5
C 10		$l_1 / l_2 \leq 1/3$ con transición suave NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.3 para el grupo de ensayos 3	A	N	1.1.5

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
C 11		permitida para fatiga sólo si se puede verificar que la penetración es completa	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.5	A	N	1.1.1
C 12		véase C 3	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.5	A	N	1.1.1
C 13		véase C 4	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.1 y 1.5	A	N	1.1.3
C 14		véase C 9 con transición suave	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalles n° 1.3 y 1.5	A	N	1.1.2
C 15		NO PERMITIDA					
C 16		en caso de espesores desiguales limitada a: $e_2 - e_1 \leq \text{Mín. } [0,3 e_1; 4]$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.4	A	N	-
C 17		en caso de espesores desiguales limitada a: $e_2 - e_1 \leq \text{Mín. } [0,3 e_1; 4]$ - cálculo de tensiones - redondeo de la soldadura por dentro mediante esmerilado	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.4	A	N	-
C 18		en caso de espesores desiguales limitada a: $e_2 - e_1 \leq \text{Mín. } [0,3 e_1; 4]$	1, 2, 3, 4	63 con END de la superficie al 100% 80 si se esmerila la raíz hasta dejarla enrasada	A	N	-
C 19		en caso de espesores desiguales limitada a: $e_2 - e_1 \leq \text{Mín. } [0,3 e_1; 4]$ $d_0 \leq 600 \text{ mm}$	1, 2, 3, 4	50 con END de la superficie al 100% 71 si se esmerila la raíz hasta dejarla enrasada	A	N	-
C 20		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	véase el párrafo 5.7.4.2	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.6	A	S	-

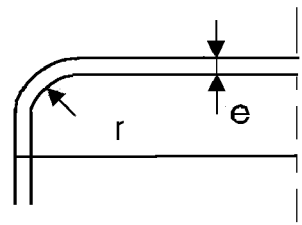
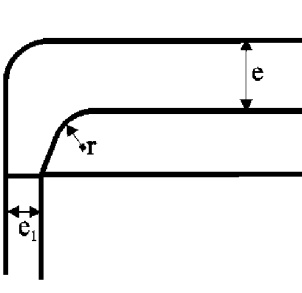
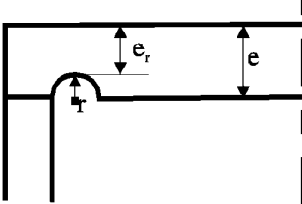
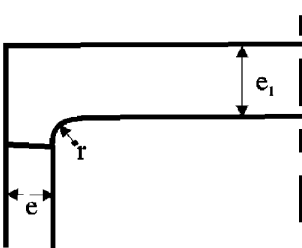
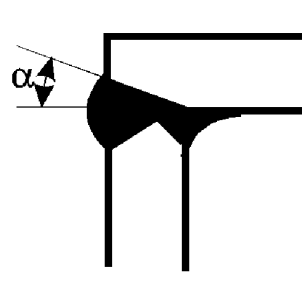
Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
C 21		véase el párrafo 5.7.3.1 NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	véase el párrafo 5.7.4.1	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.7	A	S	-
C 22		véase el párrafo 5.7.3.1 NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	véase el párrafo 5.7.4.1	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.7	A	S	-
C 23		l es el espesor mínimo requerido NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	véase el párrafo 5.7.4.2	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.6	A	S	-
C 24		véase C 2 NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	véase el párrafo 5.7.4.2	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.6	A	S	-
C 25		véase C 4 NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	véase el párrafo 5.7.4.2	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.6	A	S	-
C 26		véase C 9 NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	véase el párrafo 5.7.4.2 grupo de ensayo 4	-	A	S	-
C 27		NO PERMITIDA					
C 28		véase C 4 NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	véase el párrafo 5.7.4.2	véase la tabla 18.4 detalle n° 1.6	A	S	-
C 29		véase C 4 NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	véase el párrafo 5.7.4.2 grupo de ensayo 4	no permitida	A	S	-
C 30		NO PERMITIDA					

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarro laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
C 31		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	–	B	N	–
C 32		A = soldadura circunferencial $l > 2 \text{ mín.}(e_1, e_2)$ véase C 35 L lado izquierdo R lado derecho Presión aplicada en cualquiera de los lados NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	–	B	S en el lado L N en el lado R	9.1.2
C 33		A = soldadura para tapar $l > 2 \text{ mín.}(e_1, e_2)$ véase C 35 L lado izquierdo R lado derecho Presión aplicada en cualquiera de los lados NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	–	B	S en el lado L N en el lado R	9.1.2
C 34		$l > 2 \text{ mín.}(e_1, e_2)$ véase C 35 L lado izquierdo R Lado derecho Presión aplicad en cualquiera de los lados NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	–	B	N	–

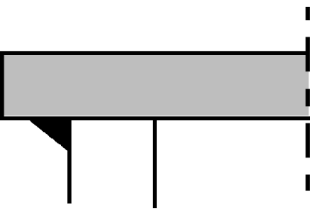
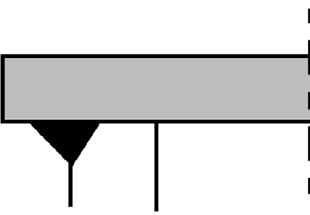
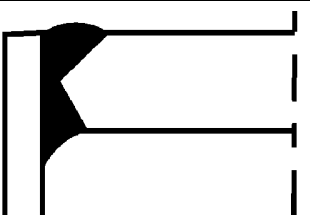
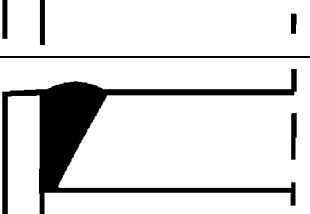

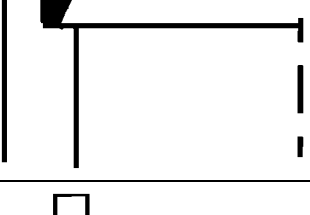
Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarro laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1 :1998
C 35		<p>$l > 2 \text{ mín.}(e_1, e_2)$</p> <p>si la soldadura está en el extremo de una envolvente, la distancia mínima entre la soldadura y el extremo debe ser 5 mm.</p> <p>L lado izquierdo R lado derecho</p> <p>Presión aplicada en cualquiera de los lados</p> <p>NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA</p>	4	-	B	S en el lado L N en el lado R	9.1.1
C 36		NO PERMITIDA					
C 37		NO PERMITIDA					
C 38		NO PERMITIDA					

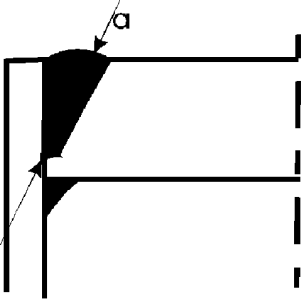
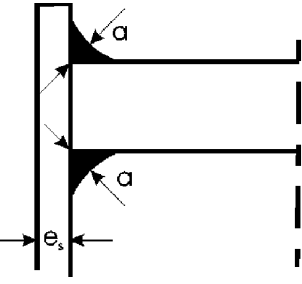
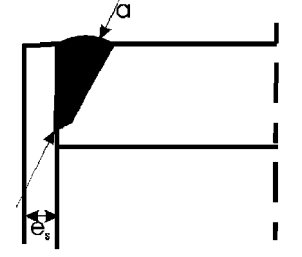
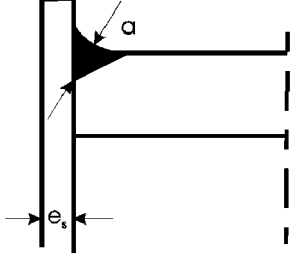
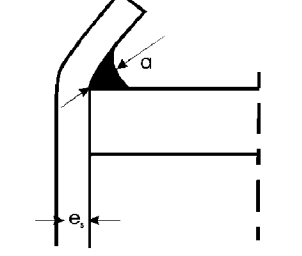
1), 2), 3) Véase la tabla A-1.

Tabla A-3 – Soldaduras que tienen que resistir presión. Fondos planos

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
E 1		se pueden utilizar todas las uniones circunferenciales permitidas $r \geq 1,3 e$	1, 2, 3, 4	adopta la clase de la referencia pertinente C	A	N	véase para la referencia pertinente C
E 2		se pueden utilizar todas las uniones circunferenciales permitidas $r \geq 1,3 e$ y $r \geq 8 \text{ mm}$	1, 2, 3, 4	adopta la clase de la referencia pertinente C	A	N	véase para la referencia pertinente C
E 3		se pueden utilizar todas las uniones circunferenciales permitidas $r \geq 0,2 e_r$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 2.2	B	N	8.1.9
E 4		se pueden utilizar todas las uniones circunferenciales permitidas $r \geq e / 3$	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 2.2	A si es parajada B si es mecanizada a partir de chapa	N	–
E 5		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 2.1 a para el grupo de ensayos 3	A si $\alpha \geq 15^\circ$ B si $\alpha < 15^\circ$	N	8.1.2

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
E 6		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4	véase la tabla 18.4 detalle nº 2.1 c para el grupo de ensayos 3	A si $\alpha \geq 15^\circ$ B si $\alpha < 15^\circ$	N	8.1.3
E 7		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	-	A si $\alpha \geq 15^\circ$ B si $\alpha < 15^\circ$	S	-
E 8		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 1, 2 si se esmerila y se suelda por detrás	véase la tabla 18.4 detalle nº 2.1 a o b para el grupo de ensayos 1, 2, y 3	A si $\alpha \geq 15^\circ$ B si $\alpha < 15^\circ$	N	8.1.8
E 9		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	-	A si $\alpha \geq 15^\circ$ B si $\alpha < 15^\circ$	S	8.1.7
E 10		$a \geq e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $a \geq 16$ mm 4 si $a < 16$ mm	véase la tabla 18.4 detalle nº 2.1 b para el grupo de ensayos 3	B	N	-
E 11		$a \geq e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $a \geq 16$ mm 4 si $a < 16$ mm	véase la tabla 18.4 detalle nº 2.1 b para el grupo de ensayos 3	B	N	8.1.1

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
E 12		NO PERMITIDA					
E 13		NO PERMITIDA					
E 14			1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 2.3 a	B	N	8.1.5
E 15			1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 2.3 c	B	N	8.1.5
E 16		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	–	B	S	–
E 17		$b \geq e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $b < 16$ mm 1, 2, 3, 4 si $b \geq 16$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 2.3 b	B	N	8.1.5

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarro laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
E 18		$a \geq 1,4 e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	–	B	N	8.1.6
E 19		$a \geq 0,7 e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $a \geq 16$ mm 4 si $a < 16$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 2.3 b para el grupo de ensayos 3	B	N	8.1.5
E 20		$a \geq 1,4 e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	–	B	S	–
E 21		$a \geq 1,4 e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	–	B	S	–
E 22		$a \geq 0,7 e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	–	B	S	–

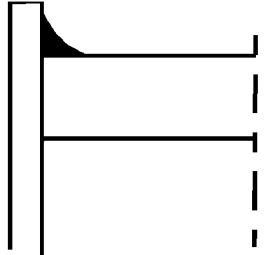
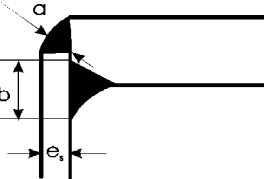
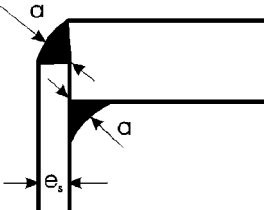
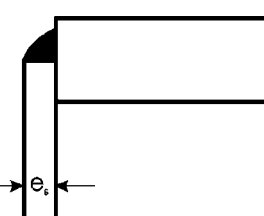
Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1 :1998
E 23		NO PERMITIDA					
E 24		$a \geq 0,7e_s$ $b \geq e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	-	B	N	-
E 25		$a \geq e_s$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	4	-	B	N	-
E 26		NO PERMITIDA					
1), 2), 3) Véase la tabla A-1.							

Tabla A-4 – Placas de tubos. Placas de tubos a envolvente

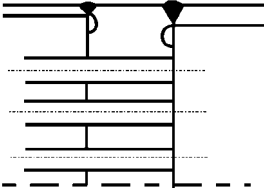
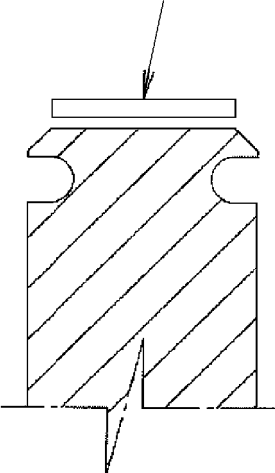
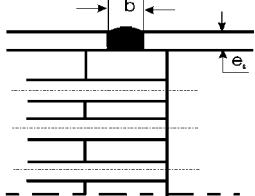
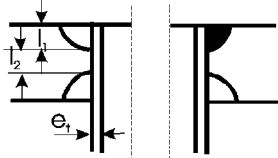
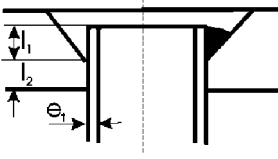
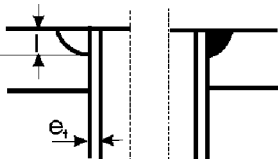
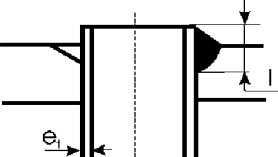
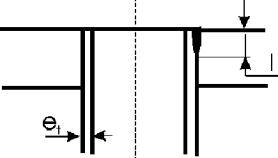
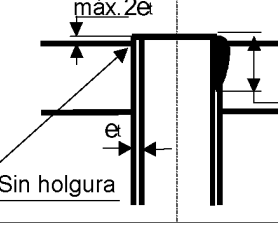
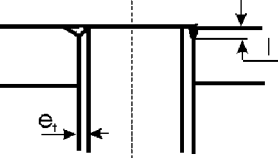
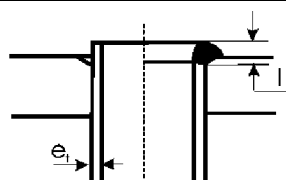
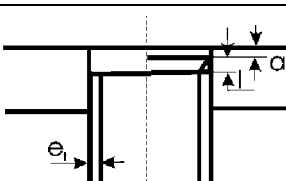
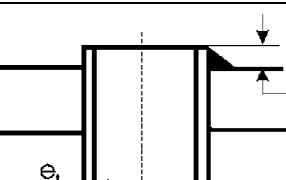
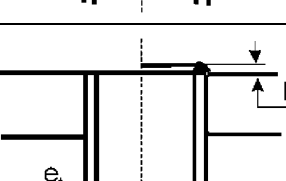
Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarro laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
Véase fondos planos a envolvente con los casos adicionales siguientes:							
TS 1		<p>NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA a menos que la placa de tubo sea una placa o una forja con un ensayo de calidad Z.</p> <p>Al menos debe llevarse a cabo un ensayo de tensión conforme a lo indicado en la figura abajo indicada. La muestra (subtamaño, si es necesario) debe escogerse de la placa de tubos real con su línea central perpendicular a la placa de tubo.</p> <p>No es aceptable para las muestras que procedan de forjas separadas como las indicadas en el apartado 12.2.2 de la Norma EN 10222-1:1998.</p> <p>Muestra para el ensayo de tensión</p> 	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 2.2	A si es forjada B si se ha mecanizado a partir de chapa	N	8.1.9
TS 2		<p>$b \geq 2e_s$</p> <p>NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA</p>	4	-	A	S	8.1.7
1), 2), 3) Véase la tabla A-1.							

Tabla A-5 – Placas de tubos. Tubos a placas de tubos

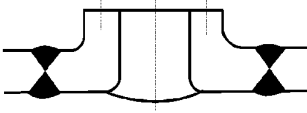
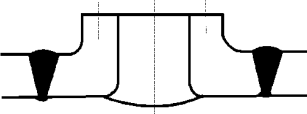
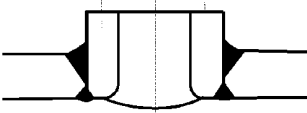
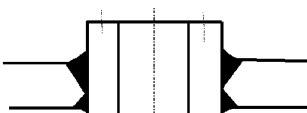
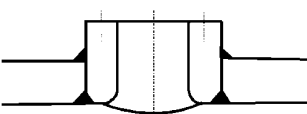

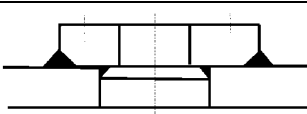
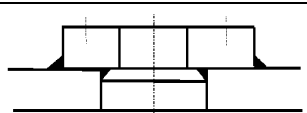
Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarro laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1 1998
T 1			1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle 1.5	A	N	–
T 2		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	no permitida	A	N	–
T 3		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	no permitida	A	N	–
T 4		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	no permitida	A	N	7.1.8
T 5		$w = e_t$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	no permitida	A	N	–
T 6		$w = e_t$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	no permitida	A	N	7.1.7
T 7		$e_t \leq l \leq 1,4 e_t$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	no permitida	B	S	7.1.6
T 8		$e_t \leq l \leq 1,4 e_t$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	no permitida	B	S	7.1.5

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1 1998
T 9		$l_1 \geq 1,4 e_1$ $l_2 \leq 1,4 e_1$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	40	A	S	-
T 10		$l_2 \leq 4 e_1$ $l_1 \geq e_1 + 3 \text{ mm}$ para tubos de arriostamiento $l_1 \geq e_1 + 2 \text{ mm}$ para otros tubos NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	40	A	S	-
T 11		$l \geq e_1$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	40	B	S	-
T 12		$l \geq 1,4 e_1$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	40	B	S	-
T 13		$l \geq e_1$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	40	B	S	-
T 14		$l \geq 0,7 e_1$	1, 2, 3, 4	40	B	S	-
T 15		$l \geq e_1$	1, 2, 3, 4	40	B	S	-

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarro laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1 1998
T 16		$e_t \leq l \leq 1,4 e_t$	1, 2, 3, 4	40	A	S	7.1.1
T 17		$l \geq 1,4 e_t$ $a \leq e_t$	1, 2, 3, 4	32	B	S	-
T 18		$l \geq 1,4 e_t$	1, 2, 3, 4	40	B	S	7.1.2
T 19		NO PERMITIDA					

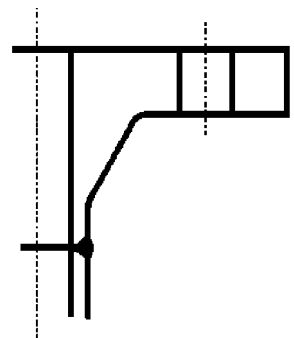
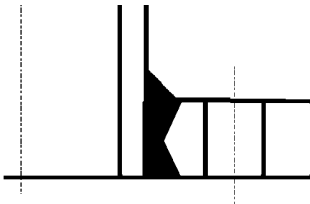
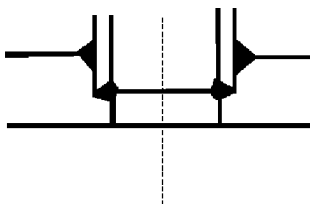
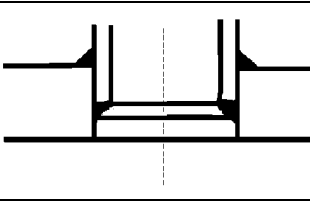
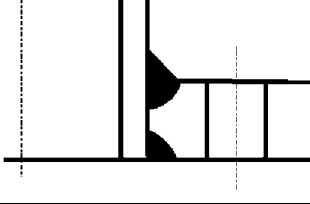
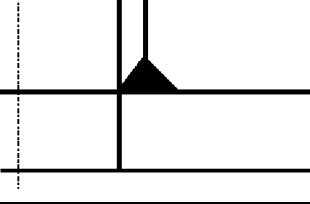
1), 2), 3) Véase la tabla A-1.

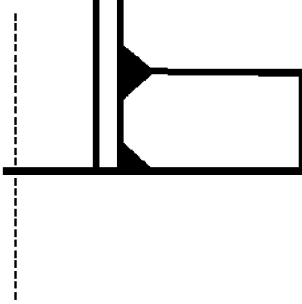
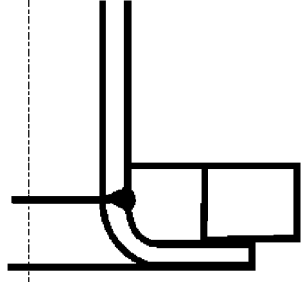
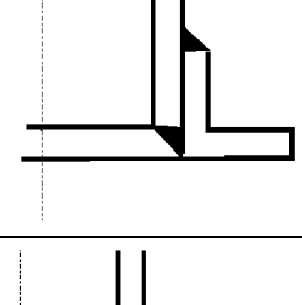
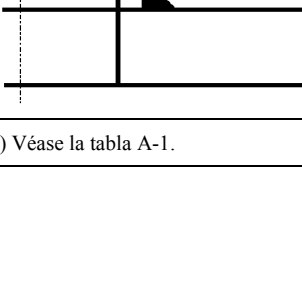
Tabla A-6 – Conexiones de manguitos

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarro laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
S 1			1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.1	–	N	
S 2		permitida para fatiga sólo si se puede verificar que la penetración es completa	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.1	–	N	–
S 3			1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.1	–	N	–
S 4		NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.1	–	N	–
S 5		$a \geq 0,7 e_{\min.}$ para cada soldadura NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.2	–	N	–
S 6		$a \geq 0,7 e_{\min.}$ para cada soldadura NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.2	–	N	–
S 7		$a \geq 0,7 e_{\min.}$ para cada soldadura NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.4	–	N	–
S 8		$a \geq 0,7 e_{\min.}$ para cada soldadura NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.4	–	N	2.1.8

1), 2), 3) Véase la tabla A-1.

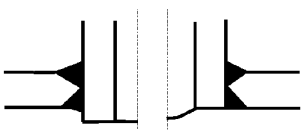
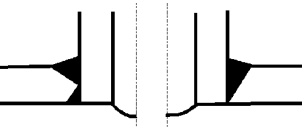
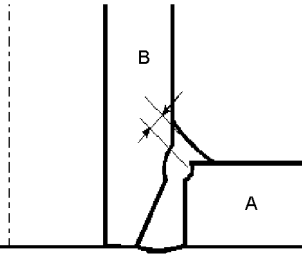
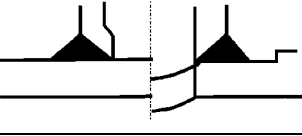
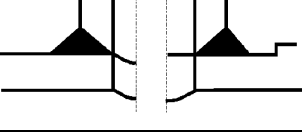
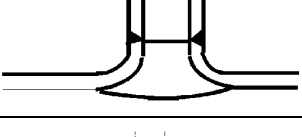
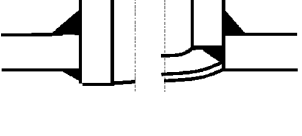
Tabla A-7 – Bridas y casquillos

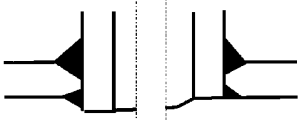
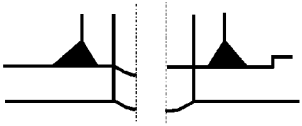
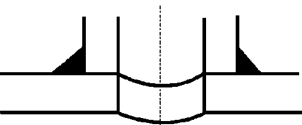
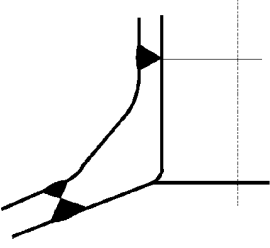
Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
F 1		se pueden utilizar todas las uniones circunferenciales permitidas	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.1	A	N	5.1.2
F 2		penetración completa	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.2	A	N	5.1.1
F 3		$g_1 + g_2 \geq 1,4 e$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.4	A B si St1 o St2	N	–
F 4		$g_1 + g_2 \geq 1,4 e$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.4	A B si St1 o St2	N	5.1.8
F 5		$g_1 + g_2 \geq 2 e$ $g_1 - g_2 < 0,25 e$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 7.2	A	N	5.1.1
F 6		penetración completa NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	63 50 si no se inspecciona visualmente por dentro	A	N	–

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
F 7		$g_1 + g_2 \geq 2 e$ $g_1 - g_2 < 0,25 e$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle nº 7.2	A B si St1 o St2	N	5.1.5
F 8		se pueden utilizar todas las uniones circunferenciales permitidas NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3, 4	véase F 1	A	N	—
F 9		para cada soldadura NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	32	A B si St1 o St2	N	5.1.4
F 10		NO PERMITIDA					

1), 2), 3) Véase la tabla A-1.

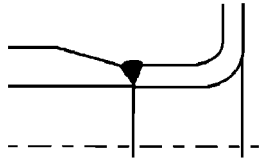
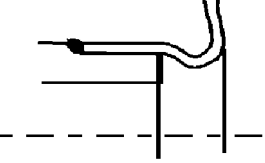
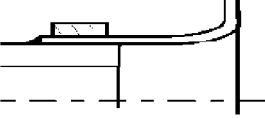
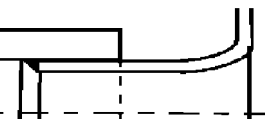
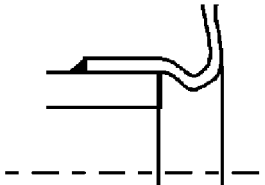
Tabla A-8 – Manguitos

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
N 1		Penetración completa	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 3.2	B	N	2.2.6 2.3.3
N 2		Penetración completa	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 3.2	B	N	2.2.6
N 3	 Leyenda A Carcasa o cabezal B Cuello del manguito	Penetración completa	1, 2, 3, 4	Véase en la tabla 18.4 detalle n° 3.2	B	N	2.2.6
N 4		Penetración completa	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 3.2	B	N	2.1.5
N 5		Penetración completa	1, 2, 3, 4	véase la tabla 18.4 detalle n° 3.2	B	N	2.1.1
N 6		Penetración completa	1, 2, 3, 4	véase referencia relevante en C	A	N	2.4.1
N 7		$a \geq 0,7 e_{\min.}$ para cada soldadura $d \leq 600$ mm $d/D \leq 1/3$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle n° 3.2 ó 3.3	B	N	2.2.2

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarramiento laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
N 8		$a \geq 0,7 e_{\min}$. para cada soldadura $d \leq 800$ mm $d / D \leq 1 / 3$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4 si $d > 150$ mm 1, 2, 3, 4 si $d \leq 150$ mm	véase la tabla 18.4 detalle nº 3.2 ó 3.3	B	N	2.2.5
N 9		$a \geq 0,7 e_{\min}$. para cada soldadura NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	3, 4	no permitida	B	S	—
N 10		NO PERMITIDA					
N 11		se pueden utilizar todas las uniones circunferenciales permitidas	1, 2, 3, 4	véase la referencia pertinente en C	A	N	

1), 2), 3) Véase la tabla A-1.

Tabla A-9 – Soldaduras circunferenciales en fuelles

Ref.	Tipo de unión	Requisitos de diseño	Grupo de ensayos de soldadura aplicable	Clase de fatiga ¹⁾	Susceptibilidad al desgarro laminar ²⁾	Corrosión ³⁾	EN 1708-1:1998
B 1		Penetración completa	1, 2, 3		A	N	–
B 2		$a \geq 0,7e_b$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3		B	S	–
B 3		$a \geq 0,7e_b$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3		A	S	–
B 4		$a \geq 0,7e_b$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3		A	N	–
B 5		$a \geq 0,7e_b$ NO SE PERMITE PARA EL DISEÑO DBA-DR Y EL DISEÑO EN FLUENCIA	1, 2, 3		B	S	–

1), 2), 3) Véase la tabla A-1.

ANEXO B (Normativo)

DISEÑO POR ANÁLISIS. RUTA DIRECTA

B.1 Introducción

B.1.1 Generalidades

Este anexo está limitado en la actualidad a los materiales suficientemente dúctiles, como toda la norma, pero también está limitado, para componentes que trabajan en el intervalo de fluencia, a los materiales suficientemente dúctiles en fluencia.

NOTA Se consideran "suficientemente dúctiles en fluencia" los aceros y aceros fundidos enumerados en la tabla E.2-1 de la Norma EN 13445-2:2009 para los que, para el intervalo de temperatura aplicable, las resistencias a la fluencia vienen dadas en las normas de materiales referenciadas.

B.1.2 Objetivo

El Diseño por Análisis (DBA) proporciona reglas para el diseño de cualquier componente bajo cualquier acción. Se puede utilizar:

- como una alternativa al diseño por fórmulas (véase 5.4.1)
- como un complemento del diseño por fórmulas para:
 - casos no cubiertos por esa ruta;
 - casos que implican una superposición de acciones medioambientales;
 - los casos en los que las tolerancias de fabricación dadas en el capítulo 5 de la Norma EN 13445-4:2009, no se satisfagan, de acuerdo entre las partes interesadas.

En el último punto, cualquier desviación más allá de los límites de tolerancia debe documentarse claramente.

B.1.3 Requisitos especiales

Debido a los métodos avanzados aplicados, hasta que pueda demostrarse suficiente experiencia interna, se requiere la implicación de un organismo independiente, adecuadamente cualificado en el campo del DBA, para la evaluación del diseño (cálculos) y la definición potencial de requisitos particulares en relación a los ensayos no destructivos (ENDs).

B.1.4 Diseño en fluencia

Para componentes que, bajo condiciones razonablemente previsibles, pueden trabajar en el intervalo de fluencia, debe especificarse (por el usuario o su representante) la vida útil de este caso de carga en fluencia (o las vidas útiles para más de uno de esos casos de carga). Para cada caso de carga que incluye funcionamiento en el intervalo de fluencia, el tiempo especificado para dicho funcionamiento en el intervalo de fluencia no debe ser inferior a 10 000 h. Si no se especifica nada, el fabricante debe asumir un tiempo razonable, pero al menos 100 000 h.

NOTA Mientras para estructuras únicamente con casos de carga sin fluencia los casos de carga pueden especificarse de forma bastante independiente, la especificación para los casos de carga para estructuras con casos de carga en fluencia requiere una consideración cuidadosa de la vida total de diseño teniendo en cuenta todos los casos de carga razonablemente previsibles. Se pueden utilizar alternativamente las vidas útiles de diseño totales.

La vida útil (especificada o supuesta) debe constar en la Documentación Técnica.

Si las temperaturas de cálculo están por debajo del intervalo de fluencia (véase 5.1) no se requieren verificaciones del diseño en fluencia y el apartado B.5.1.3 y el capítulo B.9 no aplican.

Si el mínimo de los dos valores:

- a) el producto de 1,2 por la resistencia a la ruptura por fluencia a la temperatura de cálculo y para la vida útil aplicable,
- b) el producto de 1,5 por el límite fluencia al 1% de alargamiento a la temperatura de cálculo y para la vida útil aplicable,

es mayor que el límite de elasticidad al 0,2% a la temperatura de cálculo, no se requieren verificaciones del diseño en fluencia, el apartado B.5.1.3 y el capítulo B.9 no aplican. Si el mínimo de los dos valores no es mayor al límite elástico al 0,2% a la temperatura de cálculo, se requieren verificaciones del diseño en fluencia y el apartado B.5.1.3 y el capítulo B.9 aplican.

Las designaciones "resistencia a la ruptura por fluencia" y "límite de fluencia al 1% de alargamiento" se refieren a valores medios, tal y como se especifica en las normas de materiales, para los que se supone una banda de dispersión de resultados experimentales de $\pm 20\%$. Para bandas de dispersión mayores, deben utilizarse valores de banda mínimos 1,25 veces mayores en lugar de los valores medios.

Para la interpolación y la posible extrapolación de los valores de resistencia, y para la determinación del tiempo de ruptura por fluencia o la deformación por fluencia al 1%, deben emplearse los procedimientos del capítulo 19.

B.2 Definiciones específicas

Las definiciones siguientes son adicionales a las incluidas en el capítulo 3.

B.2.1 acción:

Influencia termomecánica impuesta que causa tensión y/o fatiga en una estructura, por ejemplo, una presión, fuerza, desplazamiento, temperatura, véase el capítulo B.6.

B.2.2 tipo de acción:

Clasificación de acción basada en propiedades estadísticas y duración.

B.2.3 regla de aplicación:

Regla generalmente reconocida que sigue los principios y satisface sus requisitos.

NOTA Se pueden utilizar reglas de diseño alternativas, distintas de las reglas de aplicación dadas en esta norma, siempre que se demuestre que la regla alternativa cumple los principios pertinentes y es al menos equivalente en cuanto a fiabilidad, facilidad de servicio y duración, véase el apartado B.5.1.

B.2.4 valor/función característico:

Un valor característico de una acción es un valor representativo que tiene en cuenta la variación de una acción, véase el apartado B.6.2.

NOTA Una función característica de una acción es una función (o tiempo) representativa de la acción, requerida para acciones para las cuales en comprobaciones específicas del diseño, la dependencia del tiempo tiene importancia, por ejemplo, transitorios de temperatura/presión durante el arranque o la parada, véase el apartado B.6.2.3.

B.2.5 coeficiente de variación:

Medida de dispersión estadística (desviación estándar dividida por el valor medio).

B.2.6 factor de combinación:

Factor aplicado a valores de diseño de acciones variables con propiedades estocásticas si se combina con presión o si dos o más de estas acciones se incluyen en un caso de carga, véase el apartado B.8.2.3.

B.2.7 comprobación del diseño:

Investigación de la seguridad de un componente bajo la influencia de combinaciones de acciones especificadas respecto a estados límites especificados, véase el apartado B.5.1.

B.2.8 modelo de diseño:

Modelo estructural (físico) utilizado en la determinación de efectos de acciones.

B.2.9 efecto:

Respuesta (por ejemplo, tensión, fatiga, desplazamiento, fuerza o momento resultante, tensión equivalente resultante) de un componente a una acción específica o a una combinación de acciones.

B.2.10 estado límite:

Condición estructural más allá de la cual los requisitos de comportamiento de diseño de un componente no se satisfacen.

NOTA Los estados límites se clasifican en estados límites últimos y de posibilidad de servicio, véase el capítulo B.4.

B.2.11 caso de carga:

Una combinación de acciones coincidentes los casos de carga se clasifican como casos de carga de funcionamiento normales, casos de carga especiales y casos de carga excepcionales, véase el apartado B.5.1.

B.2.12 concentración local de tensiones/fatiga:

Distribución de tensiones/fatiga relacionada con factores de aumento de la tensión/fatiga del material o geométricos muy locales o campos de temperatura, que afectan a la distribución de tensiones o fatiga sólo a través de una fracción del espesor.

NOTA Las distribuciones locales de tensiones/fatiga están asociadas únicamente con tipos localizados de deformación o tensión y no tienen efectos importantes distintos de los locales. Ejemplos de estas concentraciones de tensiones son los radios de acuerdo pequeños, pequeñas conexiones, soldaduras, etc.

B.2.13 factor de seguridad parcial:

Factor que se aplica a un valor característico de una acción o un parámetro del material con objeto de obtener el valor de diseño correspondiente.

NOTA Depende de la comprobación del diseño, la acción, el parámetro del material, véanse los apartados B.6.3 y B.7.3.

B.2.14 principio:

Declaración general o definitiva para la cual no existe alternativa, a menos que se indique específicamente otra cosa, o: Requisito y modelo para los cuales no se permite alternativa a menos que se indique específicamente, véase el capítulo B.6.

B.2.15 estructura:

Combinación de todas las partes que soportan carga pertinentes para el componente, por ejemplo, la totalidad del recipiente, sus accesorios que soportan carga, soportes y fundaciones.

B.2.16 modelo exento de concentración de tensiones (equivalente):

Un modelo idealizado equivalente de la estructura sin elementos locales multiplicadores de las tensiones/fatiga.

B.2.17 fatiga estructural:

Fatiga en un modelo de la estructura exento de concentración de tensiones, es decir, la fatiga determinada en un modelo idealizado que tiene en cuenta la geometría real de la estructura a excepción de detalles locales que sólo originan concentraciones locales de tensiones/fatiga, véase el apartado B.7.6.

NOTA 1 La fatiga estructural incluye los efectos de grandes detalles estructurales (por ejemplo, conexiones de derivaciones, intersecciones de conos y cilindros, uniones de fondos de recipientes, discontinuidades de espesor, presencia de accesorios, desviaciones de la forma de diseño con efectos globales, tales como la ovalización de envoltentes cilíndricas). Sin embargo, excluye los efectos de entalla de detalles estructurales locales, tales como radios de acuerdo pequeños, detalles del borde de la soldadura, irregularidades del perfil de la soldadura, pequeños agujeros (penetración parcial) o detalles locales del campo de temperaturas.

NOTA 2 La envoltente o elementos de vigas por elementos finitos pueden dar directamente la fatiga estructural.

B.2.18 espesor (pertinente):

La distancia más corta desde el punto crítico, en una superficie, a cualquier punto en otra superficie cualquiera del modelo.

B.2.19 tensión/fatiga total:

Tensión/fatiga total en un modelo de diseño que incluye todos los efectos de concentración de tensiones/fatiga, locales y no locales.

B.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4 y en el capítulo 19 para funcionamiento en fluencia.

B.3.1 Subíndices

all	admisible
c	fluencia
d	diseño
e	relativo al límite elástico
i	valor iésimo
inf	límite inferior
j	valor jotaésimo
k	valor kaésimo
u	relativo al límite de deformación por fluencia
A	acción (general)
G	acción permanente
P	acción de presión
Q	acción variable
sup	límite superior

B.3.2 Símbolos

D	daños por fatiga (medida)
RM	parámetro de resistencia del material
γ	factor de seguridad parcial

B.4 Modos de fallo y estados límites

Los principales modos de fallo se enumeran en la tabla B.4-1 con el tipo correspondiente de estado límite. Esto último se clasifica según que la acción sea de corta duración, de larga duración o cíclica.

Los modos individuales de fallo solamente se indican en la tabla B.4-1. Las combinaciones de modos de fallo, por ejemplo, fatiga - rotura plástica, fluencia - rotura plástica, fluencia - fatiga, deben considerarse por separado.

NOTA 1 La lista de modos de fallo de la tabla B.4-1 es bastante general y abarca también modos de fallo que se encuentran fuera del alcance de esta norma.

Un estado límite se clasifica como estado límite último o estado límite con posibilidad de servicio.

Un estado límite último es un estado estructural (del componente o recipiente) asociado con estallido o aplastamiento o con otras formas de fallo estructural que pueden poner en peligro la seguridad de las personas.

NOTA 2 Los estados límites últimos incluyen: fallo por gran deformación plástica, rotura causada por fatiga, aplastamiento causado por inestabilidad del recipiente o parte del mismo, pérdida del equilibrio del recipiente o de cualquier parte del mismo, considerado como un cuerpo rígido, por vuelco o desplazamiento y fugas que afecten a la seguridad.

NOTA 3 Algunos estados antes del aplastamiento que, para simplificar, se consideran en lugar del propio aplastamiento, también se clasifican y tratan como estados límites últimos.

Un estado límite de posibilidad de servicio es un estado estructural (del componente o recipiente) más allá del cual los criterios de servicio especificados para el componente dejan de cumplirse.

NOTA 4 Los estados límites de posibilidad de servicio incluyen:

- deformación o flexión que afecta adversamente al uso del recipiente (incluido el funcionamiento correcto de máquinas o servicios) o causa daños en elementos estructurales o no estructurales;
- fuga que afecta al uso eficiente del recipiente pero no pone en peligro la seguridad ni causa un peligro medioambiental inaceptable.

NOTA 5 Dependiendo del peligro, la fuga puede crear un estado límite último o de posibilidad de servicio.

Tabla B.4-1 – Clasificación de modos de fallo y estados límites

Modo de fallo	Tipo de acción				
	Corta duración		Larga duración		Cíclica
	Aplicación única	Aplicación múltiple	Aplicación única	Aplicación múltiple	
Rotura frágil	U				
Rotura dúctil ³⁾	U				
Deformación excesiva 1 ⁴⁾	S, U ¹⁾				
Deformación excesiva 2 ⁵⁾	U				
Deformación excesiva 3 ⁶⁾	S				
Tensiones locales excesivas ⁷⁾	U				
Inestabilidad ⁸⁾	U, S ²⁾				
Deformación plástica progresiva ⁹⁾		U			
Plasticidad alternante ¹⁰⁾		U			
Rotura por fluencia			U		
Deformación excesiva por fluencia 1 ¹¹⁾			S, U ¹⁾		
Deformación excesiva por fluencia 2 ¹²⁾			U		
Deformación excesiva por fluencia 3 ¹³⁾			S		
Inestabilidad por fluencia			U, S ²⁾		
Erosión, corrosión			S		
Agrietamiento favorecido por las condiciones ambientales ¹⁴⁾			U		
Fluencia				U	
Deformación excesiva por fluencia 1 ¹¹⁾				S, U ¹⁾	
Deformación excesiva por fluencia 2 ¹²⁾				U	
Deformación excesiva por fluencia 3 ¹³⁾				S	
Inestabilidad por fluencia				U, S ²⁾	
Erosión, corrosión				S	
Agrietamiento favorecido por las condiciones ambientales ¹⁴⁾				U	
Fatiga					U
Fatiga favorecida por las condiciones ambientales					U

U indica estado límite último. S indica estado límite de servicio.

1) En caso de riesgo debido a fuga del contenido (tóxico, inflamable, vapor, etc.).

2) En caso de capacidad suficiente de carga después de la inestabilidad.

3) Gran deformación plástica inestable o crecimiento inestable de grietas.

4) Deformaciones excesivas en las uniones mecánicas.

5) Deformaciones excesivas con resultado de transferencia de carga inaceptable.

6) Deformaciones excesivas respecto a las restricciones de servicio.

7) Con resultado de formación de grietas o desgarramiento dúctil por agotamiento de la ductilidad del material.

8) Elástica, plástica o elastoplástica.

9) Deformaciones plásticas progresivas (ratcheting).

10) Plasticidad alternante (véase también el capítulo 6).

11) Fluencia-deformación excesivas en uniones mecánicas.

12) Fluencia-deformación excesivas con resultado de transferencia de carga inaceptable.

13) Fluencia-deformación excesivas respecto a las restricciones de servicio.

14) Agrietamiento por corrosión por fatiga (SCC), agrietamiento inducido por hidrógeno (HIC), agrietamiento inducido por hidrógeno orientado a tensiones (SOHIC).

B.5 Metodología

B.5.1 Generalidades, verificaciones del diseño

B.5.1.1 Generalidades

A cada modo de fallo aplicable, aplicable en relación al objeto y campo de aplicación de esta norma, le corresponde una única verificación de diseño (DC). Cada verificación del diseño representa uno o más modos de fallo.

Las verificaciones del diseño deben realizarse para los siguientes (tipos de) casos de carga, según proceda:

- casos de carga en funcionamiento normal, en los que se aplican condiciones normales;
- casos de carga especiales, en los que se aplican condiciones de ensayo, construcción, montaje o reparación;
- casos de carga excepcionales, véase el apartado 5.3.2.

En general, cada comprobación del diseño comprende varios casos de carga; los casos de carga son combinaciones de acciones coincidentes que pueden ocurrir simultáneamente en condiciones razonablemente previsibles.

Para cada comprobación del diseño se indica un principio sencillo. Para cada principio, se da una o más reglas de aplicación, para indicar distintos medios mediante los cuales se puede realizar una evaluación. Deben seleccionarse la regla o reglas de aplicación más apropiadas. Es admisible utilizar otras reglas de aplicación, siempre que estén de acuerdo con el principio correspondiente y que sean como mínimo equivalentes con respecto a la seguridad, la fiabilidad y la duración.

B.5.1.2 Verificaciones del diseño para temperaturas de cálculo por debajo del intervalo de fluencia

Las verificaciones del diseño a considerar son:

- Verificación del diseño con respecto a la deformación plástica excesiva (GPD-DC), véase el apartado B.8.2.
- Verificación del diseño con respecto a la deformación plástica progresiva (PD-DC), véase el apartado B.8.3.
- Verificación del diseño con respecto a la inestabilidad (I-DC), véase el apartado B.8.4.
- Verificación del diseño con respecto a la fatiga (F-DC), véase el apartado B.8.5.
- Verificación del diseño con respecto al equilibrio estático (SE-DC), véase el apartado B.8.6.

NOTA Las verificaciones del diseño se nombran después del modo de fallo principal con el que están relacionadas. Algunas verificaciones del diseño pueden no ser relevantes para un diseño particular. La lista de verificaciones del diseño no es exhaustiva. En algunos casos, puede ser necesario investigar estados límite adicionales. Por ejemplo, con acero inoxidable austenítico debe verificarse el fallo mediante GPD (como un estado límite último) pero también puede ser necesario verificar las fugas (como un estado límite último o de disponibilidad técnica), véase la tabla B.4-1.

B.5.1.3 Verificaciones del diseño para temperaturas de cálculo en el intervalo de fluencia

Si se requieren verificaciones del diseño en fluencia, véase el apartado B.1.4, las verificaciones del diseño que deben considerarse, además de las enumeradas en el apartado B.5.1.2, son:

- Verificación del diseño con respecto a ruptura por fluencia (CR-DC), véase el apartado B.9.4.
- Verificación del diseño con respecto a la deformación excesiva por fluencia (ECS-DC), véase el apartado B.9.5.
- Verificación del diseño con respecto a la interacción fatiga-fluencia (CFI-DC), véase el apartado B.9.6.

NOTA Para algunos casos de carga, las verificaciones del diseño con respecto a la ruptura por fluencia pueden hacer que las correspondientes verificaciones del diseño con respecto a la deformación plástica excesiva sean superfluas.

B.5.2 Procedimiento

El procedimiento comprende las fases siguientes:

- a) Se debe considerar al menos una de las comprobaciones del diseño enumeradas en el apartado B.5.1, véase la NOTA en apartado.
- b) Se deben considerar para cada comprobación del diseño todos los casos de carga pertinentes.
- c) Para cada comprobación del diseño/caso de carga debe seleccionarse una regla de aplicación apropiada, si no se utiliza el principio directamente.
- d) Para cada comprobación del diseño/caso de carga debe mostrarse el cumplimiento del principio de comprobación del diseño, directamente o mediante el uso de la regla de aplicación seleccionada, y realizando los pasos siguientes.
 - 1) Especificación de la comprobación del diseño/caso de carga y acciones correspondientes.
 - 2) Determinación de los valores característicos de las acciones o de las funciones características.
 - 3) Cálculo de los valores de diseño de las acciones o de las funciones de diseño.
 - 4) Comprobación del cumplimiento del principio.
 - 5) Declaración confirmando si se cumple o no se cumple el principio para el caso de carga.

B.6 Acciones

B.6.1 Clasificación

Las acciones se clasifican en los cuatro tipos siguientes:

- acciones permanentes;
- temperatura, presión y acciones relacionadas con ellas determinísticamente;
- acciones variables distintas de las de temperatura y presión y acciones relacionadas con ellas determinísticamente;
- acciones excepcionales (véanse 5.3.5 y 6.1.1).

Aunque las presiones y las temperaturas de funcionamiento son acciones variables, tienen características especiales en relación con su variación en el tiempo, propiedades aleatorias, etc. Debido a que hay normalmente una fuerte correlación entre presión y temperatura de funcionamiento, debe considerarse que actúan simultáneamente y debe definirse propiamente la dependencia presión – temperatura.

NOTA 1 Acciones mecánicas, físicas, químicas o biológicas pueden tener influencia sobre la seguridad de un recipiente. Sin embargo, en DBA sólo se consideran aquellas que originan tensiones o fatiga. Ejemplos de las acciones tenidas en cuenta son: fuerzas de volumen (por ejemplo, el propio peso), fuerzas superficiales (presiones, cargas superficiales, etc.), fuerzas singulares (resultantes que representan por ejemplo, fuerzas superficiales impuestas), fuerzas lineales, fuerzas puntuales, cambios en temperatura, desplazamientos impuestos en el recipiente en las conexiones, fundaciones, debido por ejemplo a cambios de temperatura o asentamiento.

NOTA 2 Ejemplos de acciones permanentes son: el peso propio de una estructura y accesorios asociados, equipos auxiliares y equipos fijos.

NOTA 3 Ejemplos de acciones variables son: desplazamientos impuestos, cargas debidas al viento o la nieve.

NOTA 4 Ejemplos de acciones excepcionales son: acciones sobre la contención secundaria debidas al fallo de la contención primaria, explosiones internas o acciones sísmicas excepcionales - acciones que no se tienen que considerar como condiciones de funcionamiento normales, no se considera que puedan ocurrir en condiciones razonablemente previsible.

NOTA 5 Los cambios de temperatura tienen un doble papel, ya que pueden causar tensiones en la estructura y también cambiar las propiedades de su material.

NOTA 6 La agresión medioambiental (ya sea interna o externa) puede reducir la seguridad o la posibilidad de servicio de un recipiente. Esto debe tenerse en cuenta en la selección de materiales, previendo espesores de pared adicionales (véase 5.2.2) o especificando parámetros de materiales apropiados en el modelo de diseño (véase B.7.5).

NOTA 7 La dependencia presión-temperatura se puede expresar bajo la forma de pares coincidentes o bajo la forma de una relación funcional entre presión y temperatura del fluido.

Con acciones que consten de partes permanentes y variables, las partes deben considerarse individualmente.

Las acciones variables pueden incluir acciones de características bastante distintas, por ejemplo:

- acciones que están relacionadas con la presión y/o temperatura de una manera determinista. Estas deben combinarse en la acción presión/temperatura y debe utilizarse la relación, exacta o aproximada.
- acciones que no están correlacionadas con la presión o temperatura pero que tienen valores extremos bien definidos (limitados);
- acciones, como las cargas debidas al viento, que sólo pueden describirse como procesos estocásticos (es decir, aleatorios) y no están correlacionadas con presión o temperatura.

B.6.2 Valores característicos y funciones características de las acciones

Los requisitos para determinar los valores característicos de distintos tipos de acciones se dan en la tabla B.6-1 y en lo que sigue.

Tabla B.6-1 – Valores característicos para distintos tipos de acciones

Acción	Coefficiente de variación	Símbolo	Valor característico
Permanente	$\leq 0,1$ ¹⁾	G_k ²⁾	Media de valores extremos
Permanente	$> 0,1$ ³⁾	$G_{k, sup}$ $G_{k, inf}$ ²⁾	Límite superior con probabilidad del 95% de no ser superado; ⁴⁾ Límite inferior con probabilidad del 95% de ser superado. ⁴⁾
Variable	$\leq 0,1$ ¹⁾	Q_k ²⁾	Media de valores extremos
Variable	$> 0,1$	Q_k ²⁾	Porcentaje del 97% del valor extremo en un período ⁵⁾
Excepcional	–	–	Se debe especificar individualmente
Presiones y temperaturas	–	P_{sup} T_{sup} P_{inf} T_{inf}	Presión más alta previsible razonablemente Presión más alta previsible razonablemente Presión más baja previsible razonablemente ⁶⁾ Presión más alta previsible razonablemente

1) También se puede utilizar la media de los valores extremos cuando la diferencia entre el valor más alto previsible razonablemente y el más bajo no es superior al 20% del valor de su media aritmética.

2) El subíndice k en la tabla B.6-1 indica que hay normalmente varias acciones en un caso de carga y que se enumeran individualmente.

3) También se aplica cuando es probable que las acciones varíen durante la vida del recipiente (por ejemplo, algunas cargas permanentes superpuestas).

4) Si no es posible hacer un planteamiento estadístico, pueden utilizarse los valores más altos y más bajos creíbles.

5) Para acciones variables que están ligadas, los valores límites se pueden utilizar como valores característicos.

6) Este valor es normalmente 0 ó -1,0 (para condiciones de vacío).

El valor característico superior de la presión, P_{sup} , puede basarse en la presión máxima admisible PS . La acumulación de presión en un dispositivo de liberación de presión cuando este dispositivo comienza a descargar, es decir, no se tiene que tener en cuenta el incremento de presión respecto a la presión máxima admisible.

Los valores característicos de presión y temperatura describen el régimen de presión-temperatura que envuelve a aquellas presiones y temperaturas que se pueden producir bajo condiciones previsibles razonablemente, véase la figura B.6-1.

Se deben especificar siempre los valores característicos siguientes:

- el valor característico superior de la presión (P_{sup});
- el valor característico inferior de la presión (P_{inf});
- el valor característico superior de la temperatura (T_{sup});
- el valor característico inferior de la temperatura (T_{inf});

Para valores de la temperatura no impuestos por el medio ambiente y en los casos en que una combinación de P_{sup} y T_{sup} sea antieconómica, puede ser necesario especificar pares característicos de presión – temperatura, por ejemplo ($P_{sup,i}$, $T_{sup,i}$), ($P_{inf,i}$, $T_{inf,i}$), que determinen una envolvente de la (P , T) – régimen de los valores extremos razonablemente previsibles, véase la figura B.6-1.

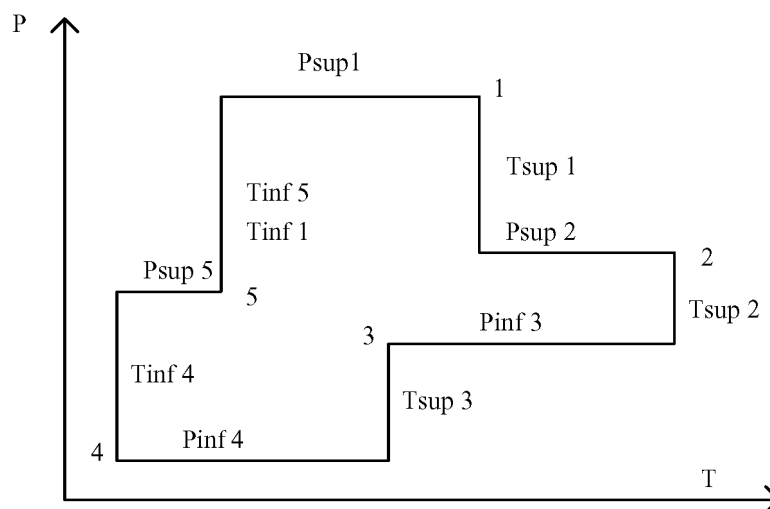


Figura B.6-1 – Curva típica de temperaturas y presiones coincidentes

NOTA 1 Para acciones permanentes que proporcionen algunas combinaciones con otras acciones favorables y en otras combinaciones desfavorables, se requieren los valores característicos superior e inferior.

El peso propio de la estructura y de piezas no estructurales puede calcularse sobre la base de las dimensiones nominales y de las masas unitarias medias.

Para el viento, nieve y acciones sísmicas, pueden utilizarse los valores especificados en los reglamentos regionales pertinentes, es decir, datos específicos del país.

En casos de carga en los que las tensiones térmicas (constantes o transitorias) tengan una influencia sobre la seguridad de la estructura, los valores característicos de presión/temperatura coincidentes deben ser los valores extremos de la presión y temperatura de funcionamiento que pueda esperarse razonablemente que ocurran bajo condiciones de funcionamiento normales a lo largo de la vida del recipiente.

Para acciones para las cuales, en comprobaciones específicas del diseño, la dependencia del tiempo tenga importancia, se necesitan funciones características del tiempo o de un parámetro del orden del tiempo para las comprobaciones del diseño de PD- y F-, véanse también los capítulos 17 y 18 (para evaluación de la fatiga). Una evaluación realista de estas funciones es crucial para los resultados de las comprobaciones, especialmente los resultados de la fatiga. Por tanto, las funciones características deben representar una "estimación del límite superior" de las acciones fluctuantes que experimentarán la estructura o parte de ella en condiciones razonablemente previsibles durante toda la vida de diseño - en un sentido estadístico igual que los valores característicos. Para comprobaciones del diseño distintas, se pueden especificar funciones características distintas, teniendo en cuenta los principios de las comprobaciones del diseño.

NOTA 2 Las funciones características deberían ser especificadas por el comprador y, si no es así, el fabricante debería suponer valores extremos razonablemente.

Los valores característicos y las funciones características utilizados deben documentarse claramente.

B.6.3 Valores de diseño y funciones de diseño de acciones

El valor de diseño A_d de una acción deben determinarse, en términos generales, multiplicando su valor característico por el factor de seguridad parcial pertinente de la acción:

$$A_d = \gamma_A \cdot A \quad (\text{B.6-1})$$

A es el valor característico de la acción y γ_A el factor de seguridad parcial correspondiente de la acción según lo indicado el capítulo B.8 para la comprobación del diseño considerada.

Para acciones excepcionales, los factores seguridad parciales (para las acciones) deben ser objeto de acuerdo entre las partes interesadas, pero no deben ser inferiores a la unidad.

NOTA El factor de seguridad parcial γ_A tiene en cuenta lo siguiente:

- la posibilidad de una desviación no conservadora de las acciones respecto a sus valores característicos;
- la incertidumbre de los modelos que describen el fenómeno físico para la acción y el efecto;
- la incertidumbre de todos los modelos estocásticos de la acción;
- si la acción tiene un efecto favorable o desfavorable: Por ejemplo, en un caso de carga la acción debida al peso de un componente puede ser opuesta a la acción rectora, por ejemplo presión, y tener por tanto un efecto favorable. En otro caso, el peso puede actuar con la presión y tener por tanto un efecto desfavorable. En los dos casos de carga, el factor de seguridad parcial del peso tendría un valor distinto. Si la acción rectora no es evidente, se requiere los casos de carga.

Las funciones del diseño de acciones, que se necesitan en las comprobaciones del diseño de la deformación plástica progresiva y de la fatiga, son idénticas a las funciones características, es decir, los factores de seguridad parciales para estas acciones en las comprobaciones del diseño pertinentes son iguales a la unidad.

B.7 Modelos de diseño

B.7.1 Generalidades

Para determinación de los efectos de acciones (del diseño) específicas deben utilizarse modelos (físicos) específicos y estos dependen de la comprobación del diseño. Las especificaciones de detalle para estos modelos específicos se dan en el capítulo B.8 que trata de las comprobaciones específicas del diseño, descripciones generales y requisitos en lo siguiente.

Siempre que el estado de tensión inicial (sin peso) del modelo tenga importancia en una comprobación del diseño, debe utilizarse el estado exento de tensiones.

Se debe utilizar la teoría de primer orden, es decir, deben utilizarse relaciones cinemáticas lineales geométricamente y condiciones de equilibrio para la estructura sin deformar, excepto para las dos comprobaciones siguientes.

Las comprobaciones del diseño de inestabilidad deben basarse en relaciones geométricas no lineales - condiciones de equilibrio para la estructura deformada y relaciones cinemáticas no lineales. Puede utilizarse la teoría de segundo orden (relaciones cinemáticas lineales y condiciones de equilibrio para la estructura deformada), si puede demostrarse que son suficientemente exactas.

En caso de estructuras y acciones que den lugar a un efecto desfavorable (debilitamiento), deben tenerse en cuenta los efectos geoméricamente no lineales en las verificaciones de diseño con respecto a la deformación plástica excesiva, la ruptura por fluencia, la deformación excesiva por fluencia y la fatiga.

NOTA Ejemplos de estructuras y acciones con tales efectos debilitantes son:

- manguitos en envolventes cilíndricas sometidos a momento transversal;
- manguitos en envolventes cilíndricas sometidas a fuerza de compresión axial;
- curvas sometidas a momento de cierre;
- envolventes cilíndricas con ovalización o formación de picos bajo presión externa.

B.7.2 Geometría

Para valores nominales de datos geométricos deben utilizarse dimensiones individuales más bien que valores mínimos, con la excepción de los espesores para los cuales deben utilizarse los espesores de análisis.

NOTA En el caso de submodelos o modelos parciales, los modelos deberían cubrir todas las partes necesarias de la estructura para incluir posibles efectos elásticos de seguimiento.

B.7.3 Componentes revestidos

Para componentes revestidos, la cara nominal del revestimiento debe utilizarse como la superficie sobre la cual actúa la presión.

Sólo puede atribuirse resistencia estructural al revestimiento en comprobaciones del diseño de grandes deformaciones plásticas, apartado B.8.2, en el caso del tipo íntegramente adherido y mediante acuerdo de las partes interesadas.

En comprobaciones del diseño de inestabilidad, apartado B.8.4, no debe atribuirse ninguna resistencia estructural al revestimiento.

En las comprobaciones del diseño de deformación plástica progresiva, apartado B.8.3, y en comprobaciones del diseño de fatiga, apartado B.8.5, debe considerarse la presencia del revestimiento respecto al análisis térmico y al análisis de tensiones. Sin embargo, cuando el revestimiento sea del tipo adherido íntegramente y el espesor nominal del revestimiento no sea superior al 10% del espesor nominal total del componente, puede despreciarse la presencia de revestimiento, es decir, basar el modelo en la geometría del metal base.

B.7.4 Leyes constitutivas

La ley constitutiva a utilizar en el modelo depende de la verificación del diseño:

- en la verificación del diseño con respecto a la deformación plástica excesiva, apartado B.8.2, una ley lineal elástica perfectamente plástica con el criterio de plasticidad de Tresca (condición de tensión de cizalla máxima) y la ley de flujo asociada;
- en la verificación del diseño con respecto a la deformación plástica progresiva, apartado B.8.3, en la verificación del diseño con respecto a la ruptura por fluencia, apartado B.9.4, en la verificación del diseño con respecto a la deformación excesiva por fluencia, apartado B.9.5, una ley lineal elástica perfectamente plástica con el criterio de plasticidad de Von Mises (condición de energía de deformación máxima) y la ley de flujo asociada;

- en la verificación del diseño con respecto a la fatiga, apartado B.8.5, un ley lineal elástica;
- en la verificación del diseño con respecto a la inestabilidad, apartado B.8.4, o bien una ley lineal elástica o bien una ley lineal elástica perfectamente plástica, dependiendo del enfoque.

En el GPD-DC también puede utilizarse el criterio de Von Mises, pero el parámetro de diseño de resistencia del material (límite de elasticidad de diseño) debe entonces modificarse, véase la NOTA del apartado B.8.2.1.

En el F-DC, que debe efectuarse mediante los requisitos del capítulo 18, se tiene en cuenta la plastificación continua mediante la aplicación de factores de corrección de la plasticidad, véase el apartado 18.8.

En la verificación del diseño con respecto a la interacción fatiga-fluencia, se utilizan los resultados de F-DC y ECS-DC.

B.7.5 Parámetros de los materiales

B.7.5.1 Parámetros de resistencia de materiales

B.7.5.1.1 Valores característicos a corto plazo

El valor de diseño del parámetro de resistencia del material (límite elástico de diseño) de leyes constitutivas plásticas, RM_d debe determinarse, en términos generales, por división del valor característico del parámetro por el factor de seguridad parcial pertinente.

$$RM_d = RM / \gamma_R \quad (\text{B.7-1})$$

donde

RM es el valor característico de la resistencia del material pertinente y γ_R el factor de seguridad parcial pertinente.

En los apartados de las comprobaciones del diseño apartados B.8.2 a B.8.5 se especifican detalles para la determinación de los valores característicos de las resistencias de los materiales y los factores de seguridad parciales.

Para situaciones excepcionales, el factor de seguridad parcial γ_R debe ser objeto de acuerdo entre las partes interesadas, pero no debe ser inferior a la unidad para situaciones de ensayos.

En la determinación de estos valores característicos, debe utilizarse RM , el dato de resistencia mínima especificada del material, es decir, valores para R_{eH} , $R_{p0,2/T}$, $R_{p1,0/T}$, $R_{m,T}$, que son aplicables a los materiales en estado final de fabricación y que deben cumplir los valores mínimos especificados de la especificación del material apropiada.

NOTA Generalmente, estos valores se conseguirán si los procedimientos de tratamiento térmico se realizan de acuerdo con la Norma EN 13445-4: 2009.

Estos valores mínimos, garantizados para el estado de suministro, pueden utilizarse a menos que se sepa que el tratamiento térmico conduce a valores inferiores.

Si la soldadura proporcionan valores inferiores de la resistencia después de la fabricación y/o tratamiento térmico, deben utilizarse estos valores.

Los datos de resistencia del material dependientes de la temperatura, utilizados en la determinación de un valor de resistencia característico, $R_{p0,2/T}$, $R_{p1,0/T}$ y $R_{m,T}$, deben ser para la temperatura de referencia especificada en los apartados pertinentes de las comprobaciones del diseño/ casos de carga, apartados B.8.2 a B.8.5.

Si no se especifican en las normas de materiales parámetros de resistencia de materiales a corto plazo para casos de carga con temperaturas en el intervalo de fluencia para las temperaturas de cálculo (elevadas), pueden utilizarse extrapolaciones de la temperatura a partir de los valores del anexo S.

B.7.5.1.2 Valores característicos a largo plazo

Para la determinación de los valores característicos de RM a largo plazo, aplicables para los casos de carga con temperaturas de cálculo en el intervalo de fluencia, véase el apartado B.9.3.

B.7.5.2 Otros parámetros de materiales

Para el módulo de elasticidad, el coeficiente de Poisson y el coeficiente de expansión térmica lineal, pueden utilizarse valores de diseño que no varían con el tiempo. Éstos se obtienen de los correspondientes valores instantáneos para el material, véase el anexo O, a una temperatura de referencia que depende de la verificación del diseño/ del caso de carga. Esta temperatura de referencia no debe ser inferior a:

- $0,75 T_{c \text{ máx.}} + 5 \text{ K}$ en la comprobación del diseño de gran deformación plástica y cuando $T_{c \text{ máx.}}$ sea la máxima temperatura de cálculo del caso de carga;
- $0,25 T_{c \text{ mín.}} + 0,75 T_{c \text{ máx.}}$ en la comprobación del diseño de deformación plástica progresiva y fatiga y cuando $T_{c \text{ mín.}}$ y $T_{c \text{ máx.}}$ sean las temperaturas de cálculo mínima y máxima en los ciclos de acción considerados;
- $T_{c \text{ máx.}}$ en la comprobación del diseño de inestabilidad y cuando $T_{c \text{ máx.}}$ sea la temperatura máxima de cálculo del caso de carga.

NOTA La temperatura de referencia puede tener una dependencia espacial.

B.7.6 Fatiga estructural

En algunas comprobaciones del diseño, es necesario considerar fatigas estructurales. Algunos modelos pueden dar estos valores directamente, por ejemplo, modelos de elementos finitos utilizando elementos de envolventes o vigas. En los casos en los cuales el modelo no proporciona directamente la fatiga estructural, por ejemplo, modelos de elementos finitos utilizando elementos de volumen (bloque), el valor de la cantidad de interés en un punto crítico (punto caliente) se debe determinar mediante extrapolación cuadrática con puntos de giro superficiales situados a distancias de $0,4e$, $0,9e$ y $1,4e$ del punto crítico, véase el apartado 18.1; e es el espesor (pertinente) de la estructura en el punto crítico, véase el apartado B.2.18.

Indicando la cantidad de interés en el punto crítico por y_0 y la correspondiente en el punto de giro P_1 por y_1 , y_0 puede calcularse utilizando las fórmulas siguientes:

$$y_0 = y_1 - 1,52 (y_2 - y_1) + 0,72 (y_3 - y_2) = 2,52 y_1 - 2,24 y_2 + 0,72 y_3 \quad (\text{B.7-2})$$

donde

P_1 es el punto de giro más próximo al crítico, P_2 es el siguiente, etc.

NOTA En caso de duda, o en caso de valores de extrapolación evidentemente sin sentido, la tensión/fatiga total de cualquier modelo se desvía solamente en las concentraciones locales de tensiones/fatiga que pueden utilizarse.

B.8 Verificaciones del diseño fuera del intervalo de fluencia

B.8.1 Generalidades

Deben considerarse todas las verificaciones del diseño especificadas en los apartados de este capítulo B.8 y deben tratarse todos los casos de carga aplicables.

El apartado B.8.2 se aplica principalmente al fallo por deformación plástica excesiva (GPD), en operación o ensayo, pero también considera las deformaciones locales excesivas. El resto de apartados se aplica de la siguiente forma: para fallos por deformación plástica progresiva (PD) véase el apartado B.8.3, por inestabilidad (I) véase el apartado B.8.4, por fatiga cíclica (F) véase el apartado B.8.5 y por vuelco y desplazamiento global, es decir con movimientos rígidos del cuerpo, equilibrio estático (SE) véase el apartado B.8.6.

B.8.2 Gran deformación plástica (GPD)

B.8.2.1 Principio

Para cada caso de carga, el valor de diseño de una acción, o de una combinación de acciones, debe estar soportado por el modelo de diseño con:

- una ley constitutiva lineal elástica perfectamente plástica;
- el criterio de plasticidad de Tresca (hipótesis de la tensión de cizalla máxima) y la ley de flujo asociada;
- un parámetro de diseño de resistencia del material RM_d tal como se especifica en el apartado B.8.2.3 c) o B.8.2.4 c);
- un factor de seguridad parcial γ_R , tal como se especifica en el apartado B.8.2.3 c) o B.8.2.4 c);
- un incremento proporcional de todas las acciones y un estado inicial libre de tensiones;

y un valor absoluto máximo de las tensiones estructurales principales que sea inferior a:

- 5% en casos de carga en funcionamiento normal;
- 7% en casos de carga de ensayo.

NOTA 1 En casos de carga excepcionales no aplican las limitaciones de tensiones.

NOTA 2 En caso de prueba hidráulica normal, según lo especificado en la Norma EN 13445-5:2009 y acciones distintas de la presión despreciables, no es necesaria esta comprobación.

Se puede utilizar la condición de deformación de Von Mises en lugar de la de Tresca, pero entonces el parámetro de resistencia de diseño debe multiplicarse por $\sqrt{3/2}$.

Con la excepción de los casos en los que la deformación tenga un efecto debilitante, véase el apartado B.7.1, debe utilizarse la teoría de primer orden; cuando la deformación tenga un efecto debilitante, deben tenerse en cuenta efectos geométricos no lineales.

B.8.2.2 Regla de aplicación: Planteamiento del límite del límite inferior

Si puede demostrarse que cualquier valor límite del límite inferior de la acción o combinación de acciones, determinado con el modelo del diseño especificado del principio, se alcanza sin superar el límite de tensión, el principio se cumple si el valor de diseño de la acción o combinación de acciones no supera ese valor límite del límite inferior.

B.8.2.3 Comprobaciones del diseño para casos de carga de funcionamiento normal

- a) Los factores de seguridad parcial de las acciones deben ser los indicados en la tabla B.8-1.

Tabla B.8-1 – Factores de seguridad parciales para las acciones y los casos de carga de funcionamiento normal

Acción	Estado	Factor de seguridad parcial
Permanente	Para acciones con un efecto desfavorable	$\gamma_G = 1,2$
Permanente	Para acciones con un efecto favorable	$\gamma_G = 0,8$
Variable	Para acciones variables sin límite	$\gamma_Q = 1,5$
Variable	Para acciones variables con un límite y valores límites	$\gamma_Q = 1,0$
Presión	Para acciones sin un límite natural	$\gamma_p = 1,2$
Presión	Para acciones con un límite natural, por ejemplo, vacío	$\gamma_p = 1,0$
Temperatura ^a		$\gamma_T = 1,0$
^a En una comprobación del diseño frente a la deformación plástica excesiva (GPD-DC), puede ser necesario tener en cuenta también los efectos inducidos por los desplazamientos de origen térmico impedidos, por ejemplo cuando se utilizan modelos parciales y que los desplazamientos obtenidos sobre un modelo se imponen al otro.		

Para viento, nieve y acciones sísmicas, deben utilizarse datos específicos del país, es decir, valores especificados en los reglamentos regionales pertinentes, si son mayores, pero debe comprobarse la coherencia con los valores característicos correspondientes, de tal manera que se mantenga la seguridad global.

Si sólo una parte de la presión está sujeta a un límite natural, por ejemplo altura estática, esta parte puede multiplicarse por $\gamma_p = 1,0$ y el resto por $\gamma_p = 1,2$.

b) La reglas para combinaciones deben ser las siguientes:

Se deben incluir en cada caso de carga todas las acciones permanentes.

Cada acción de presión debe combinarse con la acción variable más desfavorable.

Cada acción de presión debe combinarse con la suma correspondiente de las acciones variables; los valores de diseño de acciones estocásticas, véase el apartado B.6.1 y la tabla B.6-1, pueden multiplicarse por el factor de combinación $\Psi = 0,9$, si estas acciones estocásticas se combinan con presión y/o al menos otra acción estocástica.

NOTA Puesto que es muy poco probable que todas las acciones variables estocásticas coincidan en su valor máximo, puede multiplicarse cada una de ellas por $\Psi = 0,9$ cuando se combinen con presión u otra acción estocástica.

No se deben tener en cuenta las acciones variables favorables.

c) Los parámetros de resistencia del material (RM) y los factores de seguridad parcial (γ_R) deben ser los indicados en la tabla B.8-2.

Tabla B.8-2 – RM y γ_R para los casos de carga de funcionamiento normal

Material	RM	γ_R
Acero ferrítico ¹⁾	R_{eH} o $R_{p0,2/T}$	$1,25$ para $\frac{R_{p0,2/T}}{R_{m/20}} \leq 0,8$ $1,5625 \left(\frac{R_{p0,2/T}}{R_{m/20}} \right)$ en los otros casos
Acero austenítico ($30\% \leq A_5 < 35\%$)	$R_{p1,0/T}$	1,25
Acero austenítico ($A_5 \geq 35\%$)	$R_{p1,0/T}$ (véase la nota)	$1,0$ para $\frac{R_{p1,0/T}}{R_{m/T}} \leq 0,4$ $\frac{2,5R_{p1,0/T}}{R_{m/T}}$ para $0,4 < \frac{R_{p1,0/T}}{R_{m/T}} \leq 0,5$ $1,25$ para $\frac{R_{p1,0/T}}{R_{m/T}} > 0,5$
Piezas fundidas de acero	$R_{p0,2/T}$	$19/12$ para $\frac{R_{p0,2/T}}{R_{m/20}} \leq 19/24$ $\frac{2R_{p0,2/T}}{R_{m/20}}$ en los otros casos
1) Acero distinto del acero austenítico según los apartados 6.3 y 6.4.		

Como temperatura de referencia de los parámetros de resistencia del material dependientes de la temperatura, debe utilizarse una temperatura no inferior a la máxima temperatura de cálculo del caso de carga.

NOTA 1 La temperatura de referencia puede elegirse como una función del espacio o independiente del espacio.

NOTA 2 Para aceros austeníticos, los valores definidos en la tabla B.8-2 pueden dar lugar a grandes deformaciones y es aconsejable verificar las conexiones con pernos, los extremos con pernos, etc. en relación a las fugas.

B.8.2.4 Comprobaciones del diseño para casos de carga de ensayo

- a) Los factores parciales de seguridad frente a las acciones deben ser los indicados en la tabla B.8-3.

Tabla B.8-3 – Factores de seguridad parciales para acciones y casos de carga de ensayo

Acción	Estado	Factor de seguridad parcial
Permanente	Para acciones con un efecto desfavorable	$\gamma_G = 1,2$
Permanente	Para acciones con un efecto favorable	$\gamma_G = 0,8$
Presión	–	$\gamma_P = 1,0$

No es necesario considerar las acciones variables.

- b) Las reglas para combinaciones deben ser las siguientes:

Se deben incluir en cada caso de carga todas las acciones de diseño permanentes.

En los casos en los que se realice más de un ensayo, por ejemplo, recipientes con cámaras múltiples, deben incluirse todos los casos de presión.

- c) RM y γ_R deben ser tal como se indica en la tabla B.8-4.

Tabla B.8-4 – RM y γ_R para casos de carga de ensayo

Material	RM ²⁾	γ_R
Acero ferrítico ¹⁾	R_{eH} o $R_{p0,2}$	1,05
Acero austenítico ($30\% \leq A_5 < 35\%$)	$R_{p1,0}$	1,05
Acero austenítico ($A_5 \geq 35\%$)	$R_{p1,0}$	1,05 para $\frac{R_{p1,0}}{R_m} \leq 0,525$ $\frac{2,0R_{p1,0}}{R_m}$ en los otros casos
Piezas fundidas de acero	$R_{p0,2}$	1,33

1) Acero distinto del acero austenítico según los apartados 6.5 y 6.5.
2) Los valores para RM deben ser los correspondientes a la temperatura de ensayo.

NOTA Las deformaciones para esta resistencia del material pueden ser grandes para aceros austeníticos y es aconsejable comprobar posibles fugas.

B.8.3 Deformación plástica progresiva (PD)

B.8.3.1 Principio

Para aplicación repetida de los ciclos de acción descritos a continuación, no debe producirse deformación plástica progresiva para:

- teoría de primer orden;
- una ley constitutiva lineal- elástica ideal plástica;
- condición de deformación de Von Mises (criterio de energía máxima de formación) y regla de flujo asociada; y
- parámetros de resistencia de diseño RM_d según lo especificado en el apartado B.8.3.4.

NOTA En esta comprobación del diseño, todos los factores de seguridad parcial son iguales a la unidad y los valores de diseño y las funciones de diseño son iguales a los valores característicos y a las funciones características.

B.8.3.2 Regla de aplicación 1: Adaptación técnica

El principio se cumple, si se puede demostrar que el valor máximo absoluto de las fatigas estructurales principales es inferior al 5% después de la aplicación del número de ciclos especificado para el caso de carga considerado. Si el número no está especificado, debe suponerse un número razonable, que como mínimo debe ser 500.

NOTA Pueden utilizarse fatigas totales en cualquier modelo que se desvíe solamente en las concentraciones locales de tensiones/ fatigas, en lugar de fatigas estructurales.

B.8.3.3 Regla de aplicación 2: Adaptación plástica (SD)

Se cumple el principio, si el modelo con concentraciones de tensión y de deformación se adapta a un comportamiento lineal elástico bajo los ciclos de acción considerados.

B.8.3.4 Regla de aplicación 3: Adaptación técnica

Se cumple el principio, si se satisfacen las dos condiciones siguientes:

- a) El modelo equivalente exento de concentraciones de tensiones, véase el apartado B.2.16, o cualquier modelo que se desvíe del modelo con concentraciones de tensión/deformación locales únicamente en las concentraciones de tensión/deformación locales, se adapta a un comportamiento lineal elástico bajo los ciclos de acción considerados.
- b) Para el modelo (detallado) con concentraciones de tensión/deformación locales, puede encontrarse un campo de tensiones auto equilibrado independiente del tiempo de forma que la suma de este campo de tensiones y el campo de tensiones que varía cíclicamente determinado con la ley constitutiva lineal elástica (sin limitación) para la acción cíclica considerada sea compatible con la condición de plasticidad aplicable, de manera continua en un volumen interno de la estructura que englobe al menos el 80% de cada espesor de pared.

NOTA 1 Un campo de tensiones auto equilibrado es un campo de tensiones que satisface las condiciones de equilibrio (en el interior y en la superficie) para fuerzas impuestas nulas, es decir, para esfuerzos máxicos nulos en puntos interiores y esfuerzos superficiales nulos en puntos de la superficie, con la excepción de aquellos en los que se imponen desplazamientos.

NOTA 2 En puntos superficiales en los que se imponen desplazamientos, los campos de tensiones auto equilibrados pueden corresponder a fuerzas superficiales no nulas.

NOTA 3 Un campo de tensiones es compatible con una condición de plasticidad aplicable si la tensión equivalente de Von Mises no excede el parámetro de diseño de resistencia en ningún momento y en ningún lugar.

B.8.3.5 Regla de aplicación 3: Adaptación técnica para acciones mecánicas

Esta regla de aplicación sirve para casos de carga sin tensiones térmicas y sin tensiones inducidas por desplazamientos impuestos.

Se cumple el principio (sin prueba específica) para todos los ciclos de acción dentro del intervalo de acciones admisibles de acuerdo con la verificación del diseño respecto a la deformación plástica excesiva (GPD-DC).

NOTA Existen casos de carga con desplazamientos impuestos que pueden convertirse, a través de condiciones de equilibrio globales, en casos con fuerzas impuestas, por ejemplo casos de carga con desplazamientos verticales impuestos anulados en soportes, en los que las fuerzas correspondientes pueden determinarse a través de las condiciones de equilibrio globales.

B.8.3.6 Comprobaciones del diseño

a) Ciclo de la acción

Los valores característicos de acciones permanentes y los valores o funciones característicos de presiones- temperaturas, debe combinarse con la acción variable más desfavorable en un ciclo de acción, que debe abarcar todas las combinaciones previsibles razonablemente.

NOTA Es importante que las funciones características sean verdaderamente representativas de la acción correspondiente y las partes interesadas deberían intervenir en su especificación. Las funciones características no sólo deberían envolver las trayectorias de acciones recurrentes razonablemente previsibles en el espacio de la acción, sino que además deberían ser representativas respecto a la velocidad de cambio, es decir, deberían envolver también (estrechamente) las trayectorias correspondientes en el espacio acción-tiempo. En caso de duda, puede ser incluso necesario caracterizar la función de temperatura (en función del tiempo) mediante una lenta y otra rápida, con objeto de abarcar el caso peor.

b) Parámetros de tensión del material de diseño

1) Aceros distintos de los aceros austeníticos según los apartados 6.4 y 6.5

RM viene dado por R_{eH} o $R_{p0,2/T}$, a la temperatura de cálculo (dependiente del tiempo y del espacio) o a una temperatura independiente del tiempo que no debe ser inferior a $0,75 T_{c \text{ máx.}} + 0,25 T_{c \text{ mín.}}$, donde $T_{c \text{ máx.}}$ y $T_{c \text{ mín.}}$ son las temperaturas de cálculo más alta y más baja en cada posición considerada durante el ciclo completo de la acción.

2) Aceros austeníticos según los apartados 6.4 y 6.5:

RM viene dado por $R_{p1,0/T}$, a la temperatura de cálculo (dependiente del tiempo y del espacio) o a una temperatura independiente del tiempo que no debe ser inferior a $0,75 T_{c \text{ máx.}} + 0,25 T_{c \text{ mín.}}$, donde $T_{c \text{ máx.}}$ y $T_{c \text{ mín.}}$ son las temperaturas de cálculo más alta y más baja en cada posición considerada durante el ciclo completo de la acción.

3) Piezas fundidas de acero

RM viene dado por R_{eH} o $R_{p0,2/T}$, a la temperatura de cálculo (dependiente del tiempo y del espacio) o a una temperatura independiente del tiempo que no debe ser inferior a $0,75 T_{c \text{ máx.}} + 0,25 T_{c \text{ mín.}}$, donde $T_{c \text{ máx.}}$ y $T_{c \text{ mín.}}$ son las temperaturas de cálculo más alta y más baja en cada posición considerada durante el ciclo completo de la acción.

B.8.4 Inestabilidad (I)

B.8.4.1 Principio

Para cada caso de carga, el valor de diseño de una acción o de una combinación de acciones no debe ser mayor el valor de diseño de la resistencia al pandeo correspondiente obtenida, con una limitación del valor máximo de las fatigas estructurales principales del 5%, con un modelo de diseño con

- predeformaciones de acuerdo con las formas de pandeo críticas (clásica/bifurcación) y desviaciones de acuerdo con las permitidas según la Norma EN 13445-4:2009 o de acuerdo con la especificación en los planos;
- una ley constitutiva lineal- elástica ideal-plástica;
- la condición de deformación de Von Mises y la regla de flujo asociada;
- un parámetro de resistencia de diseño según lo especificado en el apartado B.8.4.4.

- aumento proporcional de todas las acciones;
- estado inicial exento de tensiones.

El valor de diseño debe determinarse mediante la división de esta tensión de pandeo por el factor de seguridad parcial pertinente γ_R según lo especificado en los apartados B.8.4.4 y 8.4.5.

B.8.4.2 Regla de aplicación 1: Resultados experimentales

Si existen resultados experimentales pertinentes para casos de carga específicos, puede utilizarse la siguiente regla de aplicación:

El principio se cumple, si el valor de diseño de una acción o de una combinación de acciones no es superior al límite inferior del intervalo esperado de valores de fallo basado en observación experimental.

Los experimentos deben incluir el efecto de desviaciones de forma. Normalmente, los resultados se correlacionarán con un modelo teórico y con un factor de reducción determinado experimentalmente. Dicho modelo teórico, cubrirá el fallo por pandeo en la zona elástica y la comparación de una tensión calculada con el límite elástico y puede incluir el efecto de las imperfecciones de forma. Las tolerancias en la forma del diseño deben asegurar el mantenimiento de las imperfecciones dentro del intervalo cubierto por los datos experimentales.

B.8.4.3 Regla de aplicación 2: Capítulo 8 (para acción de presión)

El cumplimiento de los requisitos indicados en el capítulo 8 es suficiente como comprobación de la estabilidad para acción de presión.

B.8.4.4 Comprobaciones de diseño para casos de carga de funcionamiento normal

- a) Los factores de seguridad parciales de acciones y las reglas de combinación deben estar de acuerdo con lo especificado en el apartado B.8.2.3 (para la GPD-DC). Adicionalmente, debe incluirse la acción de temperatura en todos los casos de carga pertinentes con un factor de seguridad parcial igual a la unidad;
- b) Los parámetros de resistencia del material deben ser los indicados en la tabla B.8-2 (para la GPD-DC). Estos valores deben utilizarse directamente sin multiplicarlos por ningún factor de seguridad;
- c) El factor de seguridad parcial γ_R , para la determinación del valor de diseño de la resistencia al pandeo debe ser
 - 1,25 si se tiene que aplicar la presión de ensayo (externa) según lo establecido por la Norma EN 13445-5:2009;
 - 1,5 en caso contrario.

B.8.4.5 Comprobaciones del diseño para casos de carga de ensayo

- a) Los factores de seguridad parciales de acciones y las reglas de combinación deben estar de acuerdo con lo especificado en el apartado B.8.2.4 (para la GPD-DC).
- b) Los parámetros de resistencia del material deben ser los indicados en la tabla B.8-4 (para la GPD-DC). Estos valores deben utilizarse directamente sin multiplicarlos por ningún factor de seguridad.
- c) El factor de seguridad parcial γ_R , para la determinación del valor de diseño de la resistencia al pandeo debe ser 1,1.

B.8.5 Fallo por fatiga cíclica (F)

B.8.5.1 Principio

El valor de diseño del indicador de daño D_d , para fatiga cíclica, obtenido para todas las funciones de diseño (cíclicas) de presión/temperatura y acciones variables no debe exceder el valor de 1.

B.8.5.2 Regla de aplicación

El cumplimiento de los requisitos indicados en el capítulo 18 es suficiente como comprobación contra el fallo por fatiga.

B.8.5.3 Requisitos particulares

En una comprobación del diseño contra la fatiga, deben tenerse en cuenta el revestimiento tanto para el análisis térmico como para el análisis de las tensiones. Sin embargo, cuando el revestimiento sea del tipo adherido íntegramente y el espesor nominal del revestimiento no sea superior al 10% del espesor nominal total del componente, puede despreciarse la presencia de revestimiento, es decir, basar el modelo en la geometría del metal base.

B.8.6 Equilibrio estático (SE)

B.8.6.1 Principio

El efecto en el diseño de las acciones de desestabilización debe ser más pequeño que el efecto en el diseño de las acciones de estabilización.

B.8.6.2 Comprobaciones del diseño

- a) Los factores de seguridad parciales de las acciones deben ser los indicados en la tabla B.8-2 y en la tabla B.8-4 (para la GPD-DC). Si se utilizan valores característicos (datos específicos del país), puede ser necesario utilizar factores de seguridad parciales distintos para las acciones, para mantener la seguridad global requerida.

Para la verificación del equilibrio estático, las acciones estabilizadoras (favorables) deben representarse mediante valores de diseño más bajos y las acciones desestabilizadoras (desfavorables) por valores de diseño más altos.

Las acciones permanentes deben representarse mediante valores de diseño apropiados, dependiendo de que los efectos de estabilización y desestabilización resulten de

- la parte favorable o desfavorable de una sola acción permanente y/o
- distintas acciones permanentes.

Los pesos propios de elementos estructurales o no estructurales no relacionados fabricados con distintos materiales de construcción, deben tratarse como acciones permanentes separadas.

El peso propio de una estructura homogénea debe tratarse como una sola acción permanente.

El peso propio de partes esencialmente similares de una estructura (o de elementos no estructurales esencialmente uniformes) debe tratarse como partes favorables y desfavorables de una sola acción permanente.

- b) Reglas de combinación

Para efectos estabilizadores, sólo deben incluirse en la combinación pertinente aquellas acciones que puedan suponerse de manera cierta que están presentes en la situación considerada.

Se deben aplicar acciones variables cuando aumenten los efectos desestabilizadores, pero deben omitirse cuando aumenten los efectos estabilizadores.

Se debe tener en cuenta la posibilidad de que elementos no estructurales puedan ser omitidos o suprimidos.

No se deben tener en cuenta los efectos favorables de una acción variable.

Cuando la incertidumbre de un valor de una dimensión geométrica afecte de manera importante la verificación del equilibrio estático, esta dimensión debe representarse en esta verificación por el valor más desfavorable que razonablemente pueda alcanzar.

B.9 Verificaciones de diseño en el intervalo de fluencia

B.9.1 Generalidades

Deben considerarse todas las verificaciones del diseño especificadas en los apartados de este capítulo, además de las verificaciones del diseño especificadas en el capítulo B.8. Deben tratarse todos los casos de carga aplicables.

NOTA Pueden existir casos de carga en los que la verificación del diseño con respecto a la ruptura por fluencia sustituya la correspondiente verificación del diseño con respecto a la deformación plástica excesiva.

Los apartados se aplican de la siguiente forma: para el fallo por ruptura por fluencia (CR) véase el apartado B.9.4, y para el fallo por deformación excesiva por fluencia (ECS) véase el apartado B.9.5.

B.9.2 Uniones soldadas

Las propiedades de fluencia de las uniones soldadas normalmente difieren esencialmente de las del material de base y pueden aparecer concentraciones de tensiones. Las uniones soldadas en las que la tensión principal máxima más próxima a la normal a la dirección de la unión soldada excede el 80% del valor de diseño aplicable del parámetro de resistencia a la fluencia del material deben incluirse en el modelo como una región separada, ligeramente mayor que la región de la unión soldada máxima probable, incluyendo la zona afectada térmicamente.

Los valores de diseño de los parámetros de resistencia a la fluencia del material de esta región de soldadura deben:

- ser el 80% de los valores de diseño del material de base, si el valor no está determinado mediante ensayos de acuerdo con el anexo C de la Norma EN 13445-2:2009, excepto para casos específicos en los que se conoce que existen valores más pequeños,
- ser valores de diseño determinados mediante los ensayos del anexo C de la Norma EN 13445-2:2009,
- no ser superiores a los valores de diseño correspondientes al material de base.

Es una condición previa del uso de este apartado que todas las regiones que son críticas respecto a la ruptura por fluencia sean accesibles para la inspección en servicio y para los ensayos no destructivos en servicio, y que las instrucciones para un mantenimiento y ensayos adecuados se incluyan en las instrucciones de funcionamiento.

NOTA 1 Deberían disponerse medios para el seguimiento de la deformación por fluencia, incluyendo detalles de diseño adecuados, como puntos de medición dedicados.

NOTA 2 En el anexo M se dan recomendaciones para realizar un mantenimiento e inspecciones adecuadas.

B.9.3 Parámetros de resistencia a la fluencia de los materiales

En la determinación de los valores característicos de los parámetros de resistencia a la fluencia de los materiales *RM*, deben utilizarse los datos de resistencia media a la fluencia de los materiales especificados, que se aplican a materiales en las condiciones de fabricación final. Estos valores deben ser conformes con los valores especificados en la especificación adecuada del material. Las extrapolaciones deben ser como las utilizadas en el capítulo 19.

La temperatura a la que estos valores característicos se determinan debe ser la temperatura de referencia especificada en los apartados aplicables de las verificaciones del diseño en relación a la fluencia, véanse los apartados B.9.4 a B.9.6.

B.9.4 Ruptura por fluencia

B.9.4.1 Generalidades

Para cada caso de carga en fluencia, el valor de diseño de una acción, o de una combinación de acciones, debe estar soportado por el modelo de diseño con:

- una ley constitutiva lineal elástica perfectamente plástica;
- el criterio de plasticidad de Von Mises (hipótesis de la energía de deformación máxima) y la ley de flujo asociada;
- un parámetro de resistencia del material RM y un factor de seguridad parcial γ_R , tal como se especifica en la tabla B.9-2;
- un incremento proporcional de todas las acciones y un estado inicial libre de tensiones.

y un valor absoluto máximo de las tensiones estructurales principales que sea inferior al 5%.

Con la excepción de los casos en los que la deformación tiene un efecto de debilitamiento, véase el apartado B.7.1, debe utilizarse una teoría de primer orden; si la deformación tiene un efecto de debilitamiento, deben tenerse en cuenta los efectos geométricos no lineales.

B.9.4.2 Regla de aplicación: Límite inferior de la carga límite

Si puede demostrarse que cualquier límite inferior del valor límite de la acción o combinación de acciones, determinado con el modelo de diseño especificado en el principio, es alcanzado sin sobrepasar el límite de la deformación, se cumple el principio si el valor de diseño de la acción o combinación de acciones no excede dicho límite inferior.

B.9.4.3 Verificaciones del diseño

- a) Se requieren verificaciones del diseño solamente para casos de carga en funcionamiento normal.
- b) Los factores de seguridad parciales para las acciones deben ser los que figuran en la tabla B.9-1.

Tabla B.9-1 – Factores de seguridad parciales para acciones para casos de carga CR

Acción	Condición	Factor de seguridad parcial
Permanente	Para acciones con efecto desfavorable	$\gamma_G = 1,2$
Permanente	Para acciones con efecto favorable	$\gamma_G = 0,8$
Variable	Para acciones variables no limitadas	$\gamma_Q = 1,5$
Variable	Para acciones variables limitadas y valores límite	$\gamma_Q = 1,0$
Presión		$\gamma_p = 1,2$

- c) Las reglas de combinación deben ser las siguientes:
 - Todas las acciones permanentes deben incluirse en cada caso de carga.
 - Cada acción debida a la presión debe combinarse con la acción variable más desfavorable.
 - Cada acción debida a la presión debe combinarse con la correspondiente suma de acciones variables; los valores de diseño de las acciones aleatorias, véase el apartado B.6.1 y la tabla B.6-1, pueden multiplicarse por el factor de combinación $\psi = 0,9$, si esas acciones aleatorias se combinan con la presión y/o al menos otra acción aleatoria.

NOTA 1 Dado que es muy improbable que todas las acciones variables aleatorias presenten su máximo al mismo tiempo, cada una puede multiplicarse por $\psi = 0,9$ cuando se combinan con la presión u otra acción aleatoria.

No deben considerarse las acciones variables favorables.

- d) Los parámetros de diseño de resistencia a la fluencia del material (RM) y los factores de seguridad parciales (γ_R) deben calcularse según se especifica en la tabla B.9-2 si no hay seguimiento de la vida útil o en la tabla B.9-3 si hay seguimiento de la vida útil.

NOTA 2 El seguimiento de la vida útil se define el apartado 19.2.

- e) Como temperatura de referencia T debe utilizarse una temperatura no inferior a la máxima temperatura de cálculo del caso de carga.

NOTA 3 La temperatura de referencia T puede elegirse como una función del espacio, pero también independiente del espacio.

Como tiempo de referencia t debe utilizarse la vida útil especificada para el caso de carga en el intervalo de fluencia para el componente o parte, véase el apartado B.1.4.

Tabla B.9-2 – RM y γ_R para casos de carga CR sin seguimiento

Material	RM	γ_R
Acero	$R_{m/T/t}$	$1,25$ si $\frac{R_{m/T/t}}{R_{p1,0/T/t}} \leq 1,5$ $\frac{1}{2} \cdot \frac{R_{m/T/t}}{R_{p1,0/T/t}}$ en los otros casos
Acero fundido	$R_{m/T/t}$	$(19/15) \times$ valor para el acero

Tabla B.9-3 – RM y γ_R para casos de carga CR con seguimiento

Material	RM	γ_R
Acero	$R_{m/T/t}$	$\frac{12,5}{12}$
Acero fundido	$R_{m/T/t}$	$(19/15) \times$ valor para el acero

B.9.5 Deformación excesiva por fluencia (ECS)

B.9.5.1 Principio

En cada punto de la estructura en el que la temperatura de cálculo en cualquier caso de carga está en el intervalo de fluencia, la deformación estructural equivalente por fluencia acumulada para todas las vidas útiles de diseño en el intervalo de fluencia no debe exceder del 5%.

Hasta que se alcance un acuerdo sobre las leyes constitutivas del diseño en fluencia, basadas esencialmente en los datos de las normas de materiales, no debe usarse el Principio pero deben utilizarse en su lugar las Reglas de Aplicación.

B.9.5.2 Deformación por fluencia equivalente

Denominando los componentes de la deformación por fluencia por ε_{ij} , la deformación equivalente ε_c se define por

$$\varepsilon_c^2 = (2/3) \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \varepsilon_{ij}^2 \quad (\text{B.9-1})$$

B.9.5.3 Regla de aplicación 1: Periodos de fluencia largos (regla de la fracción de tiempos)

B.9.5.3.1 Generalidades

Esta regla se aplica a los casos de carga en fluencia con periodos de fluencia suficientemente largos con temperaturas fundamentalmente independientes del tiempo y con otras acciones relevantes independientes del tiempo, de forma que un cálculo con límites superiores independientes del tiempo de todas las acciones relevantes dé una aproximación razonablemente buena del comportamiento en fluencia de la estructura. Los periodos de fluencia deben ser suficientemente largos como para que la influencia de las condiciones iniciales en la vida útil pueda despreciarse razonablemente.

NOTA En caso de duda, la validez de esta suposición previa debería verificarse con modelos constitutivos razonables.

Se cumple el principio si, en cada punto de la estructura en el la temperatura de cálculo en cualquier caso de carga está en el intervalo de fluencia, la vida útil de diseño ponderada acumulada en el intervalo de fluencia para todas las vidas útiles de diseño en el intervalo de fluencia, no excede de la unidad. La función de ponderación debe ser la recíproca de la vida útil admisible para la tensión de referencia σ_{ref} determinada para el caso de carga aplicable, véase el apartado B.9.5.3.3.

B.9.5.3.2 Determinación de la temperatura de diseño en fluencia

Para cada intervalo de un caso de carga en el que la temperatura de cálculo está, en cualquier punto, en el intervalo de fluencia, debe especificarse la temperatura de diseño en fluencia $T_d(x_i)$ de forma que limite la temperatura de cálculo T_c por arriba:

$$T_d(x_i) \geq T_c(x_i, t)$$

Este límite superior puede reemplazarse por un valor inferior siempre que este valor nunca sea sobrepasado en más del 10% durante un tiempo no superior al 10% de la vida útil del caso de carga en el intervalo de fluencia.

NOTA Esta temperatura de diseño en fluencia, a especificar para cada intervalo de todos los casos de carga en los que la temperatura de cálculo está en el intervalo de fluencia, puede especificarse como una función del espacio o independiente del espacio.

B.9.5.3.3 Determinación de la tensión de referencia

B.9.5.3.3.1 Determinación de la acción límite elástica $A_e^{(k)}$

Para cada intervalo de un caso de carga, de duración $\Delta t^{(k)}$, en el que la temperatura de cálculo está en el intervalo de fluencia, el valor A_e de la acción, o de la combinación de acciones, que corresponde, en términos de tensiones estructurales, a la aparición de la plastificación en la región en la que las temperaturas de cálculo están dentro del intervalo de fluencia, debe determinarse con un modelo de diseño con

- una ley constitutiva lineal elástica perfectamente plástica;
- el criterio de plasticidad de Von Mises (hipótesis de la energía de deformación máxima);
- los parámetros de resistencia del material y los factores de seguridad parciales, tal como se describe en el apartado B.9.5.3.3.2;

y

- para un incremento proporcional de todas las acciones, con la excepción de la temperatura, que debe ser independiente del tiempo; y
- un estado inicial libre de tensiones.

B.9.5.3.3.2 Parámetros de resistencia de los materiales y factores de seguridad parciales

Los parámetros de resistencia de los materiales (RM) y los factores de seguridad parciales γ_R deben ser como se indica en la tabla B.9-2 pero

- la temperatura de referencia debe ser la temperatura de diseño en fluencia, determinada con el procedimiento descrito en el apartado B.9.5.3.2,
- el tiempo de referencia debe ser la duración del intervalo (suficientemente largo) $\Delta t^{(k)}$, véase el apartado B.9.5.3.3.1.

NOTA 1 Para estructuras de más de un material, los parámetros de resistencia de los materiales y sus valores de diseño serán dependientes del espacio.

NOTA 2 Para estructuras de un material, los parámetros de resistencia de los materiales y sus valores de diseño pueden ser dependientes del espacio o independientes del mismo, en función de la elección de la temperatura de diseño en fluencia.

B.9.5.3.3.3 Determinación de la acción límite (limitante de la deformación) $A_u^{(k)}$

Para cada intervalo, de duración $\Delta t^{(k)}$, en el que la temperatura de cálculo está en el intervalo de fluencia, el valor máximo de la acción, o de la combinación de acciones, que puede soportar el modelo de cálculo, debe determinarse con:

- una ley constitutiva lineal elástica perfectamente plástica;
- el criterio de plasticidad de Von Mises (hipótesis de la energía de deformación máxima) y la ley de flujo asociada;
- los parámetros de resistencia del material y los factores de seguridad parciales, tal como se describe en el apartado B.9.5.3.3.2;

y para

- un incremento proporcional de todas las acciones, con la excepción de la temperatura, que debe ser independiente del tiempo;
- un estado inicial libre de tensiones;

con un valor absoluto máximo de la tensión estructural principal inferior al 5%.

B.9.5.3.3.4 Tensión de referencia

Para cada uno de estos intervalos, de duración $\Delta t^{(k)}$, la tensión de diseño de referencia viene dada por

$$\sigma_{\text{ref}}^{(k)} = \left[1 + 0,13 \left(A_u^{(k)} - A_e^{(k)} \right) / A_e^{(k)} \right] A_d^{(k)} RM_d^{(k)} / A_u^{(k)} \quad (\text{B.9-2})$$

donde, además de $A_e^{(k)}$, $A_u^{(k)}$, $RM_d^{(k)}$, definidos anteriormente, $A_d^{(k)}$ indica el valor de diseño de la acción relevante o de las acciones combinadas relevantes. Estos valores de diseño deben determinarse para acciones distintas de la temperatura a partir de límites superiores invariables especificados de esas acciones, con los factores de seguridad parciales de la tabla B.9-1. Los límites superiores invariables especificados deben limitar las acciones al menos en el intervalo relevante.

NOTA La tensión de referencia puede ser independiente del espacio pero también dependiente del mismo, en función de la elección de la temperatura de diseño en fluencia y del número de materiales, véanse la NOTA 1 y la NOTA 2 anteriores. Dado que se ha elegido el mismo tiempo de referencia $\Delta t^{(k)}$, la estimación de la resistencia a la ruptura por fluencia es independiente del espacio. Por tanto, puede elegirse cualquier posición conveniente x_i , por ejemplo, el punto de tensión equivalente máxima o el punto de temperatura máxima, y la tensión de referencia y la temperatura de referencia en este punto utilizadas en la determinación de la vida útil ponderada.

B.9.5.3.4 Determinación de la vida útil ponderada

Para cada intervalo de un caso de carga, de duración $\Delta t^{(k)}$, en el que la temperatura de cálculo está en el intervalo de fluencia, la función de ponderación viene dada por

$$1 / \Delta t_{\text{all}}^{(k)}$$

donde $\Delta t_{\text{all}}^{(k)}$ es la vida útil admisible para una tensión igual a $\sigma_{\text{ref}}^{(k)}$ y una resistencia límite dada por el parámetro de resistencia de diseño especificado en el apartado B.9.5.3.3.2, es decir, de acuerdo con la tabla B.9-2.

La vida útil de diseño ponderada, correspondiente a este intervalo en este caso de carga, viene dada por

$$\Delta t^{(k)} / \Delta t_{\text{all}}^{(k)}$$

B.9.5.3.5 Indicador de daño por fluencia

El indicador de daño por fluencia, igual a la vida útil de diseño ponderada acumulada, viene dado por la suma de todas las vidas útiles de diseño ponderadas, sumadas para todos los intervalos de todos los casos de carga en los que la temperatura de cálculo está en el intervalo de fluencia, es decir

$$D_c = \sum \Delta t^{(k)} / \Delta t_{\text{all}}^{(k)} \quad (\text{B.9-3})$$

donde la suma se extiende a todos los intervalos de todos los casos de carga y a todos los acontecimientos especificados (de diseño) de los casos de carga en los que la temperatura de cálculo está dentro del intervalo de fluencia.

B.9.5.4 Regla de aplicación 2: Periodos de fluencia largos e interrumpidos

B.9.5.4.1 Generalidades

Esta regla se aplica a los casos de carga con periodos de fluencia suficientemente largos, como la regla de aplicación 1, pero que son interrumpidos por ciclos de acción dando lugar a respuestas de fluencia despreciable y sin plastificación, véanse los apartados B.9.5.4.2 y B.9.5.4.3.

Para dichos casos de carga, los periodos de fluencia y los periodos cíclicos pueden tratarse separadamente y los periodos de fluencia individuales interrumpidos pueden combinarse en un solo periodo de fluencia total (no interrumpido).

Se cumple el principio si se cumple la verificación del diseño en fluencia y con respecto a la fatiga cíclica apartado B.9.6, con el indicador de daño por fluencia determinado para el periodo de fluencia total mediante la regla de aplicación 1.

B.9.5.4.2 Ciclos de acción con fluencia despreciable

Los ciclos de acción que interrumpen periodos largos de fluencia se consideran de fluencia despreciable si la duración máxima de las temperaturas de cálculo en el intervalo de fluencia es inferior a 100 h.

B.9.5.4.3 Ciclos de acción sin plastificación

Los ciclos de acción que interrumpen periodos largos de fluencia se consideran sin plastificación si la tensión equivalente máxima de Von Mises de la respuesta del modelo, descrita a continuación, para las acciones cíclicas y con condiciones iniciales, descritas a continuación, no excede el parámetro de resistencia de diseño del material a corto plazo, descrito a continuación:

- a) La ley constitutiva del modelo debe ser lineal elástica con los parámetros de los materiales dados a la temperatura definida en el apartado B.7.5.2.
- b) La distribución inicial de tensiones debe ser la obtenida como para la determinación de la acción límite según el apartado B.9.5.3.3.3 para un tiempo de referencia, requerida para la determinación de los parámetros de resistencia de los materiales del apartado B.9.5.3.3.2, dada para el periodo de fluencia total.
- c) El parámetro de resistencia de diseño del material a corto plazo, con el que se compara la tensión equivalente máxima, debe ser el valor mínimo especificado de
 - $R_{p0,2/T_c}$ para aceros ferríticos,
 - $R_{p1,0/T_c}$ para aceros austeníticos,

donde T_c es la temperatura respectiva para cada punto en cada instante.

B.9.5.4.4 Verificaciones del diseño

Las verificaciones del diseño solamente se requieren para los casos de carga en funcionamiento normal.

- a) Los factores de seguridad parciales para acciones, reglas de combinación, parámetros de resistencia de los materiales, temperatura de referencia y tiempo de referencia para periodos de fluencia deben ser los mismos que para CR-DC, en el apartado B.9.4.3.
- b) Los factores de seguridad parciales γ_R deben tener valor 10.

B.9.6 Fluencia y fatiga crítica (CFI)

Para cada punto de la estructura, la suma del valor de diseño del indicador de daños por fluencia, véase el apartado B.9.5.3, y del valor de diseño del indicador de daños por fatiga (para las acciones cíclicas), véase el apartado B.8.5, no debe ser superior a la unidad.

ANEXO C (Normativo)**DISEÑO POR ANÁLISIS. MÉTODO BASADO EN CATEGORÍAS DE TENSIONES****C.1 Objeto**

Este anexo contiene reglas generales relativas al diseño por análisis utilizando clasificación de tensiones. Es aplicable a recipientes a presión de todos los grupos de ensayos.

El método descrito, conocido como "análisis de tensiones", implica la interpretación de las tensiones calculadas sobre una base elástica en cualquier punto de una parte de un recipiente y la posterior verificación de su admisibilidad por medio de criterios de evaluación apropiados.

Es aplicable a recipientes a presión de todos los grupos de ensayos.

Se puede utilizar:

- como una alternativa al diseño por fórmulas (véase 5.4.1)
- como un complemento del diseño por fórmulas para:
 - casos no cubiertos por esa ruta;
 - casos que implican una superposición de acciones medioambientales;
 - casos excepcionales en los que se superan las tolerancias de fabricación indicadas en la Norma EN 13445-4:2009, capítulo 5.

En el último punto, cualquier desviación más allá de los límites de tolerancia debe documentarse claramente

- como una alternativa a la ruta de análisis por diseño, de acuerdo con el anexo B.

Se puede utilizar para un componente o incluso para una parte de un componente.

En todos los casos, todos los requisitos relevantes de este anexo deben cumplirse para ese componente o parte.

El espesor mínimo para soportar únicamente presión, no debe ser inferior al requerido por (7.4-1) o (7.4-2) para envolventes cilíndricas, (7.4-4) o (7.4-5) para envolventes esféricas, (7.5-1) para fondos cóncavos y (7.6-2) o (7.6-3) para envolventes cónicas.

La fatiga no se trata en este anexo. Cuando sea necesario, la evaluación de la fatiga debe realizarse de acuerdo con el capítulo 18 o el capítulo 17, según proceda.

El fallo por inestabilidad elástica o elástica-plástica (pandeo) no se trata en este anexo. Si el análisis revela tensiones de compresión importantes, el peligro de pandeo debe evaluarse por separado.

Estas reglas no son aplicables en el intervalo de temperaturas en el que existe un riesgo de fallo por la rotura por fluencia, es decir, cuando el valor de la tensión de diseño nominal está regido por las características de fluencia del material.

Debido a la sensibilidad del método utilizado en el presente anexo a la competencia de los usuarios, hasta que se pueda demostrar que existe suficiente experiencia interna, será necesaria la intervención de un organismo independiente, debidamente cualificado en los campos de diseño por análisis y análisis estructural de tensiones para la evaluación del diseño (cálculos) y la definición potencial de requisitos particulares de END.

C.2 Definiciones específicas

Se aplican los términos y definiciones siguientes además de los indicados en el capítulo 3.

C.2.1 gran discontinuidad estructural:

Discontinuidad estructural o del material que afecta a las tensiones o distribución de tensiones a través de todo el espesor de la pared en una región de superficie importante.

NOTA Ejemplos de grandes discontinuidades estructurales son las uniones de fondo a envolvente cilíndrica o de envolvente cónica a envolvente cilíndrica, de brida a envolvente cilíndrica, una abertura en una envolvente, la unión de dos envolventes cilíndricas de distinto diámetro, espesor o material o una unión de refuerzo a envolvente.

C.2.2 discontinuidad estructural local:

Una discontinuidad con sólo efectos muy locales que afecten a la distribución de tensiones o fatiga a través de una fracción del espesor de la pared.

NOTA 1 Las tensiones resultantes de semejante discontinuidad sólo pueden ocasionar las fatigas altamente localizadas y que por consiguiente no tienen una influencia importante sobre el comportamiento global de la pared.

NOTA 2 Ejemplos de discontinuidades estructurales locales son cordones triangulares de pequeño radio, bordes de soldadura y zonas no penetradas en soldaduras de penetración parcial.

C.2.3 tensión primaria:

Tensión que satisface las leyes de equilibrio de cargas aplicadas (presión, fuerzas y momentos).

NOTA 1 En relación con el comportamiento mecánico de una estructura, la característica básica de una tensión primaria es que en caso de un elevado incremento de las cargas externas (no admisible), no es autolimitador A medida que se desarrolla plasticidad, se alcanza una fase en la que no se puede producir más redistribución beneficiosa de la tensión.

NOTA 2 En relación con las tensiones primarias, se hace una distinción entre las tensiones de membrana (P_m , P_L) y las tensiones de flexión (P_b) respecto a su distribución a través de la sección transversal que rige el comportamiento de resistencia a la carga. Las tensiones primarias de membrana (P_m) se definen como el valor medio de los componentes de las tensiones respectivas distribuidas en la sección que rige el comportamiento de resistencia a la carga de definidos por el segmento de la línea de soporte (véase C.4.4). Las tensiones primarias de flexión (P_b) se definen como tensiones primarias distribuidas linealmente a través de la sección considerada y proporcionalmente a la distancia desde el eje neutro.

NOTA 3 En relación con la distribución de las tensiones de membrana a lo largo de la pared, se hace la distinción entre tensiones primarias generales de membrana (P_m) y tensiones primarias locales de membrana (P_L). En las discontinuidades, las tensiones primarias de membrana en envolventes se clasifican como locales si la tensión de membrana equivalente es más de 1,1 veces la tensión de diseño nominal f y si la región en la que se supera este valor permanece dentro de longitud de $1,0 \sqrt{R \cdot e_a}$ en la dirección meridional. Se imponen valores mínimos en la distancia entre regiones adyacentes de tensiones primarias locales de membrana (véase C.7.2).

NOTA 4 Las tensiones primarias generales de membrana se distribuyen en la estructura de tal manera de que no se produce ninguna redistribución de tensiones esencial como resultado de la fluencia. En el caso de tensiones primarias locales de membrana, la fluencia dará lugar a dicha redistribución.

C.2.4 tensión secundaria:

Tensión desarrollada por ligaduras debidas a discontinuidades geométricas, al uso de materiales de distintos módulos elásticos bajo cargas externas o por ligaduras debidas a distintas dilataciones térmicas.

NOTA 1 En relación con el comportamiento mecánico de la estructura, la característica básica de una tensión secundaria es que es autolimitador, es decir, la deformación con flujo local conduce a una limitación de la tensión. Las tensiones secundarias conducen a deformación plástica cuando se igualan las distintas deformaciones locales en el caso de un exceso de límite elástico.

NOTA 2 Sólo las tensiones que están distribuidas linealmente a través de la sección transversal se consideran tensiones secundarias. Para tensiones distribuidas de forma no lineal, las tensiones secundarias son las de la distribución lineal equivalente.

NOTA 3 Las tensiones secundarias pueden ser del tipo de membrana (Q_m) o del tipo de flexión (Q_b). Sin embargo, en la mayoría de los casos, no es necesario hacer una distinción entre ambos, porque el criterio del apartado C.7.3 sólo requiere tener en cuenta su suma ($Q_m + Q_b$). La satisfacción de otro criterio que requiera una consideración por separado de la tensión secundaria de membrana (Q_m) sólo es necesario cuando es probable que se produzcan fenómenos de inestabilidad (véase la nota 3 de la tabla C-2).

C.2.5 tensión de pico:

Aquella parte de la tensión que es aditiva respecto a las tensiones primaria y secundaria, para formar la tensión total.

NOTA 1 Las tensiones de pico no originan ninguna deformación apreciable y son sólo importantes para la fatiga y la rotura frágil conjuntamente con las tensiones primarias y secundarias.

NOTA 2 Las tensiones de pico comprenden también desviaciones respecto a las tensiones nominales en los bordes de los agujeros dentro de campos de agujeros para tubos debido a presión y temperatura, en cuyo caso las tensiones nominales se obtienen de consideraciones de equilibrio de fuerzas.

C.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se aplican los símbolos siguientes además de los indicados en el capítulo 4.

Tabla C-1 – Símbolos, descripciones y unidades

Símbolo	Descripción	Unidad
σ_{ij}	componentes de tensiones debidas a una carga individual	MPa
Σ_{ij}	componentes de tensiones resultantes de la superposición de todas las cargas que actúan simultáneamente (en un instante dado)	MPa
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	tensiones principales del estado de tensiones definido por los componentes de tensiones Σ_{ij}	MPa
σ_{eq}	tensión equivalente de acuerdo con la teoría de la tensión de desgarramiento máxima (teoría de Tresca) o la teoría de la energía de deformación máxima (teoría de Von Mises)	MPa
$\Delta\Sigma_{ij}$	diferencias de componentes de tensiones entre 2 condiciones de carga	MPa
$(\Delta\sigma)_1, (\Delta\sigma)_2, (\Delta\sigma)_3$	tensiones principales del estado de tensiones definido por las diferencias de componentes de tensiones $\Delta\Sigma_{ij}$	MPa
$\Delta\sigma_{eq}$	intervalo de tensiones equivalentes de acuerdo con la teoría de la tensión de desgarramiento máxima (teoría de Tresca) o la teoría de la energía de deformación máxima (teoría de Von Mises)	MPa
h	longitud del segmento de soporte	mm
P_m	tensión primaria general de membrana	MPa
P_L	tensión primaria local de membrana	MPa
P_b	tensión primaria de flexión	MPa
Q	tensión secundaria de membrana + flexión	MPa
Q_m	tensión secundaria de membrana	MPa
Q_b	tensión secundaria de flexión	MPa
F	tensión de pico	MPa
R	radio medio para la región, medido perpendicularmente a la pared de la envolvente	mm

C.4 Tensiones representativas

C.4.1 Tensión equivalente

La tensión equivalente σ_{eq} es una magnitud escalar definida de acuerdo con la teoría de la tensión de desgarramiento máxima o con la teoría de la energía de deformación máxima, a partir de los componentes de tensiones Σ_{ij} , obtenidos por suma de todas las tensiones σ_{ij} de la misma categoría generadas por las diversas cargas a considerar simultáneamente.

La tensión equivalente debe determinarse de la forma siguiente:

– teoría de la tensión de desgarramiento máxima

- a) Se calculan las tensiones principales σ_1 , σ_2 , σ_3 del estado de tensiones definido por los componentes de tensiones Σ_{ij} ;
- b) La tensión equivalente viene dada por:

$$\sigma_{eq} = \text{máx.} \{ |\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1| \} \quad (\text{C.4.1-1})$$

– teoría de la energía de deformación máxima:

La tensión equivalente viene dada por:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\Sigma_{11}^2 + \Sigma_{22}^2 + \Sigma_{33}^2 - \Sigma_{11} \cdot \Sigma_{22} - \Sigma_{22} \cdot \Sigma_{33} - \Sigma_{33} \cdot \Sigma_{11} + 3(\Sigma_{12}^2 + \Sigma_{23}^2 + \Sigma_{31}^2)} \quad (\text{C.4.1-2})$$

o alternativamente por:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_3 \cdot \sigma_1} \quad (\text{C.4.1-3})$$

C.4.2 Intervalo de tensiones equivalentes

El intervalo de tensiones equivalentes $\Delta\sigma_{eq}$ es una magnitud escalar definida de acuerdo con la teoría de la tensión de desgarramiento máxima o con la teoría de la energía de deformación máxima, a partir de la variación de los componentes de tensiones Σ_{ij} entre dos condiciones de funcionamiento normales.

El intervalo de tensiones equivalentes debe determinarse de la forma siguiente:

– teoría de la tensión de desgarramiento máxima

- a) Se calculan los valores $(\Sigma_{ij})_a$ y $(\Sigma_{ij})_b$ de los componentes de tensiones Σ_{ij} para las dos condiciones de carga a y b consideradas;
- b) Se calculan las diferencias de los componentes de tensiones $\Delta\Sigma_{ij}$ entre las condiciones de carga a y b:

$$\Delta\Sigma_{ij} = (\Sigma_{ij})_a - (\Sigma_{ij})_b \quad (\text{C.4.2-1})$$

- c) Se calculan las tensiones principales $(\Delta\sigma)_1$, $(\Delta\sigma)_2$, $(\Delta\sigma)_3$ del estado de tensiones definido por las diferencias de los componentes de tensiones $\Delta\Sigma_{ij}$.

En el caso de que las direcciones principales sean las mismas en ambas condiciones a y b, estas tensiones principales pueden calcularse directamente a partir de la diferencia entre las tensiones principales de los estados de tensiones definidos respectivamente por los componentes de tensiones $(\Sigma_{ij})_a$ y $(\Sigma_{ij})_b$:

$$(\Delta\sigma)_1 = (\sigma_1)_a - (\sigma_1)_b$$

$$(\Delta\sigma)_2 = (\sigma_2)_a - (\sigma_2)_b \quad (\text{C.4.2-2})$$

$$(\Delta\sigma)_3 = (\sigma_3)_a - (\sigma_3)_b$$

d) El intervalo de tensiones equivalentes entre las condiciones de carga a y b viene dado por:

$$\Delta\sigma_{\text{eq}} = \text{máx.} \left\{ |(\Delta\sigma)_1 - (\Delta\sigma)_2|, |(\Delta\sigma)_2 - (\Delta\sigma)_3|, |(\Delta\sigma)_3 - (\Delta\sigma)_1| \right\} \quad (\text{C.4.2-3})$$

– teoría de la energía de deformación máxima:

El intervalo de tensiones equivalentes entre las condiciones de carga a y b viene dado por:

$$\Delta\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\Delta\Sigma_{11}^2 + \Delta\Sigma_{22}^2 + \Delta\Sigma_{33}^2 - \Delta\Sigma_{11} \cdot \Delta\Sigma_{22} - \Delta\Sigma_{22} \cdot \Delta\Sigma_{33} - \Delta\Sigma_{33} \cdot \Delta\Sigma_{11} + 3(\Delta\Sigma_{12}^2 + \Delta\Sigma_{23}^2 + \Delta\Sigma_{31}^2)} \quad (\text{C.4.2-4})$$

o alternativamente por:

$$\Delta\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{(\Delta\sigma)_1^2 + (\Delta\sigma)_2^2 + (\Delta\sigma)_3^2 - \Delta\sigma_1 \cdot \Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_2 \cdot \Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_3 \cdot \Delta\sigma_1} \quad (\text{C.4.2-5})$$

NOTA El criterio C.7.3-1 requiere que se determine el valor máximo de $\Delta\sigma_{\text{eq}}$. Cuando hay aplicada más de una carga que varían independientemente y/o cambian las direcciones principales, la identificación de las dos condiciones de carga a y b que hacen máxima $\Delta\sigma_{\text{eq}}$ puede ser difícil; puede ser necesario recurrir a un proceso de cálculo por tanteo.

C.4.3 Tensión total – tensiones elementales

El estado de tensiones debido a una carga dada lo definen las seis tensiones elementales σ_{ij} determinadas sobre una base elástica por medio de un cálculo de un método experimental de acuerdo con los requisitos del apartado C.4.5.

Estas tensiones deben expresarse en un sistema de coordenadas locales O, X_1 , X_2 , X_3 designado, unido al segmento de la línea de soporte definido en el apartado C.4.4.1. El eje X_3 es el que contiene el segmento de la línea de soporte, estando situado el origen O en el centro de este segmento y x_3 es la posición de cualquier punto de este segmento medida desde el origen (véase la figura C-1).

El sistema de tensiones así definido se denomina "tensión total" porque incluye todas las partes en las cuales las tensiones tienen que dividirse en el marco del método de este anexo (es decir, las tensiones de membrana, de flexión y de pico).

La tensión total debe determinarse, en un punto dado, para cada carga que se tenga que tener en cuenta.

C.4.4 Descomposición de tensiones

C.4.4.1 Segmento de la línea de soporte

La descomposición de las tensiones elementales, que se describe a continuación, debe llevarse a cabo a través del espesor de la pared y a lo largo de un segmento que se denomina "segmento de la línea de soporte".

El segmento de la línea de soporte, de longitud h , es el segmento más pequeño que une los dos lados de la pared (véase la figura C-1). Fuera de las regiones de grandes discontinuidades estructurales, el segmento de la línea de soporte es normal a la superficie media de la pared; por tanto, su longitud h es igual al espesor de análisis de la pared.

C.4.4.2 Tensión de membrana

La tensión de membrana $\sigma_{j,m}$ es la parte de la tensión, constante a lo largo del segmento de la línea de soporte, que es igual al valor medio de las tensiones elementales σ_{ij} a lo largo de este segmento de la línea de soporte:

$$(\sigma_{ij})_m = \frac{1}{h} \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_{ij} \cdot dx_3 \quad (\text{C.4.4-1})$$

C.4.4.3 Tensión de flexión

La tensión de flexión $\sigma_{ij,b}$ es la parte de la tensión que varía linealmente a través del espesor de la pared y que viene dado por la fórmula siguiente:

$$(\sigma_{ij})_b = \frac{12 \cdot x_3}{h^3} \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_{ij} \cdot x_3 \cdot dx_3 \quad (\text{C.4.4-2})$$

Para un análisis de tensiones de acuerdo con este anexo, sólo se deben considerar los valores máximos de $\sigma_{ij,b}$ iguales y de signo opuesto en cada lado de la pared, es decir, en ambos extremos del segmento de la línea de soporte Para este caso:

$$(\sigma_{ij})_b = \pm \frac{6}{h^2} \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_{ij} \cdot x_3 \cdot dx_3 \quad (\text{C.4.4-3})$$

C.4.4.4 Tensión linealizada

La tensión linealizada $\sigma_{ij,l}$ es la parte de la tensión resultante de la suma de las tensiones de membrana y de flexión:

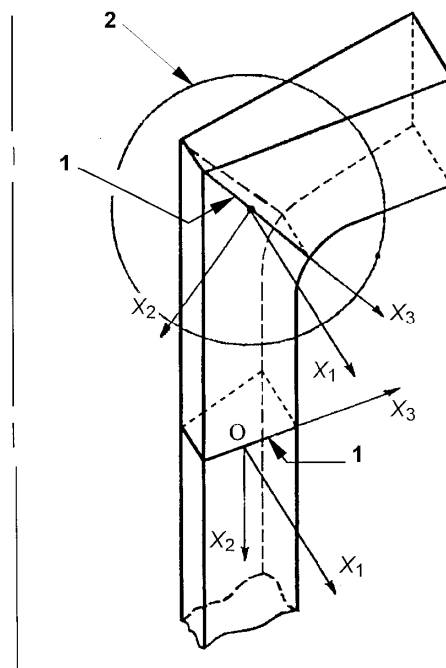
$$\sigma_{ij,l} = \sigma_{ij,m} + \sigma_{ij,b} \quad (\text{C.4.4-4})$$

C.4.4.5 Tensión de no linealidad

La tensión de no linealidad $\sigma_{ij,nl}$ es la parte de la tensión resultante de la diferencia entre la tensión total y la tensión linealizada:

$$\sigma_{ij,nl} = \sigma_{ij} - \sigma_{ij,l} = \sigma_{ij} - [\sigma_{ij,m} + \sigma_{ij,b}] \quad (\text{C.4.4-5})$$

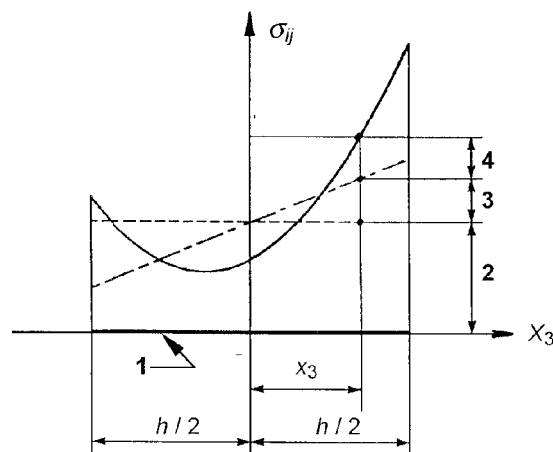
La figura C-2 muestra la descomposición de las tensiones elementales descrita anteriormente. Con objeto de evitar posibles confusiones entre tensiones globales y locales de flexión, se ha ilustrado en la figura C-3 un ejemplo de aplicación de la descomposición de tensiones al caso particular de tensiones longitudinales en una envolvente cilíndrica sometida a un momento de flexión externo.



Leyenda

- 1 Segmento de la línea de soporte
- 2 Gran discontinuidad estructural

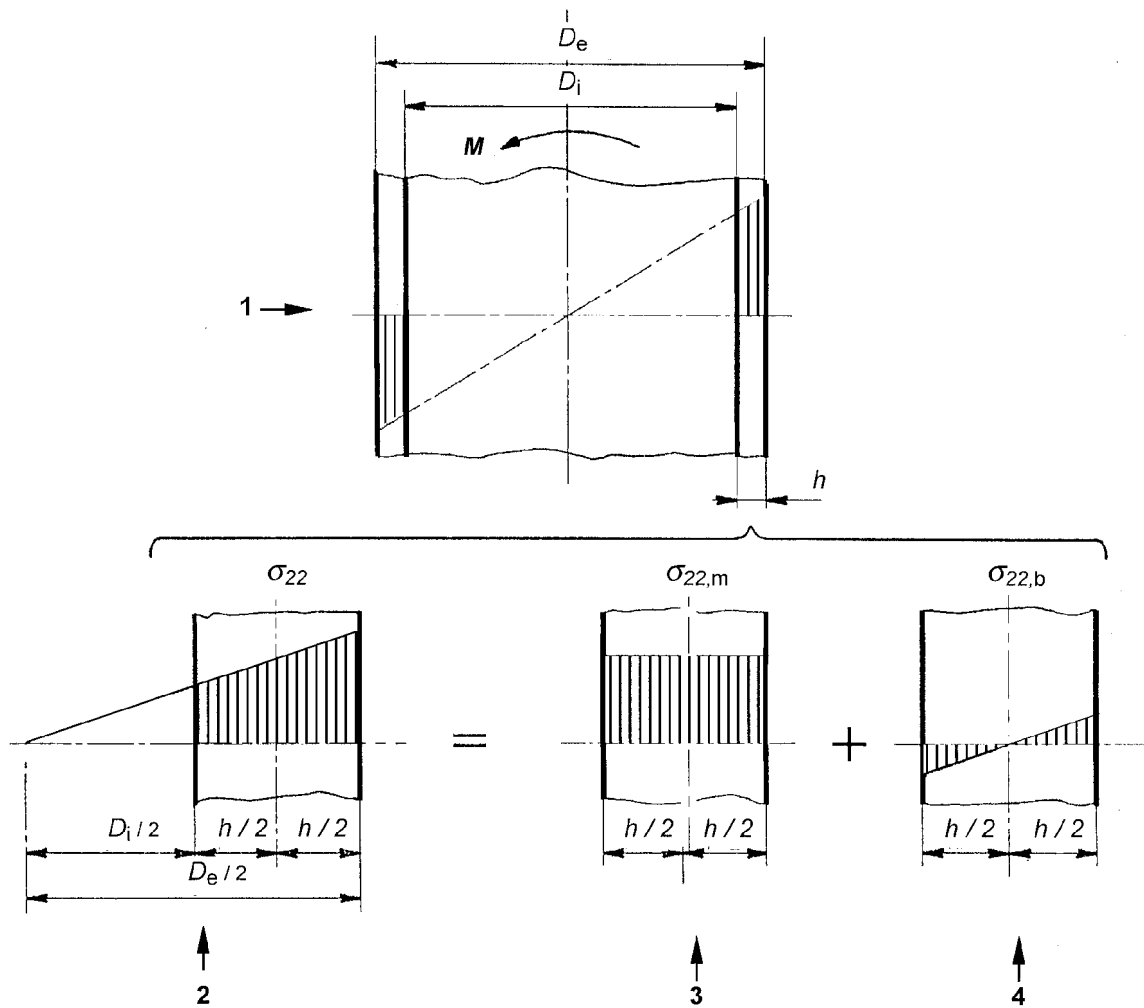
Figura C-1 – Segmento de la línea de soporte y ejes locales en los que se expresan las tensiones elementales



Leyenda

- 1 Segmento de la línea de soporte
- 2 Tensión de membrana $\sigma_{ij,m}$
- 3 Tensión de flexión $\sigma_{ij,b}$
- 4 Tensión de no linealidad $\sigma_{ij,nl}$

Figura C-2 – Descomposición de una tensión elemental



Leyenda

- 1 Distribución de tensiones longitudinales a lo largo de la sección transversal de la envolvente
- 2 Distribución de tensiones longitudinales a lo largo del espesor de la pared

3 Tensión de membrana:
$$\sigma_{22,m} = \frac{16 M (D_e + D_i)}{\pi (D_e^4 - D_i^4)}$$

4 Tensión de flexión:
$$\sigma_{22,b} = \pm \frac{16 M (D_e - D_i)}{\pi (D_e^4 - D_i^4)}$$
 (a cada lado de la pared)

Figura C-3 – Descomposición de la tensión longitudinal en el caso particular de una envolvente cilíndrica sometida a un momento flector externo M

(para este caso particular, la tensión longitudinal σ_{22} es una tensión principal)

C.4.5 Requisitos relativos a los métodos para determinar tensiones

C.4.5.1 Hipótesis de elasticidad lineal

Las tensiones elementales deben determinarse de acuerdo con las hipótesis de la elasticidad lineal:

- el comportamiento del material es lineal elástico de acuerdo con la ley de Hooke;
- el material es isótropo;
- los desplazamientos y deformaciones son pequeños (teoría de primer orden).

C.4.5.2 Selección de métodos para determinar tensiones

La elección del método utilizado para determinar tensiones es responsabilidad del fabricante. El método en cuestión puede ser numérico, analítico o posiblemente experimental.

Los requisitos siguientes únicamente son aplicables a métodos para determinar tensiones por cálculo.

Cuando el recipiente estudiado está formado por componentes que pueden clasificarse como envolventes y placas, los métodos de cálculo que describen el estado de esos componentes utilizando parámetros mecánicos globales (es decir, deformaciones generalizadas y tensiones resultantes en una sección, correspondientes a deformación lineal y distribución de tensiones a través del espesor de la pared), son generalmente aceptables.

Esto es especialmente cierto para:

- recipientes para los cuales no se requiere un análisis de fatiga de acuerdo con el capítulo 18;
- recipientes o partes de recipientes para los cuales se requiere dicho análisis pero sin ser necesaria una evaluación de las tensiones de pico (por ejemplo, todos los casos en los que las zonas de fatiga críticas están situadas en uniones soldadas);
- recipientes o partes de recipientes para los cuales la evaluación las tensiones de pico para utilizarlos según el capítulo 18, se puede realizar utilizando factores adecuados de concentración de tensiones, aplicados a las tensiones linealizadas obtenidas según estos métodos.

El análisis de depósitos de pared gruesa o de partes de depósitos gruesas, especialmente bajo cargas térmicas, puede requerir el uso de modelos refinados (medio continuo bidimensional o tridimensional que permitan el análisis de tensiones reales no lineales o distribuciones de fatiga a través del espesor de la pared).

En todos los casos, la exactitud o el conservadurismo de los métodos utilizados debe ser adecuado para asegurar una buena representación de las tensiones calculadas con relación a las requeridas por el análisis. A este respecto, se recomienda el uso de procedimientos probados y reconocidos.

C.5 Clasificación de tensiones

Las tensiones determinadas mediante análisis deben clasificarse de acuerdo con las distintas categorías cuyas definiciones se dan en el capítulo C.2. En algunos casos, la interpretación de estas definiciones puede ser problemática y, en gran medida, depende del juicio del analista.

Con objeto de limitar esta dificultad, la tabla C-2 prescribe la clasificación a utilizar para cierto número de configuraciones que cubren la mayoría de los casos corrientes.

La información dada en esta tabla se refiere a tensiones calculadas de acuerdo con los requisitos del apartado C.4.5.

Para el análisis de disposiciones geométricas o cargas especiales, para las cuales las clasificaciones propuestas en estas tablas no serían adecuadas, es admisible desviarse de ellas, siempre que las clasificaciones alternativas se justifiquen por medio de referencia directa a las definiciones dadas en el capítulo C.2.

Tabla C-2 – Clasificación de tensiones en algunos casos típicos

Componente del recipiente	Región considerada	Tipo de tensión	Origen de la tensión		
			Cargas mecánicas		Cargas térmicas ¹⁾ , desplazamientos restringidos o impuestos
			Presión y cargas globales ²⁾	Otras cargas mecánicas	
Envolvente cilíndrica, esférica, cónica o toroidal	Región alejada de cualquier gran discontinuidad estructural o del punto de aplicación de una carga externa local	$\sigma_{ij,m}$	P_m		Q_m ³⁾
		$\sigma_{ij,b}$	Q_b ⁴⁾	P_b	Q_b
	proximidad de una unión con otra envolvente, un fondo, una brida o del punto de aplicación de una carga externa local proximidad de una abertura (con o sin manguito) ^{5) 6)}	$\sigma_{ij,m}$	P_L		Q_m
		$\sigma_{ij,b}$	Q_b	P_b ⁵⁾	Q_b
Fondo cóncavo, torisférico o elipsoidal	Región central fuera de la proximidad de una abertura o del punto de aplicación de una carga externa local	$\sigma_{ij,m}$	P_m		Q_m ³⁾
		$\sigma_{ij,b}$	P_b		Q_b
	Región central en la proximidad de una abertura (con o sin manguito) ^{5) 6)} o del punto de aplicación de una carga externa local región periférica ⁷⁾	$\sigma_{ij,m}$	P_L		Q_m
		$\sigma_{ij,b}$	Q_b	P_b ⁵⁾	Q_b
Fondo plano, pared plana	Región alejada de cualquier gran discontinuidad estructural; proximidad de una abertura (con o sin manguito) ⁵⁾	$\sigma_{ij,m}$	P_m		Q_m ³⁾
		$\sigma_{ij,b}$	P_b		Q_b
	Proximidad de bordes o de un nervio	$\sigma_{ij,m}$	P_m		Q_m
		$\sigma_{ij,b}$	Q_b	Q_b	Q_b
Pared perforada (envolvente o placa) ¹⁰⁾	Ligamento aislado	$\sigma_{ij,m}$ ⁹⁾	P_L o P_m ⁸⁾		Q_m
		$\sigma_{ij,m}$ ⁹⁾	Q_b	P_b ⁵⁾	Q_b
	Ligamento en una región con perforaciones múltiples y próximas	$\sigma_{ij,m}$ ⁹⁾	P_m		Q_m
		$\sigma_{ij,b}$ ⁹⁾	P_b		Q_b
Manguito	Región alejada de la unión a la pared del recipiente	$\sigma_{ij,m}$	P_m		Q_m ³⁾
		$\sigma_{ij,b}$	Q_b ⁴⁾	P_b	Q_b
	Proximidad de la unión a una envolvente o fondo cóncavo ⁶⁾	$\sigma_{ij,m}$	P_L		Q_m
		$\sigma_{ij,b}$	Q_b	P_b ⁵⁾	Q_b
	Proximidad de la unión a un fondo plano o pared plana ¹¹⁾	$\sigma_{ij,m}$	P_L		Q_m
		$\sigma_{ij,b}$	P_b o Q_b ¹²⁾	P_b ⁵⁾	Q_b

1) a 12): Véase la página siguiente.

Notas al pie de la tabla C-2:

- 1) Las cargas de las tuberías actuando sobre el recipiente debido a la dilatación térmica del sistema de tuberías se deben considerar como cargas mecánicas (a considerar bajo el encabezamiento "otras cargas mecánicas").
- 2) Las cargas globales son los momentos flectores, fuerzas axiales o fuerzas de cortadura globales definidas en el capítulo 16.
- 3) Para regiones alejadas de grandes discontinuidades estructurales, la clasificación de tensiones de membrana debidas a cargas térmicas o desplazamientos restringidos o impuestos de la categoría Q_m conduce a deformaciones plásticas que se producen en estas regiones durante los primeros ciclos de carga, en cualquier punto donde las tensiones primarias + secundarias equivalentes de membrana sean superiores que el límite elástico del material.

En relación con los modos de fallo cubiertos por las reglas de este anexo, la resistencia del recipiente no se ve afectada por estas deformaciones plásticas; sin embargo, debido a estas deformaciones, el uso de tensiones calculadas sobre una base elástica no es correcto para evaluar el riesgo de inestabilidad elástica o elástica-plástica (pandeo).

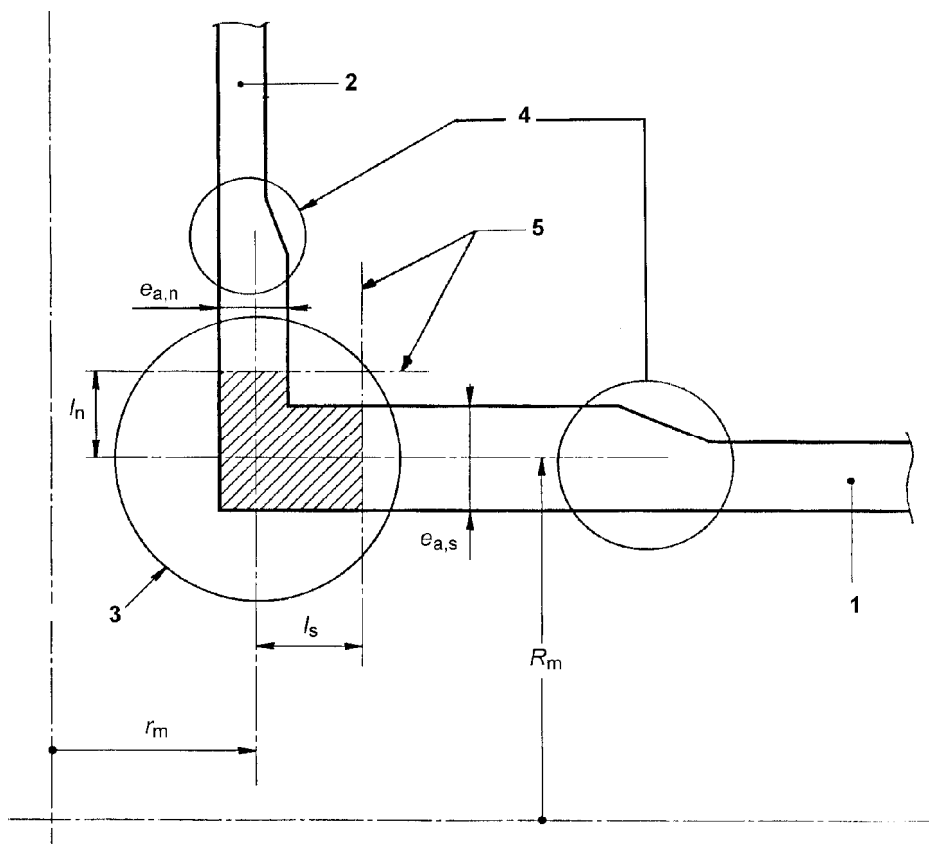
Por consiguiente, si hay regiones del recipiente donde debe considerarse el riesgo de inestabilidad y si este riesgo puede aumentar por la redistribución de tensiones asociadas con las deformaciones plásticas mencionadas anteriormente, no se debe permitir dichas deformaciones plásticas.

Esta condición se cumple asegurándose de que en las regiones alejadas de cualquier gran discontinuidad estructural o de carga, las tensiones primarias + secundarias equivalentes de membrana $(\sigma_{eq}) (P + Q)_m$ (una tensión equivalente correspondiente a $\left[\left(\sum_{ij} \right) P_m \text{ o } \left(\sum_{ij} \right) PL \right] + \left(\sum_{ij} \right) Q_m$) satisface la relación:

$$(\sigma_{eq}) (P + Q)_m \leq 1,5f \quad (C.6-1)$$

- 4) La categoría apropiada debe ser P_b en lugar de Q_b cuando la envolvente no sea axisimétrica (ejemplo: envolvente cónica oblicua, cilindro de sección transversal elíptica).
- 5) La clasificación de tensiones flectores en la categoría P_b asegura que no se puede producir ninguna deformación plástica en esta región considerada durante el servicio normal.
Si se producen pequeñas deformaciones plásticas durante los primeros ciclos de carga que no sean perjudiciales para el recipiente (por ejemplo, en relación con la funcionalidad o requisitos estéticos), se permite la clasificación en la categoría Q_b porque estas deformaciones no afectan a la resistencia de la región afectada.
- 6) Véase la figura C-4.
- 7) Para un fondo torisférico, aunque hay dos discontinuidades periféricas distintas (uniones envolvente esférica- envolvente toroidal y envolvente toroidal- envolvente cilíndrica), el patrón de las tensiones es generalmente tal que sólo se produce una región de tensiones primarias locales de membrana en el borde.
Cuando las dimensiones relativas y el espesor de componentes esféricos, toroidales y cilíndricos sean tales que puedan presentarse dos de tales regiones, la clasificación dada aquí para la "región periférica" se aplican en la proximidad de cada discontinuidad, la región intermedia tiene que clasificarse como "región alejada de cualquier gran discontinuidad estructural" y deben satisfacerse las reglas relativas a la separación de las regiones de tensiones primarias de membrana.
- 8) P_m para una pared plana. P_L para una pared que no sea plana.
- 9) Para este caso particular, el valor de la tensión a conservar será el valor medio a través de la anchura del ligamento.
- 10) El efecto de las perforaciones deben tenerse en cuenta en el cálculo de tensiones.
- 11) Para cualquier abertura con manguito y un fondo plano o una pared plana, para la cual el concepto de "región de tensiones primarias locales de membrana" no tenga sentido, la extensión meridional de la región de tensiones primarias locales de membrana que puede producirse en la base de manguito, debe medirse, para el manguito, desde la superficie exterior del fondo o de la pared.
- 12) P_b cuando se tenga en cuenta la resistencia del manguito para el cálculo de las tensiones que actúan sobre el fondo plano o sobre la pared plana; en caso contrario, Q_b .

La primera solución, conservadora para el manguito, sólo tiene interés en la práctica si teniendo en cuenta la resistencia del manguito se llega a una disminución importante del espesor del fondo plano o de la pared plana.



Leyenda

- 1 Envolverte
- 2 Manguito
- 3 Región de la base del manguito
- 4 Regiones de transición de espesor
- 5 Límites de la región de tensiones de membrana primarias locales

NOTA Esta figura muestra el caso de una abertura con un manguito en una envolverte cilíndrica. También puede aplicarse al caso de una abertura con manguito en una envolverte esférica, cónica o toroidal o en la región central de un fondo cóncavo (R_m es el radio de curvatura medio circunferencial). Se aplica también al caso de una abertura sin manguito (para este caso $e_{a,n} = 0$). No se aplica a una abertura en un fondo plano o en una pared plana; para estos casos, véase la nota al pie⁽¹⁾ de la tabla C.2.

Cuando el nivel de tensiones actuando en la proximidad de una abertura sea tal que se produzca una región de tensiones primarias locales de membrana. La extensión de esta región, medida teniendo en cuenta ambos lados de la discontinuidad manguito- envolverte, debe satisfacer la condición:

$$l_s + l_n \leq \frac{\sqrt{R_m \cdot e_{a,s}} + \sqrt{r_m \cdot e_{a,n}}}{2} \tag{C.6-2}$$

Las posibles transiciones de espesor que puedan producirse entre una parte reforzada y una parte no reforzada del manguito y/o de la envolverte no implican habitualmente regiones de tensiones primarias locales de membrana.

Cuando por disposiciones especiales geométricas o de carga se presenten tales regiones en la proximidad de estas transiciones, deben cumplirse las condiciones del apartado C.7.3 relativas a la separación entre regiones adyacentes de tensiones primarias locales de membrana, especialmente respecto a la separación desde la región primaria local de membrana adyacente en la base del manguito.

Figura C-4 – Abertura en una envolverte

C.6 Procedimiento de análisis de tensiones

El procedimiento a seguir para un análisis de tensiones es el siguiente:

- Paso 1: Para cada punto de la región estudiada, calcular las tensiones elementales resultantes de cada carga que actúa sobre la pared del recipiente para cada condición de carga a considerar.

Estos cálculos deben realizarse de acuerdo con los requisitos del apartado C.4.5.

Las condiciones de carga a considerar son:

- las condiciones de carga de todos los tipos (funcionamiento normal, funcionamiento excepcional, prueba de funcionamiento a plena carga) para los cuales pueda ser determinante el nivel de tensiones mediante los criterios de evaluación del apartado C.7.2 (paso 7).
- las condiciones normales de funcionamiento entre las cuales la variación de tensiones pueda ser determinante mediante los criterios de evaluación del apartado C.7.3-1 (paso 9).
- Paso 2: Descomponer las tensiones σ_{ij} calculadas anteriormente, de acuerdo con los requisitos del apartado C.4.4, en:
 - tensión de membrana: $\sigma_{ij,m}$,
 - tensión de flexión: $\sigma_{ij,b}$.

La tensión de flexión a tener en cuenta para el análisis es la tensión a ambos lados de la pared, es decir, en los dos extremos del segmento de la línea de soporte (dos valores iguales con signos opuestos).

- Paso 3: De acuerdo con las directivas del capítulo C.5, clasificar estas tensiones en las distintas categorías definidas en el capítulo C.2:
 - tensión primaria general de membrana (P_m);
 - tensión primaria local de membrana (P_L);
 - tensión primaria de flexión (P_b);
 - tensión secundaria de membrana (Q_m);
 - tensión secundaria de flexión (Q_b).

Después de esta clasificación, la tensión $\sigma_{ij,m}$ se designa $(\sigma_{ij})P_m$, $(\sigma_{ij})P_L$, o $(\sigma_{ij})Q_m$ y la tensión $\sigma_{ij,b}$ se designa $(\sigma_{ij})P_b$ o $(\sigma_{ij})Q_b$.

- Paso 4: Calcular la suma de las tensiones clasificadas de esta manera para el conjunto de cargas que actúan simultáneamente en la condición de carga considerada.

Las tensiones resultantes de esta suma se designan: $(\Sigma_{ij})P_m$, $(\Sigma_{ij})P_L$, $(\Sigma_{ij})P_b$, $(\Sigma_{ij})Q_m$, $(\Sigma_{ij})Q_b$

- Paso 5: De esto, se deduce:
 - a) la tensión primaria, general o local, de membrana (dependiendo del punto considerado):

$$(\Sigma_{ij})P_m \text{ o } (\Sigma_{ij})P_L.$$

b) la tensión primaria total $(\Sigma_{ij})P$:

$$(\Sigma_{ij})P = [(\Sigma_{ij})P_m, \text{ o } (\Sigma_{ij})P_L] + (\Sigma_{ij})P_b \quad (\text{C.6-1})$$

c) la tensión primaria + secundaria $(\Sigma_{ij})P+Q$:

$$(\Sigma_{ij})P + Q = [(\Sigma_{ij})P_m, \text{ o } (\Sigma_{ij})P_L] + (\Sigma_{ij})P_b + (\Sigma_{ij})Q_m + (\Sigma_{ij})Q_b \quad (\text{C.6-2})$$

– **Paso 6:** De acuerdo con el apartado C.4.1, calcular los siguientes tensiones equivalentes:

- $(\sigma_{eq})P_m$, equivalente a las tensiones $(\Sigma_{ij})P_m$, o, dependiendo del punto considerado, $(\sigma_{eq})P_L$, equivalente a las tensiones $(\Sigma_{ij})P_L$,
- $(\sigma_{eq})P$, equivalente a las tensiones $(\Sigma_{ij})P$

– **Paso 7:** Se verifica la admisibilidad de estas tensiones equivalentes en relación con los criterios del apartado C.7.2.

– **Paso 8:** Para cada conjunto de dos condiciones de carga de funcionamiento normales que puedan ser determinantes, calcular la tensión primaria + secundaria $\Delta(\Sigma_{ij})P + Q$ y luego, según lo indicado en el apartado C.4.2, calcular el intervalo de tensiones equivalentes correspondiente $\Delta(\sigma_{eq})P + Q$.

El conjunto de condiciones de carga a conservar es el que dé por resultado el mayor valor de $\Delta(\sigma_{eq})P + Q$.

– **Paso 9:** Se verifica la admisibilidad del intervalo de tensiones resultantes equivalentes $\Delta(\sigma_{eq})P + Q$ respecto a los criterios del apartado C.7.3.

El procedimiento detallado anteriormente, se refiere a la evaluación respecto a carga estática. Si se requiere una evaluación de fatiga, debe añadirse el paso siguiente:

– **Paso 10:** Se verifica la admisibilidad de las cargas cíclicas, utilizando las tensiones pertinentes (tensiones primarias + secundarias en uniones soldadas, tensiones primarias + secundarias + de pico en zonas no soldadas), de acuerdo con el capítulo 17 o el capítulo 18, según proceda.

NOTA El procedimiento detallado para establecer las características de los ciclos de tensiones a considerar se define en estos capítulos.

C.7 Criterios de evaluación

C.7.1 Generalidades

El diseño completo debe cumplir básicamente los criterios de tensiones indicados en los apartados C.7.2 y C.7.3. Estos criterios se ilustran de forma esquemática en la tabla C-3.

En algunos casos, es posible la relajación de los criterios del apartado C.7.3-1, en las condiciones indicadas en el apartado C.7.4.

Si existen tensiones de compresión, debe evaluarse el pandeo. Para presión externa, véanse las reglas aplicables en el capítulo 8.

NOTA Los requisitos funcionales pueden establecer limitaciones sobre las deformaciones admisibles.

Tabla C-3 – Ilustración de criterios de evaluación

Categorías de tensiones					
	Tensión primaria			Tensión secundaria de membrana + flexión	Tensión de pico
	Tensión general de membrana	Tensión local de membrana	Tensión de flexión		
Descripción (para ejemplos prácticos, véase la tabla C-2)	Tensión primaria principal calculada a través del espesor de la pared sin tener en cuenta discontinuidades ni concentraciones de tensiones. Causado únicamente por cargas mecánicas.	Tensión primaria principal calculada a través del espesor de la pared teniendo en cuenta grandes discontinuidades pero no concentraciones de tensiones. Causado únicamente por cargas mecánicas.	Componente de tensión primaria proporcional a la distancia desde el centroide de la sección maciza de la pared. No incluye discontinuidades ni concentraciones de tensiones. Causado únicamente por cargas mecánicas.	Tensión autoequilibrante necesaria para satisfacer la continuidad de la estructura. Se produce en grandes discontinuidades pero no incluye concentraciones de tensiones. Puede ser causado por cargas mecánicas y efectos térmicos.	a) Adición a tensiones primarias o secundarias a causa de concentración de tensiones. b) Ciertas tensiones térmicas que pueden causar fatiga pero no deformación.
Símbolo	P_m	P_L ¹⁾	P_b	Q (= $Q_m + Q_b$)	F
Evaluación frente a carga estática	<p>_____ = cargas de diseño ----- = cargas de funcionamiento</p>				
Evaluación de fatiga (únicamente si es necesaria)	Evaluación 4) basada en:				
	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> $(\Delta\sigma_{eq})P+Q$ o máx. $(\Delta\sigma)$ </div> <div style="font-size: 2em;">o</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> $(\Delta\sigma_{eq})P+Q+F$ </div> </div>				

- 1) $P_L = P_m$ no se produce en el punto en cuestión.
- 2) En los criterios de evaluación dados en las ecuaciones (C.7.2-1) a (C.7.2-3), el valor de la tensión de diseño nominal f debe ser el pertinente para la condición de carga considerada (funcionamiento normal, funcionamiento excepcional, prueba de funcionamiento a plena carga) según lo definido en el capítulo 6.
- 3) Si $(\Delta\sigma_{eq})P + Q$ es superior a $3f$, véase el apartado C.7.6.
- 4) En la evaluación de la fatiga deben considerarse todos los ciclos aplicados de diversos tipos, caracterizado cada uno de ellos por su propio intervalo de tensiones pertinente (véanse las notas al pie 5 y 6), temperatura media y tensión media (si procede). Normalmente debería utilizarse el capítulo 18 (evaluación detallada de la fatiga).
- 5) El intervalo de tensiones primarias + secundarias (denominado "intervalo de tensiones estructurales" en el capítulo 18 relativo a la evaluación detallada de la fatiga) se aplica a la evaluación de uniones soldadas. En ese caso, puede utilizarse el intervalo de tensiones equivalente $(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q}$ o el intervalo de tensiones principales $(\Delta\sigma)$.
- 6) El intervalo de tensiones primarias + secundarias + de pico, denominado "intervalo de tensiones totales (entalla)" en el capítulo 18 relativo a la evaluación detallada de la fatiga, se aplica a la evaluación de partes sin soldar.
- 7) Debería observarse que, dependiendo del modelo utilizado, los programas de ordenador dan normalmente las tensiones primarias + secundarias directamente $(P + Q)$ o las tensiones primarias + secundarias + de pico $(P + Q + F)$.

C.7.2 Limitación de tensiones primarias equivalentes

Las tensiones primarias de membrana equivalentes deben satisfacer, para todas las condiciones de carga, las relaciones:

$$(\sigma_{\text{eq}})P_m \leq f \quad (\text{C.7.2-1})$$

$$(\sigma_{\text{eq}})P_L \leq 1,5f \quad (\text{C.7.2-2})$$

$$(\sigma_{\text{eq}})P \leq 1,5f \quad (\text{C.7.2-3})$$

El valor de f a conservar debe ser el que sea coherente con el tipo de condición de carga considerada (funcionamiento normal, funcionamiento excepcional, prueba de funcionamiento a plena carga) y debe tomarse a la temperatura de cálculo de esa condición.

Además, deben satisfacerse las condiciones siguientes en el espacio entre regiones adyacentes de tensiones primarias locales de membrana.

- dos regiones adyacentes de tensiones primarias locales de membrana que sean superiores a 1,1 veces la tensión de diseño nominal f deben estar a una distancia mínima de $2,5\sqrt{R \cdot e_a}$ en dirección meridional. Aquí, R es el radio de curvatura de la superficie media y e_a el espesor de análisis de la pared;
- las regiones discretas de tensiones primarias locales de membrana (por ejemplo, los resultantes de cargas concentradas actuando sobre soportes), donde la tensión de membrana equivalente sea superior a 1,1 veces la tensión nominal de diseño f , deben estar separadas de manera que no exista solapamiento de estas regiones.

C.7.3 Limitación de intervalos de tensiones equivalentes resultantes de tensiones primarias + secundarias

El intervalo de tensiones equivalentes resultantes de la variación de tensiones primarias + secundarias entre dos condiciones de funcionamiento normales cualquiera debe satisfacer en todos los puntos la relación:

$$(\Delta\sigma_{\text{eq}})P + Q \leq 3f \quad (\text{C.7.3-1})$$

El valor de f a conservar debe ser el correspondiente a condiciones de carga del tipo de funcionamiento normal, pero como una excepción a la definición correspondiente dada en el capítulo 6, su determinación debe basarse solamente en el límite elástico del material, es decir:

- para aceros distintos de los aceros austeníticos según el apartado 6.2: $R_{p0,2/T}$
- para aceros austeníticos según los apartados 6.3 ó 6.4: $R_{p1,0/T}$

y se debe tomar a la temperatura siguiente:

$$T^* = 0,75 \cdot T_{\text{máx.}} + 0,25 \cdot T_{\text{mín.}} \quad (\text{C.7.3-2})$$

donde $T_{\text{máx.}}$ y $T_{\text{mín.}}$ son respectivamente las temperaturas de cálculo más alta y más baja de las 2 condiciones de funcionamiento normal consideradas.

C.7.4 Alternativa a la limitación de tensiones equivalentes e intervalos de tensiones equivalentes

Son admisibles desviaciones de las limitaciones precedentes de tensiones equivalentes e intervalos de tensiones equivalentes si se demuestra por otros medios que el componente cumple el margen de seguridad requerido contra gran deformación plástica y deformación plástica progresiva indicados en el anexo B (por ejemplo, mediante ensayos en el componente, análisis plástico, o similares).

C.7.5 Limitación de tensiones primarias en caso de estado de tensiones triaxial

Cuando el análisis de tensiones conduzca a un estado de tensiones triaxial, debe satisfacerse adicionalmente la condición siguiente siempre que la tensión principal de tracción más pequeña sea superior a la mitad de la tensión principal de tracción más alta, para evitar la rotura frágil causada por la ductilidad limitada de dichos estados de tensiones:

$$\text{máx. } (\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3) \leq R_{p/T} \quad (\text{C.7.5-1})$$

donde $R_{p/T}$ es el valor de la resistencia a la rotura pertinente para la determinación de f (bien sea $R_{p0,2/T}$ o $R_{p1,0/T}$) a la temperatura de cálculo.

Este valor puede superarse si se demuestra mediante un análisis de mecánica de la rotura que se pueden aceptar valores más altos.

C.7.6 Análisis simplificado elástico- plástico

El intervalo de tensiones equivalentes resultante de la variación de las tensiones primarias + secundarias entre dos condiciones de funcionamiento normales puede ser superior a $3f$ a condición de que:

$$\text{a) } (\Delta\sigma_{\text{eq}})^2 P + Q \leq 3f \quad (\text{C.7.6-1})$$

donde

$(\Delta\sigma_{\text{eq}})^2 P + Q$ es el mismo intervalo de tensiones equivalentes, calculado sin tener en cuenta las tensiones de flexión de origen térmico;

f es el mismo coeficiente especificado en el apartado C7.3.

- b) se realice un análisis detallado de la fatiga de acuerdo con el capítulo 18. En este análisis, $(\Delta\sigma_{\text{eq}})^2 P + Q$ debe multiplicarse por el factor de corrección de plasticidad apropiado, de acuerdo con lo determinado a partir de ese capítulo (evaluación detallada de duración bajo fatiga);
- c) el material es tal que $R_p < 0,8 R_m$, siendo aquí R_p el valor del límite elástico pertinente para la determinación de f (bien sea $R_{p0,2}$ o $R_{p1,0}$) a temperatura ambiente;
- d) la ausencia de riesgo de aplastamiento incremental por "ratcheting" de tensiones térmicas en regiones de tensiones primarias generales de membrana se establece de acuerdo con el apartado C.7.7.

C.7.7 Prevención de aplastamiento incremental resultante de "ratcheting" térmico

C.7.7.1 Generalidades

El fenómeno de "ratcheting" térmico es el mecanismo de aplastamiento incremental que puede ocurrir en determinadas condiciones bajo los efectos de cargas térmicas cíclicas asociadas con una acción de presión permanente.

Da por resultado una deformación plástica que aumenta aproximadamente la misma cantidad en cada ciclo y conduce rápidamente a un valor inaceptable.

El cumplimiento del criterio C.7.3-1 garantiza la ausencia de "ratcheting" térmico.

El apartado C.7.7.3 proporciona una regla que, para los casos particulares de gradientes térmicos lineales o parabólicos, permite garantizar la ausencia de "ratcheting" térmico cuando no se cumple la condición del apartado C.7.3.

Esta regla es aplicable a las regiones de tensiones de membrana primarias generales. La ausencia de "ratcheting" térmico en esas regiones, asegura la ausencia de "ratcheting" térmico en regiones de discontinuidad.

C.7.7.2 Parámetros específicos

$(\sigma_{eq})_{P_m,P}$ es la tensión de membrana primaria general equivalente debido exclusivamente a la presión;

$(\Delta\sigma_{eq})_{(P+Q),T}$ es el intervalo de tensiones equivalentes primarias + secundarias debidas a carga térmica.

A partir de estas tensiones particulares, se definen los otros parámetros adimensionales siguientes:

$$x = \frac{(\sigma_{eq})_{P_m,P}}{1,5 f} \quad (C.7.7-1)$$

$$y = \frac{(\Delta\sigma_{eq})_{(P+Q),T}}{1,5 f} \quad (C.7.7-2)$$

La definición de f a considerar debe ser la definida en el apartado C.7.3, pero su valor se debe tomar a la temperatura de cálculo máxima alcanzada durante el ciclo.

C.7.7.3 Criterio de evaluación

Para una envolvente axisimétrica sometida a presión constante y sujeta a un gradiente térmico a través del espesor de la pared, no existe riesgo de fallo por aplastamiento incremental debido a "ratcheting" térmico si, en regiones de tensiones de membrana primarias generales, se satisfacen las relaciones siguientes:

a) gradiente térmico lineal:

– para $0,5 \leq x \leq 1$:

$$y \leq 4 (1 - x) \quad (C.7.7-3)$$

– para $0 \leq x \leq 0,5$:

$$y \leq 1/x \quad (C.7.7-4)$$

b) gradiente térmico parabólico:

– para $0,615 \leq x \leq 1$:

$$y \leq 5,21 (1 - x) \quad (C.7.7-5)$$

– para $0 \leq x \leq 0,615$:

y debe tomar un valor inferior al dado por la curva definida por los puntos siguientes:

para

$$x = \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5 \quad (C.7.7-6)$$

$$y = \quad 4,65 \quad 3,55 \quad 2,70$$

ANEXO D (Informativo)**VERIFICACIÓN DE LA FORMA DE RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESIÓN EXTERNA****D.1 Objeto**

Este anexo proporciona orientación sobre la determinación de la desviación respecto la forma de diseño de cilindros, conos y esferas.

D.2 Definiciones específicas

Ninguna.

D.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en los capítulos 4 y 8.

- L_1 es la longitud de la cuerda de una plantilla, véase la ecuación (D-1);
- L_2 es la longitud de referencia de la cuerda determinada a partir de la ecuación (D-4);
- l_i es el *i*ésimo coeficiente de influencia, véase la tabla D-1;
- N es el número de estaciones de medida (≥ 24);
- R_e es el radio de una plantilla externa;
- $R_{\text{máx.}}$ es el radio máximo de una esfera tal como se ha construido medido localmente;
- R_t es el radio de una plantilla interna;
- Y es la magnitud máxima de la separación entre la plantilla y la envolvente;
- δ_i es la lectura de la *i*ésima galga de cuerdas;
- ε_r es la desviación respecto al círculo medio determinada mediante una galga de cuerdas.

D.4 Métodos de medición

Pueden utilizarse técnicas de inspección tales como mediciones ópticas, por infrarrojos o láser para obtener medidas precisas de radios en todas las formas geométricas, es decir, cilindros, conos y esferas. También se describen otros métodos para geometrías específicas.

D.5 Secciones cilíndricas y cónicas**D.5.1 Generalidades**

Los tres métodos siguientes, detallados en los apartados D.5.2 a D.5.4 se aplican a cilindros y conos.

D.5.2 Medición directa

Los radios o diferencias respecto a un radio constante deberían medirse en un número par de intervalos igualmente espaciados alrededor de la circunferencia. El número de puntos debería ser suficiente para definir el perfil de la sección pero nunca inferior a 24.

Las mediciones pueden hacerse mediante técnicas de inspección, o girando un brazo internamente (véase la figura D-1) o girando el recipiente alrededor de su eje longitudinal y haciendo lecturas externas. El eje de rotación del brazo giratorio interno o del recipiente debería estar próximo al verdadero centro de la sección considerada.

Las mediciones radiales deberían hacerse con una precisión aproximada de 0,000 1R. A partir de ellas debería determinarse la ovalización, utilizando lo indicado en el anexo E.

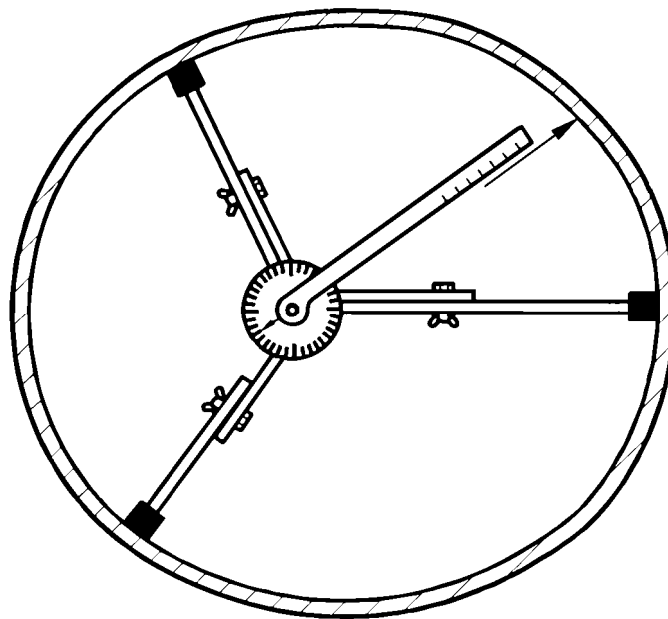


Figura D-1 – Brazo giratorio

D.5.3 Plantillas

El recipiente debería comprobarse por comparación con una plantilla interna o externa según se muestra en la figura D-2. La longitud de la cuerda de la plantilla debería ser la siguiente:

$$0,9 R \leq L_1 \leq 1,1 R \quad (\text{D-1})$$

Para una plantilla externa, R_e debería hacerse aproximadamente igual a 1,01 R. La anchura medida de la separación entre el recipiente y la plantilla debería estar comprendida entre los límites siguientes:

$$R_e - 1,002 R \leq Y \leq R_e - 0,998 R \quad (\text{D-2})$$

Para una plantilla interna, R_r debería hacerse aproximadamente igual a 0,99 R. La anchura medida de la separación entre el recipiente y la plantilla debería estar comprendida entre los límites siguientes:

$$0,998 R - R_r \leq Y \leq 1,002 R - R_r \quad (\text{D-3})$$

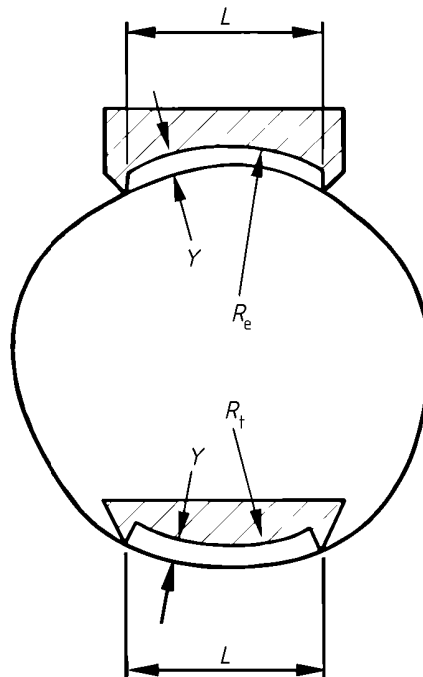


Figura D-2 – Plantillas interna y externa

D.5.4 Galga de cuerdas

D.5.4.1 Método

Las medidas con galga de cuerdas deberían hacerse en no inferior a 24 posiciones igualmente espaciadas en la circunferencia para obtener los valores de δ_i , las lecturas de la galga de cuerdas o elevación (véase la figura D-3). También se pueden utilizar diferencias respecto una elevación constante con el mismo resultado.

La longitud requerida de la galga de cuerdas viene dada por:

$$L_2 = \frac{4 \pi R}{N} \quad (\text{D-10})$$

Las lecturas deberían hacerse con una precisión de 0,1 mm.

Las desviaciones respecto al círculo medio pueden calcularse a partir de la fórmula:

$$\varepsilon_r = \sum_{i=0}^{N-1} \delta_i \cdot l_{(i-r)} \quad (\text{D-9})$$

donde l_i es un coeficiente de influencia. Para dos valores de N , los valores para l_r se indican en la tabla D-1.

NOTA 1 $l_S = l_{N-S}$ por ejemplo, $l_{10} = l_{14}$, con $N = 24$.

NOTA 2 La galga de cuerdas se denomina también galga de puente.

NOTA 3 Alternativamente, las desviaciones respecto al círculo medio pueden calcularse utilizando el método descrito en KENDRICK Shape imperfections in cylinders and spheres - their importance in design and methods of measurement (Imperfecciones de forma en cilindros y esferas - su importancia en el diseño y métodos de medida). *J. Strain Analysis for Eng. Design*, 12, nº 2, abril 1977.

El recipiente tiene una circularidad adecuada si el valor máximo de ε_r no es superior a $0,005 R$.

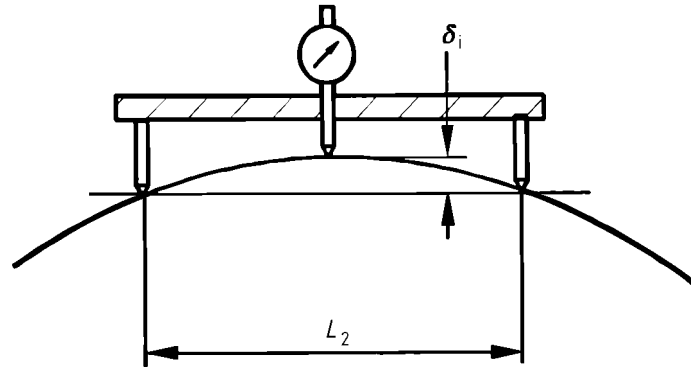


Figura D-3 –Galga de cuerdas o de puente

Tabla D.1 – Coeficientes de influencia

r	$N = 24$	$N = 48$	r	$N = 24$	$N = 48$	r	$N = 48$	r	$N = 48$
0	1,76100	3,6185	12	0,60124	-1,3835	24	1,2101	36	-1,3835
1	0,85587	2,6580	13	0,54051	-1,1944	25	1,1791	37	-1,5076
2	0,12834	1,7753	14	0,36793	-0,9544	26	1,0873	38	-1,5538
3	-0,38800	0,9834	15	0,11136	-0,6780	27	0,9385	39	-1,5107
4	-0,68359	0,2923	16	-0,18614	-0,3804	28	0,7385	40	-1,3689
5	-0,77160	-0,2910	17	-0,47097	-0,0763	29	0,4957	41	-1,1210
6	-0,68487	-0,7624	18	-0,68487	0,2201	30	0,2201	42	-0,7624
7	-0,47097	-1,1210	19	-0,77160	0,4957	31	-0,0763	43	-0,2910
8	-0,18614	-1,3689	20	-0,68359	0,7385	32	-0,3804	44	0,2923
9	0,11136	-1,5107	21	-0,38800	0,9385	33	-0,6780	45	0,9834
10	0,36793	-1,5538	22	0,12834	1,0873	34	-0,9544	46	1,7753
11	0,54051	-1,5076	23	0,85587	1,1791	35	-1,1944	47	2,6580

D.5.4.2 Ejemplo

Para un cilindro de 2 000 mm de radio medio se han obtenido las siguientes lecturas con galgas de cuerdas a intervalos de 15° a partir de la corona.

θ	0	15	30	45	60	75
δ (mm)	70,2	70,6	69,1	67,0	66,2	67,1
ε (mm)	6,5	8,4	5,0	-0,6	-4,0	-3,4
θ	90	105	120	135	150	165
δ (mm)	68,8	69,5	68,8	67,4	67,5	67,7
ε (mm)	-0,5	1,1	0,0	-2,2	1,0	-1,2
θ	180	195	210	225	240	255
δ (mm)	68,8	69,1	68,3	67,4	67,5	68,7
ε (mm)	1,4	2,7	1,9	0,8	1,0	2,4
θ	270	285	300	315	330	345
δ (mm)	69,6	69,1	67,4	65,9	66,1	68,1
ε (mm)	2,5	-0,3	-5,0	-7,9	-6,0	0,2

El valor de ε para $\theta = 0^\circ$ se ha obtenido sumando:

$$\varepsilon_0 = (70,2) (1,76100) + (70,6) (0,85587) + (69,1) (0,12834) + \dots + (68,1) (-0,85587) = 6,5 \quad (\text{D-11})$$

El valor de ε para $\theta = 105^\circ$ se ha obtenido sumando:

$$\varepsilon_7 = (70,2) (-0,47097) + (70,6) (-0,68487) + (69,1) (-0,77160) + \dots + (68,1) (-0,18614) = 1,1 \quad (\text{D-12})$$

En este ejemplo se puede ver que la desviación máxima respecto al círculo medio es de 8,4 mm y que se produce a $\theta = 15^\circ$ y es inferior a $0,005 R = 10$ mm.

D.6 Esferas y secciones esféricas

Para confirmar que la forma local está dentro del límite definido por $R_{\text{máx.}}$ en el apartado 8.7.2, debería hacerse una comprobación de toda la superficie esférica utilizando una plantilla con un arco cuya longitud sea de $2,4 \sqrt{R_{\text{máx.}} \cdot e_a}$ y comprobando que la desviación hacia el interior respecto a la forma de diseño no es superior a $0,72 \left(\frac{R_{\text{máx.}}}{R} - 1 \right) e_a$. Las comprobaciones pueden llevarse a cabo utilizando una galga de puente o una plantilla del radio nominal y midiendo la desviación.

Alternativamente, pueden llevarse a cabo comprobaciones utilizando plantillas con un radio de $R_{\text{máx.}}$ de la manera siguiente:

- 1) Plantilla interna. Si la plantilla se adapta a la chapa sin oscilar, el radio local será igual o inferior a $R_{\text{máx.}}$ y por tanto aceptable.
- 2) Plantilla externa. Si la plantilla se adapta a la chapa sin oscilar y hay una holgura en el centro de la plantilla, esto indica que el radio local es superior a $R_{\text{máx.}}$ y que por tanto es inaceptable.

NOTA En el caso de grandes recipientes montados en obra, las comprobaciones pueden hacerse en chapas después de prensadas y antes de la soldadura (sin embargo, debería tenerse cuidado para soportar las chapas que podrían deformarse si se apoyan incorrectamente mientras se realizan estas comprobaciones). Además, debería hacerse una comprobación después de la fabricación a lo largo de toda la longitud de todas las costuras, utilizando una plantilla de longitud de arco $2,4 \sqrt{R_{\text{máx.}} \cdot e}$, y cubriendo por igual en ambos lados la costura soldada. Si surge cualquier duda relativa a la forma local lejos de la costura soldada o a lo largo de ella, esto debería ser objeto de una verificación adicional.

La tabla D-2 expresa las tolerancias básicas especificadas en el apartado 8.7 en términos de desviaciones admisibles hacia dentro para utilizarlas con la plantilla anterior. La tabla D-2 muestra también la desviación y la penalización correspondiente sobre la presión de diseño para tolerancias mayores.

La tabla D-3 da las desviaciones máximas recomendadas apropiadas para una gama de esferas y secciones esféricas.

Tabla D-2 – Desviaciones locales máximas admisibles respecto a la forma de diseño

Expresadas como un radio	Expresadas como una desviación hacia adentro respecto a la forma de diseño	Factor de reducción de la presión de diseño
$[R_{\text{máx.}}]$	$\left[0,72 \left(\frac{R_{\text{máx.}}}{R} - 1 \right) \right] e$	$\left[\frac{R_{\text{máx.}}}{1,3 R} \right]^2$
1,30 <i>R</i>	0,216 <i>e</i>	1,00
1,40 <i>R</i>	0,288 <i>e</i>	1,16
1,50 <i>R</i>	0,360 <i>e</i>	1,33
1,60 <i>R</i>	0,432 <i>e</i>	1,51
1,70 <i>R</i>	0,504 <i>e</i>	1,71
1,80 <i>R</i>	0,576 <i>e</i>	1,92
1,90 <i>R</i>	0,648 <i>e</i>	2,14
2,00 <i>R</i>	0,720 <i>e</i>	2,37
2,10 <i>R</i>	0,792 <i>e</i>	2,61
2,20 <i>R</i>	0,864 <i>e</i>	2,86
2,30 <i>R</i>	0,936 <i>e</i>	3,13
2,40 <i>R</i>	1,008 <i>e</i>	3,41
2,50 <i>R</i>	1,080 <i>e</i>	3,70

NOTA Se pueden obtener valores intermedios mediante interpolación lineal.

Tabla D-3 – Desviación máxima admisible recomendada respecto a la forma de diseño para esferas y secciones esféricas sometidas a presión en la superficie convexa

$\frac{R}{e}$	Expresada como un radio local admisible máximo $[R_{\text{máx.}}]$	Expresada como una desviación hacia adentro máxima admisible utilizando una galga $L = 2,4 \sqrt{R_{\text{máx.}}} e$	Factor de reducción de la presión de diseño $\left[\frac{R_{\text{máx.}}}{1,3 R} \right]^2$
60	1,30 R	0,216 e	1,00
80	1,35 R	0,252 e	1,08
100	1,40 R	0,288 e	1,16
150	1,50 R	0,360 e	1,33
200	1,55 R	0,396 e	1,42
250	1,60 R	0,432 e	1,51
400	1,70 R	0,504 e	1,71
600	1,80 R	0,576 e	1,92
800	1,85 R	0,612 e	2,03
1 000	1,90 R	0,648 e	2,14

NOTA Los valores anteriores son sólo valores recomendados.

ANEXO E (Normativo)

PROCEDIMIENTO PARA CALCULAR LA DESVIACIÓN RESPECTO AL VERDADERO CÍRCULO DE CILINDROS Y CONOS

E.1 Objeto

Este anexo proporciona los medios para calcular la desviación respecto al verdadero círculo de un cilindro o un cono después de la medida de su radio.

E.2 Definiciones específicas

Ninguna.

E.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en los capítulos 4 y 8 y en el capítulo D.3.

a_1, b_0, b_1 son coeficientes de las series más bajas del desarrollo de Fourier;

$R_{r\phi}$ es la medición del radio en la posición $r\phi$;

r es el número de la medición (0..(N-1));

$w_{r\phi}$ es la desviación respecto al círculo medio en la estación de medida $r\phi$;

$w_{\text{máx.}}$ es la desviación máxima respecto al círculo medio;

ϕ es el intervalo angular de las mediciones.

E.4 Método

Las mediciones deben hacerse a intervalos igualmente espaciados alrededor de la circunferencia y los métodos para hacerlas se describen en el apartado D.5.1. Se deben hacer 24 mediciones como mínimo. Las mediciones pueden ser del radio interior o exterior, pero esto debe ser coherente.

Las mediciones radiales deben corregirse para la media y para el error para situar el verdadero centro, véase la figura B-1. Esto se hace hallando los coeficientes b_0, b_1, a_1 , etc., en el desarrollo en serie de Fourier de las mediciones. Por tanto:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{r=N-1} R_{r\phi} \quad (\text{E-1})$$

$$a_1 = \frac{2}{N} \sum_{r=0}^{r=N-1} R_{r\phi} \sin r\phi \quad (\text{E-2})$$

$$b_1 = \frac{2}{N} \sum_{r=0}^{r=N-1} R_{r\phi} \cos r\phi \quad (\text{E-3})$$

La desviación respecto al círculo medio en cada posición viene dada por:

$$w_{r\phi} = R_{r\phi} - b_0 - a_1 \sin r\phi - b_1 \cos r\phi \tag{E-4}$$

NOTA En la tabla E-1 se da un formulario de trabajo sugerido basado en 24 medidas, para calcular la desviación.

$$w_{\text{m}\acute{a}\text{x.}} = \text{m}\acute{a}\text{x.} (|w_0| \dots |w_{(N-1)\phi}|) \tag{E-5}$$

Para que el recipiente est\u00e9 dentro de la tolerancia del 0,5%, debe aplicarse lo siguiente

$$\frac{w_{\text{m}\acute{a}\text{x.}}}{R} \leq 0,005 \tag{E-6}$$

Si no se satisface la ecuaci\u00f3n (E-6), la presi\u00f3n admisible debe calcularse utilizando el anexo F.

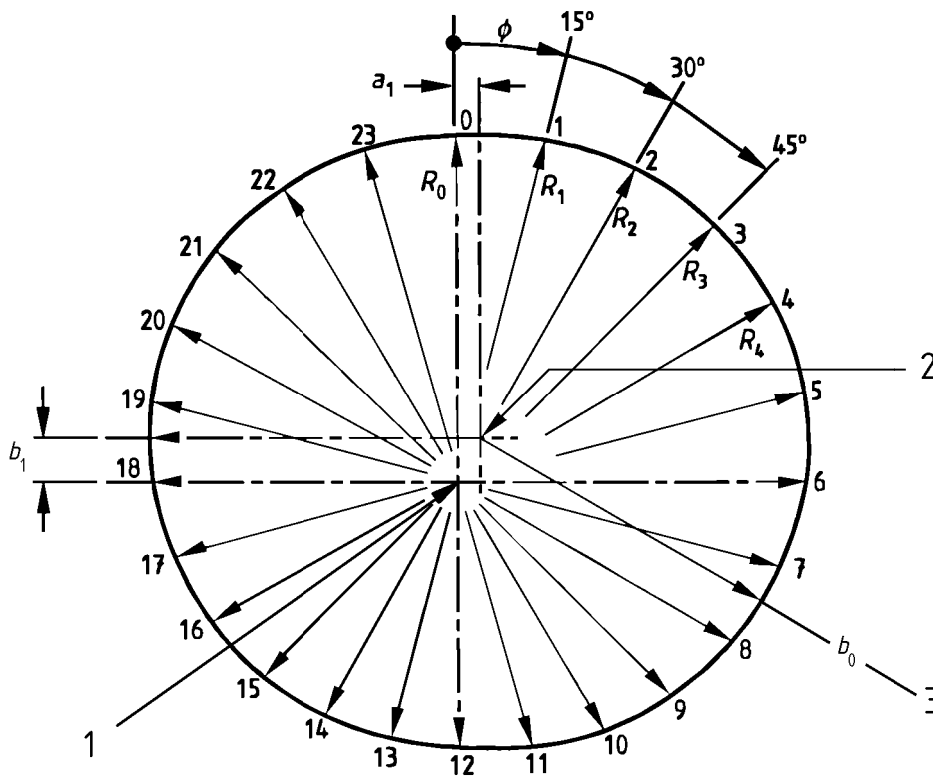


Figura E-1 – Mediciones del radio y el verdadero centro

Tabla E-1 – Formulario de trabajo por la determinación de la desviación respecto al círculo medio

(1) Punto n°	(2) Referencia ángulo ϕ grados	(3) sen $r\phi$	(4) cos $r\phi$	(5) Radio medido $R_{r\phi}$ mm	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
					$R_{r\phi} \text{ sen } r\phi$	$R_{r\phi} \text{ cos } r\phi$	$a_1 \text{ sen } r\phi$	$b_1 \text{ cos } r\phi$	$a_1 \text{ sen } r\phi +$ $b_1 \text{ cos } r\phi$	$b_0 + a_1 \text{ sen } r\phi$ $b_1 \text{ cos } r\phi$	Desviación $\varepsilon_{r\phi}$ $R_{r\phi} - (b_0 + a_1 \text{ sen } r\phi + b_1 \text{ cos } r\phi)$	
					columna (4)x columna (5)	columna (3)x columna (5)	columna (3)x a_1	columna (4)x b_1	columna (8)+ columna (9)	columna (10)+ b_0	columna (5)- columna (11)	
0	0	0,0000	1,0000									
1	15	0,2588	0,9659									
2	30	0,5000	0,8660									
3	45	0,7071	0,7071									
4	60	0,8660	0,5000									
5	75	0,9659	0,2588									
6	90	1,0000	0,0000									
7	105	0,9659	-0,2588									
8	120	0,8660	-0,5000									
9	135	0,7071	-0,7071									
10	150	0,5000	-0,8660									
11	165	0,2588	-0,9659									
12	180	0,0000	-1,0000									
13	195	-0,2588	-0,9659									
14	210	-0,5000	-0,8660									
15	225	-0,7071	-0,7071									
16	240	-0,8660	-0,5000									
17	255	-0,9659	-0,2588									
18	270	-1,0000	0,0000									
19	285	-0,9659	0,2588									
20	300	-0,8660	0,5000									
21	315	-0,7071	0,7071									
22	330	-0,5000	0,8660									
23	345	-0,2588	0,9659									
				+	+	+						
				Σ_1	Σ_2	Σ_3						
				$b_0 = \frac{1}{24} \Sigma_1 =$			$a_1 = \frac{1}{12} \Sigma_2 =$			$b_1 = \frac{1}{12} \Sigma_3 =$		

NOTA La zona sombreada indica valores negativos.

ANEXO F (Normativo)

PRESIÓN EXTERNA ADMISIBLE PARA RECIPIENTES FUERA
DE LA TOLERANCIA DE CIRCULARIDAD**F.1 Objeto**

Este anexo proporciona un procedimiento para determinar la presión admisible para cilindros con una desviación respecto al círculo verdadero superior al 0,5% del radio medido desde el verdadero centro.

F.2 Definiciones específicas

Ninguna.

F.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en los capítulos 4 y 8 y en los anexos D.3 y E.3.

$a_{n_{\text{cyl}}}$, $b_{n_{\text{cyl}}}$ son los coeficientes de la serie de Fourier;

P_{ra} es la presión externa admisible de acuerdo con las reglas de este anexo;

P_{a} es la presión admisible para un cilindro similar pero dentro de una tolerancia del 0,5% (véase 8.5.2.2);

P_{q} es el límite inferior estimado de la presión de pandeo del cilindro;

n_{cyl} es el valor de la armónica utilizada para evaluar ϵ en la ecuación (8.5.2-6) y en la ecuación (F-4).

F.4 Método

La presión admisible P_{ra} se determina a partir de la ecuación siguiente:

$$P_{\text{ra}} = P_{\text{q}} + \left(P_{\text{a}} - P_{\text{q}} \right) \frac{0,005 R}{w_{\text{máx.}}} \leq P_{\text{a}} \quad (\text{F-1})$$

donde

P_{q} es el valor más bajo de P en cualquier punto r en el cual:

$$\frac{P \cdot R}{e_{\text{a}}} + |\sigma_{\text{br}}| = \sigma_{\text{e}} \quad (\text{F-2})$$

y

$$P_{\text{q}} \leq P_{\text{a}} \quad (\text{F-3})$$

$$\sigma_{\text{br}} = \frac{E \cdot e_{\text{a}}}{2 R^2 (1 - \nu^2)} \sum_{n_{\text{cyl}}=2}^{n_{\text{cyl}}=N/2} \left\{ \left(n_{\text{cyl}}^2 - 1 \right) + \nu \left(\frac{\pi R}{L} \right)^2 \right\}$$

$$x \left[\frac{P}{P_{m(n_{\text{cyl}})} - P} \right] \left\{ a_{n_{\text{cyl}}} \sin(n_{\text{cyl}} \cdot r \cdot \phi) + b_{n_{\text{cyl}}} \cos(n_{\text{cyl}} \cdot r \cdot \phi) \right\} \quad (\text{F-4})$$

donde

$P_{m(n_{\text{cyl}})}$ es el valor de P_m determinado utilizando la ecuación (8.5.2-5) para cada valor de n_{cyl}

y

$$a_n = \frac{2}{N} \sum_{r=0}^{N-1} R_{r\phi} \sin(n_{\text{cyl}} \cdot r \cdot \phi) \quad (\text{F-5})$$

Cuando $n \neq N/2$

$$b_n = \frac{2}{N} \sum_{r=0}^{N-1} R_{r\phi} \cos(n_{\text{cyl}} \cdot r \cdot \phi) \quad (\text{F-6})$$

Cuando $n = N/2$

$$b_n = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} R_{r\phi} \cos(n_{\text{cyl}} \cdot r \cdot \phi) \quad (\text{F-7})$$

$w_{\text{máx.}}$ se determina en el anexo E.

ANEXO G (Normativo)**REGLAS DE DISEÑO ALTERNATIVAS PARA BRIDAS
Y CONEXIONES DE BRIDAS CON JUNTAS****G.1 Objeto**

Este anexo proporciona un método de cálculo para uniones de bridas circulares con juntas y atornilladas. Es aplicable a bridas y a fondos de cúpula atornillados y constituye una alternativa a los métodos de los capítulos 11 y 12.

Su objeto es asegurar la integridad estructural y la estanquidad a fugas de un conjunto formado por dos bridas, pernos y una junta. Las cargas de las bridas se muestran en la figura G.3-1 y distintos tipos de pernos y juntas se muestran en las figuras G.3-2 a G.3-3.

NOTA Este anexo está basado en la Norma EN 1591:2001 *Bridas y sus juntas. Reglas de diseño para conexiones de bridas circulares con juntas*. Para asegurar una presentación coherente dentro de esta norma, se han introducido numerosos cambios editoriales, por ejemplo, numeración de las ecuaciones, figuras y apartados, respecto al texto de la Norma EN 1591:2001.

G.2 Definiciones específicas

Se aplican los términos y definiciones siguientes además de los indicados en el apartado 11.2.

G.2.1 brida integral:

Brida integrada en la envolvente o soldada a ella, véanse las figuras G.3-4 a G.3-8.

G.2.2 brida ciega:

Cierre plano conectado por pernos, véase la figura G.3-9.

G.2.3 brida suelta:

Anillo-brida separado que hace tope en un saliente o reborde, véase la figura G.3-10.

G.2.4 cubo:

Prolongación axial de un anillo-brida, que normalmente conecta el anillo-brida a la envolvente, véanse las figuras G.3-4 y G.3-5.

G.2.5 reborde o saliente:

Tope para una brida suelta, véase la figura G.3-10.

G.2.6 estado de carga:

Aplicación de un conjunto de cargas aplicadas simultáneamente; se designa mediante el identificador *I*.

G.2.7 cambio de carga:

Cambio de un estado de carga.

G.2.8 estado de montaje:

Según lo definido en el apartado 11.2 y designado por $I = 0$ en este anexo.

G.2.9 estado subsiguiente:

Estado de carga subsiguiente al estado de montaje, por ejemplo, el estado de trabajo, estado de prueba, estados que se presentan durante el arranque y la parada, designado por $I = 1, 2, 3$.

G.2.10 cargas externas:

Fuerzas y/o momentos aplicados a la unión por equipos conectados, por ejemplo, peso o dilatación térmica de tubos.

G.2.11 flexibilidad:

Inversa de la rigidez axial del conjunto, símbolo Y , unidades mm/N.

G.2.12 módulo de flexibilidad:

Inverso de módulo de rigidez de un componente, excluidas las constantes elásticas del material; axial: símbolo X , unidades 1/mm; rotacional: símbolo Z , unidades 1/mm³.

G.3 Símbolos y abreviaturas específicos**G.3.1 Uso de figuras**

Las figuras G.3-1 a G.3-10 sólo sirven para ilustrar la notación. No se pretende con ellas dar todos los detalles de los distintos diseños. No ilustran todos los posibles tipos de bridas para los cuales es válido el método.

Para algunos tipos de bridas estándar, según la Norma EN 1092, las figuras pertinentes son las siguientes:

Figura:	G.3-8	EN 1092	Tipo:	01
	G.3-10 a)			02 + 35
	G.3-10 b)			02 + 35 o 36 + 37
	G.3-9			05
	G.3-4			11
	G.3-4 a G.3-7 c)			21

G.3.2 Subíndices y marcas especiales**G.3.2.1 Subíndices**

A	para	Adicional (F_A, M_A)
B	para	Perno
C	para	Fluencia de la junta (g_C)
D	para	Cilindro equivalente (cubo cónico + envolvente conectada; para el cálculo del límite de carga)
E	para	Cilindro equivalente (cubo cónico + envolvente conectada; para el cálculo de la flexibilidad)
F	para	Brida
G	para	Junta
H	para	Cubo
I	para	Identificador del estado de carga (toma los valores $I = 0, 1, 2, \dots$)
L	para	Brida suelta
M	para	Momento
P	para	Presión
Q	para	Fuerza axial neta debida a la presión

R	para	Fuerza axial neta debida a cargas externas (resultante)
S	para	Envolvente, tensiones cortante
T	para	Envolvente, modificado
X	para	Sección transversal más débil de la brida
Δ	para	Símbolo para cambio o diferencia
av	para	media
d	para	diseño
e	para	efectivo
i	para	provisional
máx.	para	máximo
mín.	para	mínimo
nom	para	nominal
opt	para	óptimo
req	para	requerido
s	para	cuello, es decir la parte no roscada de un perno
t	para	teórico, par, rosca
0	para	estado de carga cero ($I = 0$, véase el subíndice I)

G.3.2.2 Marcas especiales

- es una tilde colocada encima de los símbolos de los parámetros de la brida que se refiere a la segunda brida de la unión, que puede ser distinta de la primera.

G.3.3 Símbolos

NOTA Las unidades se indican entre paréntesis; [-] indica que la magnitud es adimensional.

A_B	es la sección transversal total efectiva de todos los pernos [mm^2], ecuación (G.5-53);
A_F, A_L	es la sección transversal radial del anillo de la brida, brida suelta [mm^2], ecuaciones (G.5-7), (G.5-14)
A_{Ge}, A_{Gt}	es la superficie de la junta, efectiva, teórica [mm^2], ecuaciones (G.5-60), (G.5-57);
b_0	es la anchura del chaflán o radio de una brida suelta [mm], figura G.3-10;
b_F, b_L	es la anchura efectiva de brida, brida suelta [mm], ecuaciones (G.5-5), (G.5-8), (G.5-9), (G.5-12);
b_{Ge}, b_{Gi}, b_{Gt}	son las anchuras de la junta (efectiva, provisional, teórica), [mm], tabla G.5-1, ecuaciones (G.5-59), (G.5-55);
c_F, c_G, c_M, c_S	son factores de corrección [-], ecuaciones (G.5-36), (G.7-5), (G.7-12), a (G.7-15);

d_0	es el diámetro interior del anillo de la brida [mm] o el diámetro exterior de la parte central de una brida ciega (de espesor e_0). En ningún caso es inferior al diámetro interior de la junta [mm], figuras G.3-4 a G.3-10;
d_1	es el diámetro medio del cubo, extremo delgado [mm], figuras G.3-4, G.3-5;
d_2	es el diámetro medio del cubo, extremo grueso [mm], figuras G.3-4, G.3-5;
d_3, d_{3e}	son los diámetros del círculo de los pernos (real, efectivo) [mm], figuras G.3-4 a G.3-10 y ecuación (G.5.2);
d_4	es el diámetro exterior de la brida [mm], figuras G.3-4 a G.3-10;
d_5, d_{5t}, d_{5e}	son los diámetros de los orificios de los pernos (perforados, ciegos, efectivos) [mm], figuras G.3-4 a G.3-10, ecuación (G.5-2);
d_6	es el diámetro interior de una brida suelta [mm], figura G.3-10;
d_7	es el diámetro de la posición de la reacción entre una brida suelta y un saliente o reborde [mm], figura G.3-1, ecuaciones (G.5-27) a (G.5-29) y (G.5-63);
d_8	es el diámetro exterior de un saliente o reborde [mm], figura G.3-10;
d_9	es el diámetro de un orificio central en una brida ciega [mm], figura G.3-9;
d_{B0}, d_{Be}, d_{Bs}	son diámetros de pernos (nominal, efectivo, entallado) [mm], figura G.3-2;
d_{G0}, d_{G1}, d_{G2}	son los diámetros de contacto de la junta (contacto real en superficies curvas, interior teórico, exterior teórico) [mm], figura G.3-3;
d_{Ge}, d_{Gi}, d_{Gt}	son los diámetros de cálculo de la junta (efectivo, provisional, teórico) [mm], figura G.3-3, tabla G.5-1;
d_E, d_F, d_L, d_S, d_X	son los diámetros medios de una parte o sección (designada por el subíndice) [mm], ecuaciones (G.5-6) a (G.5-21), (G.7-14) a (G.7-34), figuras G.3-4 a G.3-10;
E_0	es el módulo de elasticidad a compresión de la junta [MPa] para una tensión de compresión cero $Q = 0$, véase G.9.2;
E_B, E_F, E_G, E_L	son los módulos de elasticidad (de la parte designada por el subíndice) a la temperatura de diseño [MPa];
e_0	es el espesor de la pared de la placa central de una brida ciega (interior d_0) [mm], figura G.3-9;
e_1	es el espesor mínimo de la pared en el extremo delgado del cubo [mm], figuras G.3-4, G.3-5;
e_2	es el espesor mínimo de la pared en el extremo grueso del cubo [mm], figuras G.3-4, G.3-5;
e_D, e_E	es el espesor de la pared del cilindro equivalente para los cálculos de límite de carga y flexibilidad respectivamente [mm], ecuaciones (G.7-11), (G.5-15), (G.5-18), (G.5-20);
e_F, e_L	es el espesor axial efectivo de la brida, brida suelta [mm], ecuaciones (G.5-7) a (G.5-14);
e_{Fb}	es el espesor del anillo de la brida en el diámetro d_3 (posición de los pernos) [mm], figuras G.3-6, G.3-7;

e_{Fi}	es el espesor del anillo de la brida en el diámetro d_{Ge} (posición de fuerza de la junta), pertinente para dilatación térmica [mm], ecuaciones (G.6-3), (G.6-4);
e_G	es el espesor axial de la junta [mm], figura G.3-3;
e_P	es la parte del espesor de la brida sometida a carga de presión radial [mm], figuras G.3-4 a G.3-10;
e_Q	es la parte del espesor de la brida no sometida a carga de presión radial [mm], figuras G.3-4 a G.3-10;
e_S	es el espesor de la envolvente [mm], figuras G.3-4 a G.3-10;
e_X	es el espesor de la brida en la sección más débil [mm], figura G.3-9;
F_A	es la fuerza axial externa [N], figura G.3-1, fuerza de tracción positiva, fuerza de compresión negativa;
F_B	es la fuerza total de los pernos, de todos los pernos [N];
F_G	es la fuerza de la junta [N];
$F_{G\Delta}$	es la fuerza mínima de la junta en estado de montaje que garantiza que la fuerza de la junta requerida se mantiene en todos los estados subsiguientes [N], ecuación (G.6-10);
F_Q	es la fuerza axial debida a la presión del fluido [N], ecuación (G.6-1);
F_R	es la fuerza resultante de F_A y M_A [N], ecuación (G.6-2);
f_B, f_E, f_F, f_L, f_S	son tensiones nominales de diseño (de la parte designada por el subíndice) [MPa], a la temperatura de diseño;
g_C	es el factor de fluencia para la junta [-], ecuación (G.6-5), véase G.9.2;
h_G, h_H, h_L	son brazos de palanca (junta, cubo, brida suelta) [mm], figura G.3-1, ecuaciones (G.5-24) a (G.5-32) y (G.5-61), (G.5-62);
h_P, h_Q, h_R, h_S, h_T	son correcciones del brazo de palanca [mm], ecuaciones (G.5-22), (G.5-37) a (G.5-40), (G.5-48), (G.5-49);
I	es el identificador del estado de carga [-], para el estado de montaje $I = 0$, para condiciones subsiguientes $I = 1, 2, 3, \dots$;
j_M, j_S	son números con signo para momento, fuerza de cortadura (+1 o -1) [-], ecuaciones (G.7-19), (G.7-20);
K_1	es la velocidad de cambio del módulo de elasticidad de la junta con tensiones de compresión después del atornillado [-], véase G.9.2;
k_Q, k_R, k_M, k_S	son factores de corrección [-], ecuaciones (G.5-41), (G.5-44), (G.7-21), (G.7-22);
l_B, l_e, l_s	son dimensiones axiales de los pernos [mm], figuras G.3-2 y G.3-5; $l_e = l_B - l_s$
l_H	es la longitud del cubo [mm], figuras G.3-4, G.3-5;
M_A	es el momento flector externo [Nmm], figura G.3-1;
M_t	es el par de montaje de los pernos [Nmm], ecuación (G.8-4);
m	es el factor de compresión de la junta [-], ecuación (G.6-9), véase G.9.2;

N_R	es el número de veces que se rehace la junta durante la vida de servicio de las bridas, ecuación (G.6-20); sin influencia sobre los resultados para $N_R \leq 10$;
n_B	es el número de pernos [-], ecuaciones (G.5-1), (G.5-4), (G.5-53);
P	es la presión del fluido [MPa], presión interna positiva, externa negativa;
p_B	es el paso entre pernos [mm], ecuación (G.5-1);
p_t	es el paso de rosca de los pernos [mm], tabla (G.8-1);
Q	es la tensión media de compresión efectiva de la junta (existente) [MPa], $Q = F_G/A_{Ge}$;
$Q_{I,min.}$	es la tensión de compresión mínima requerida en la junta para el subsiguiente estado de carga nº I [MPa], dependiendo de los parámetros de la carga; véase G.9.3;
$Q_{0,min.}$	es la tensión de compresión mínima requerida en la junta para el estado de montaje ($I = 0$) [MPa], ecuación (G.6-8), véase G.9.2;
$Q_{máx.}$	es la tensión de compresión máxima admisible [MPa], ecuación (G.7-4), véase G.9.2 (incluidos los márgenes de seguridad que son los mismos para todos los estados de carga);
r_2	es el radio de curvatura en la sección transversal de la junta [mm], figura G.3-3;
t_B, t_G, t_F, t_L	son temperaturas de diseño (medias para la parte designada por el subíndice) [°C], ecuación (G.6-3);
T_0	es la temperatura de la junta en el atornillado [°C] (normalmente +20 °C);
W_F, W_L, W_X	son resistencias (de la parte o sección designada por el subíndice) [Nmm], ecuaciones (G.7-10), (G.7-29), (G.7-31), (G.7-33);
X_B, X_G	son módulos de flexibilidad axial de pernos, junta [1/mm], ecuaciones (G.5-54), (G.5-65);
Y_G, Y_Q, Y_R	son deformaciones axiales de la junta correspondientes a las cargas F_G, F_Q, F_R [mm/N], ecuaciones (G.6-5), (G.6-6), (G.6-7);
Z_F, Z_L	son módulos de flexibilidad rotacional de la junta, brida suelta [1/mm ³], ecuaciones (G.5-45), (G.5-46), (G.5-50), (G.5-51), (G.5-52);
$\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G, \alpha_L$	son coeficientes medios de dilatación térmica [K ⁻¹], con medias calculadas entre T_0 y T_B, T_G, T_F, T_L ;
$\beta, \gamma, \delta, \vartheta, \kappa, \lambda, \chi$	son variables de trabajo intermedias [-], ecuaciones (G.5-16), (G.5-33) a (G.5-35), (G.5-64), (G.7-2), (G.7-13), (G.7-14);
ΔU	es la dilatación térmica axial global a relativa al estado de atornillado [mm], ecuación (G.6-3);
$\varepsilon_{n+}, \varepsilon_{n-}$	son los valores de dispersión de la carga inicial de los pernos para n_B por encima del valor nominal, por debajo del valor nominal [-], ecuación (G.6-14), véase G.8.3; análogos para $n_B = 1$;
θ_F, θ_L	es la rotación de la brida, brida suelta, debida al momento aplicado [rad], ecuaciones (G.8-12), (G.8-13);
μ	es el coeficiente de rozamiento, que se supone que es igual para pernos y tuercas [-], véase G.8.4;
ρ	es una relación de diámetros para bridas ciegas [-], ecuación de (G.5-47);

$\Phi_B, \Phi_F, \Phi_G, \Phi_L, \Phi_X$ son relaciones de cargas (de la parte o sección designada por el subíndice) [-], ecuaciones (G.7-3), (G.7-7), (G.7-9), (G.7-28), (G.7-30), (G.7-32), (G.7-34);

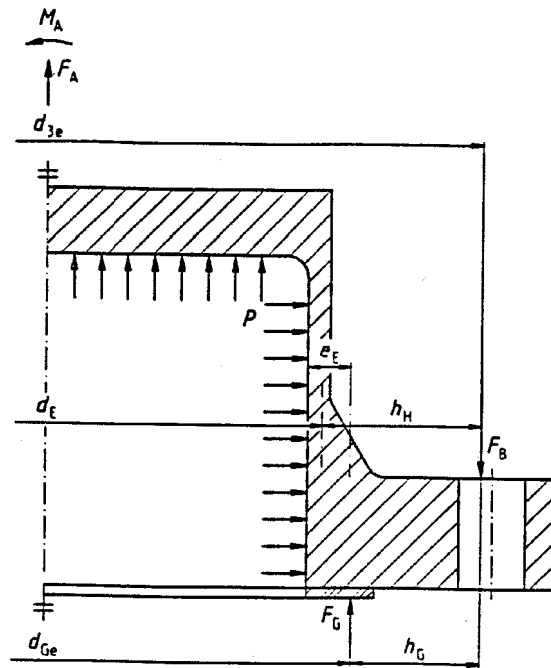
$\Phi_{\text{máx.}}$ es la relación de cargas máxima admisible reducida [-], ecuación (G.7-2);

φ_G es el ángulo de inclinación de una cara de cierre [rad o grados], figura G.3-3, tabla G.5-1;

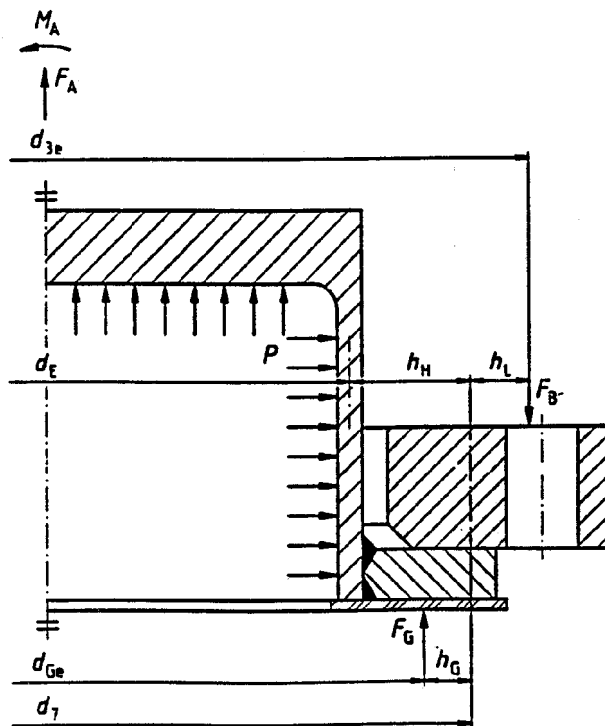
φ_S es el ángulo de inclinación de la pared de la envolvente conectada [rad o grados], que se muestra en las figuras G.3-6 y G.3-7 con convención de signo;

ψ es la relación de cargas del anillo de la brida debidas a la fuerza radial [-], ecuación (G.7-23);

ψ_Z es el valor particular de ψ [-], tabla G.7-1.

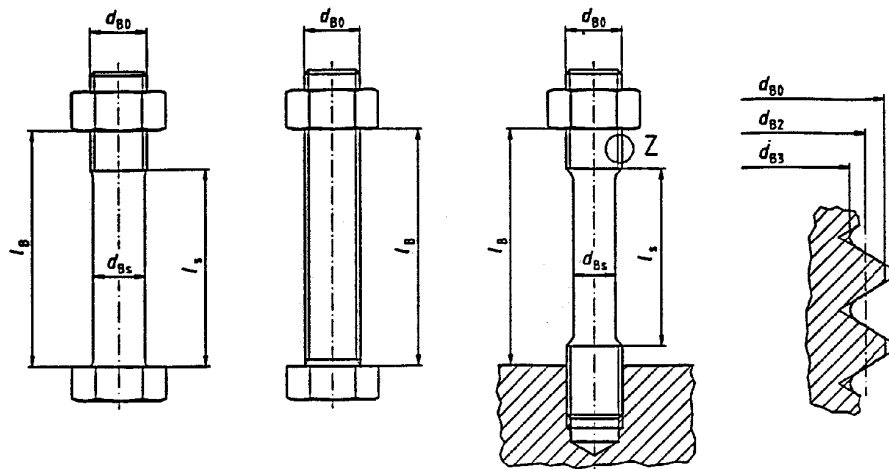


a) Brida integral



b) Brida suelta

Figura G.3-1 – Cargas aplicadas y brazos de palanca



a) Perno de cabeza hexagonal b) Espárrago c) Espárrago entallado d) Vista por 'Z'

Figura G.3-2 – Detalles de los pernos

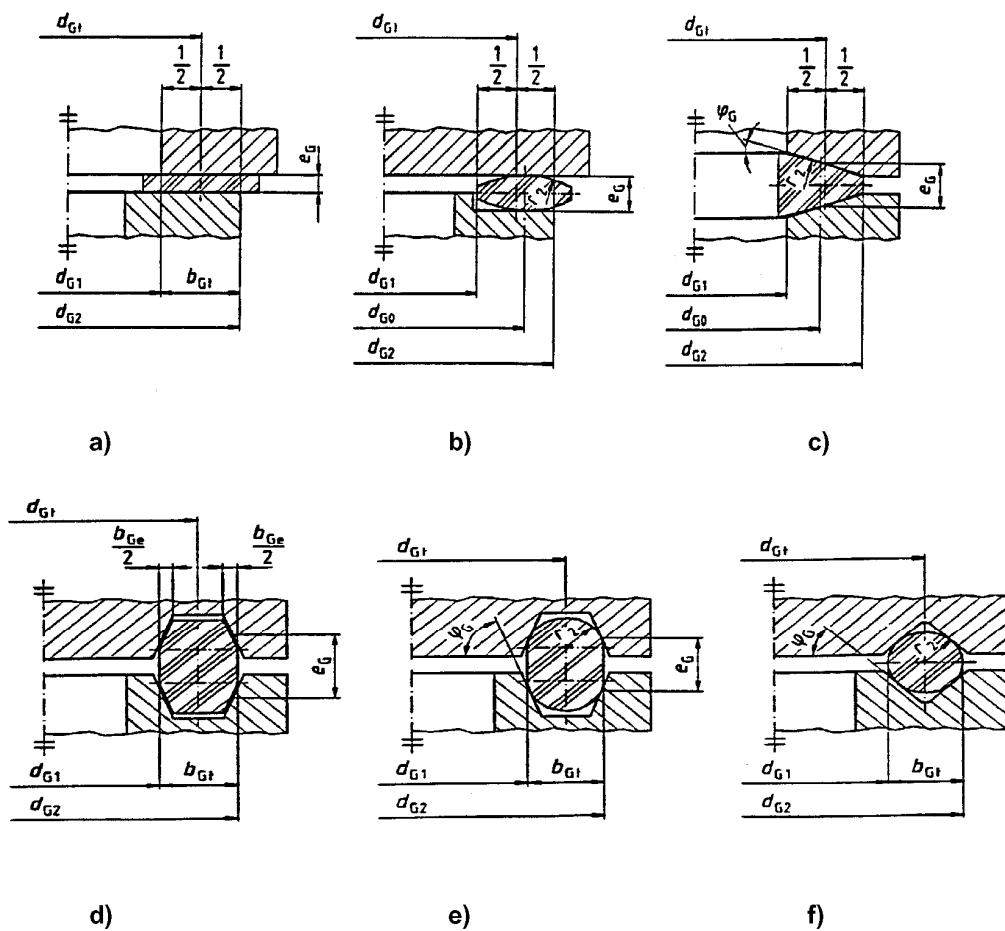
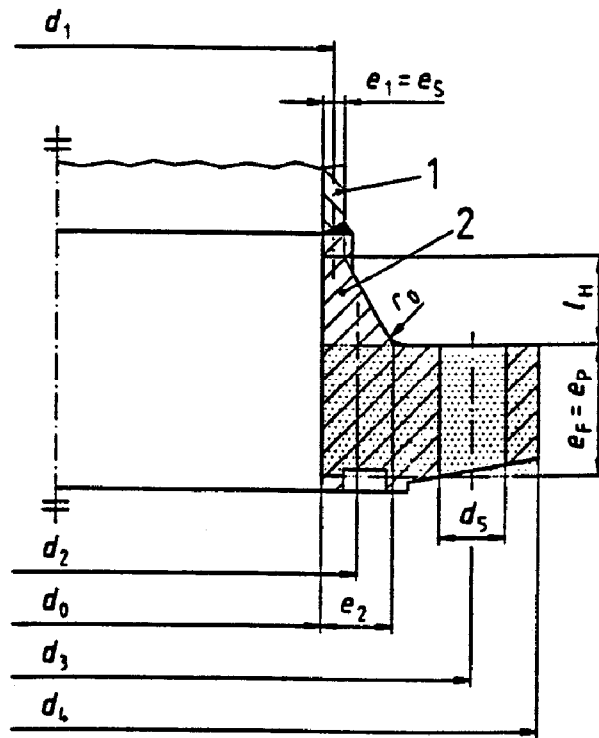
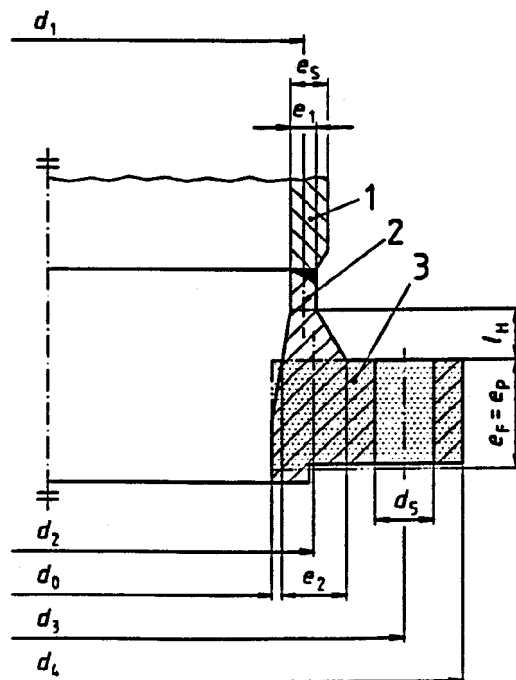


Figura G.3-3 – Detalles de las juntas

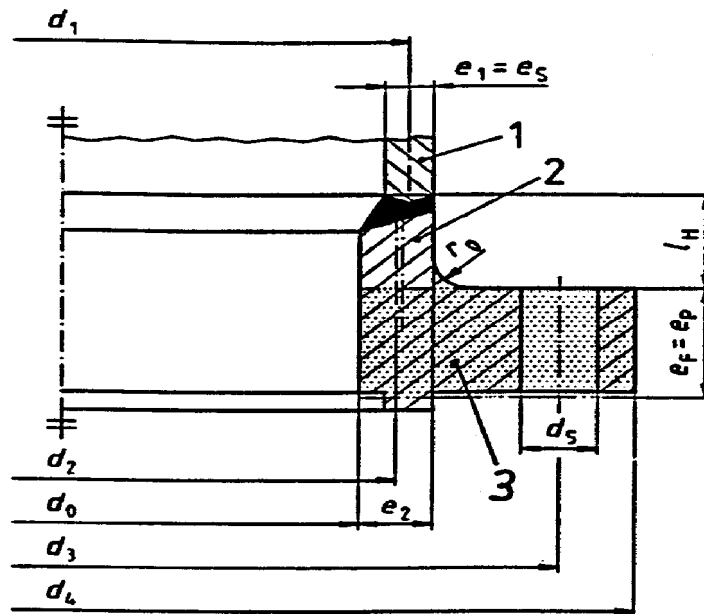


a) Cubo cónico sin regresamiento en el orificio



b) Cubo cónico con regresamiento en el orificio

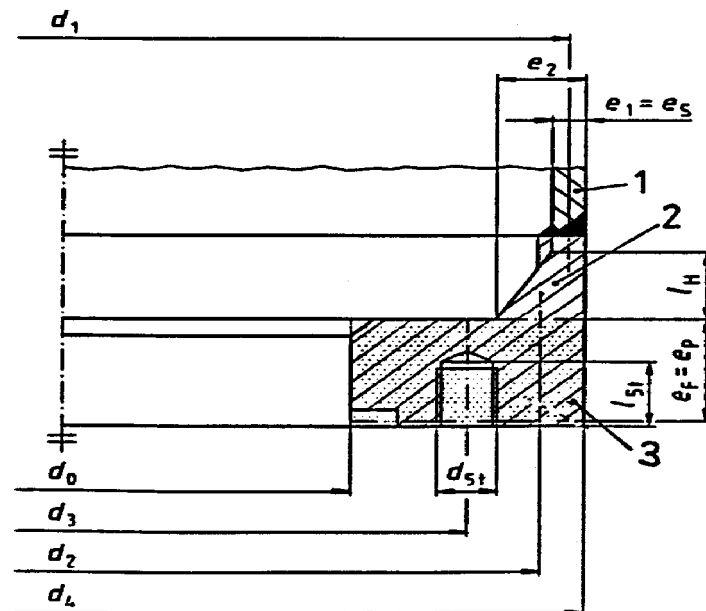
Figura G.3-4 – Cubo-brida integrales en una envolvente cilíndrica (continúa en la página siguiente)



c) Cubo cilíndrico con radios

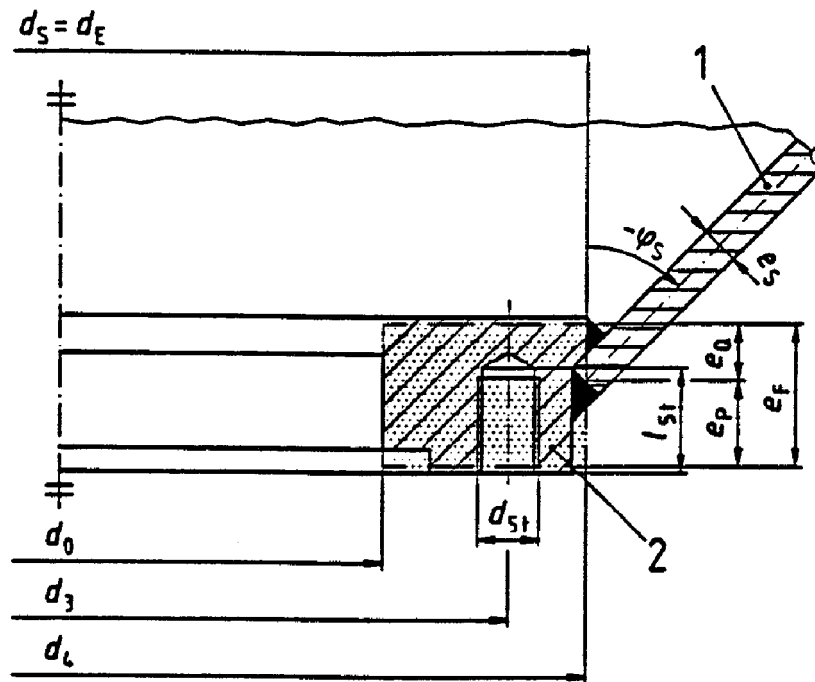
- 1) envolvente 2) cubo 3) anillo

Figura G.3-4 – Cubo-brida integrales en una envolvente cilíndrica (fin)

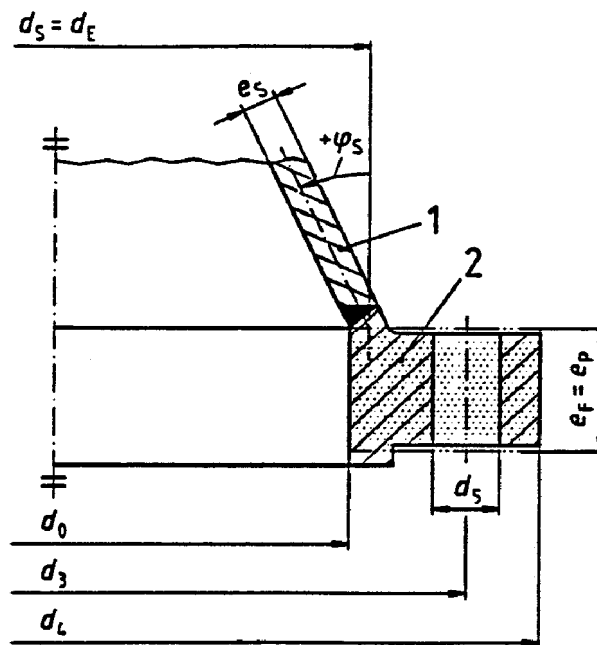


- 1) envolvente 2) cubo 3) anillo

Figura G.3-5 – Cubo-brida integrales en una envolvente cilíndrica



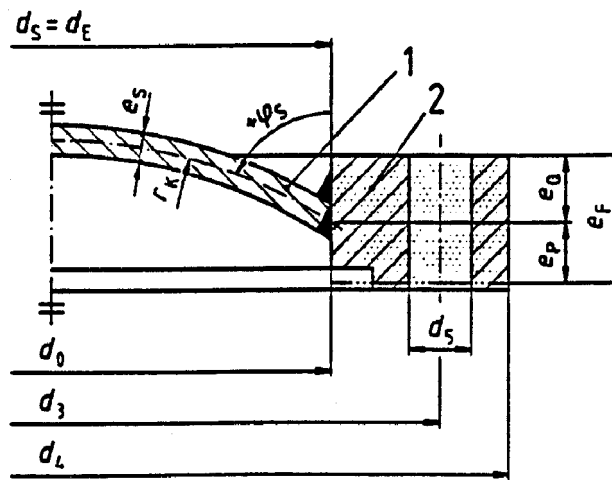
a) Brida en el extremo pequeño de un cono



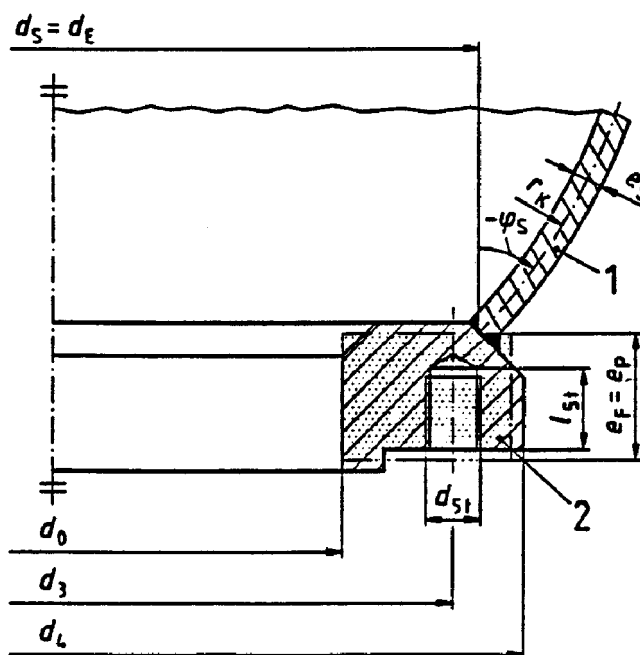
b) Brida en el extremo grande de un cono

1) envolvente 2) anillo

Figura G.3-6 – Brida integral con una envolvente cónica



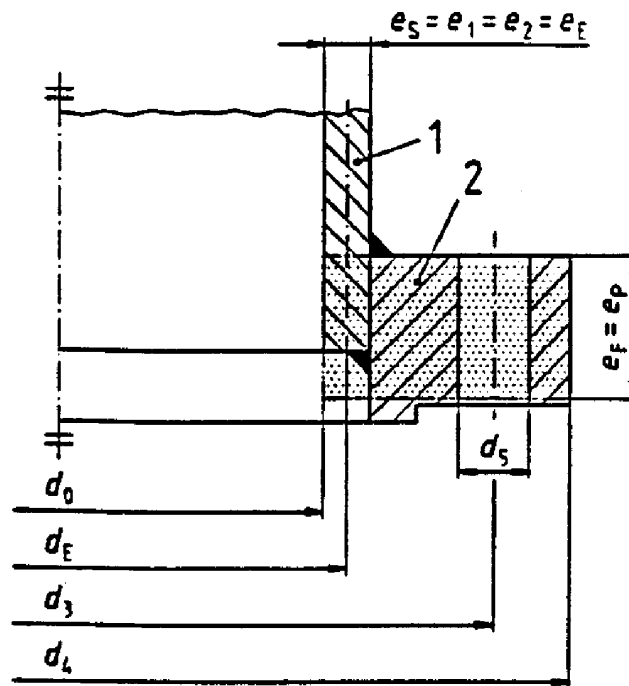
a) Tapa con forma de cúpula



b) Brida insertada

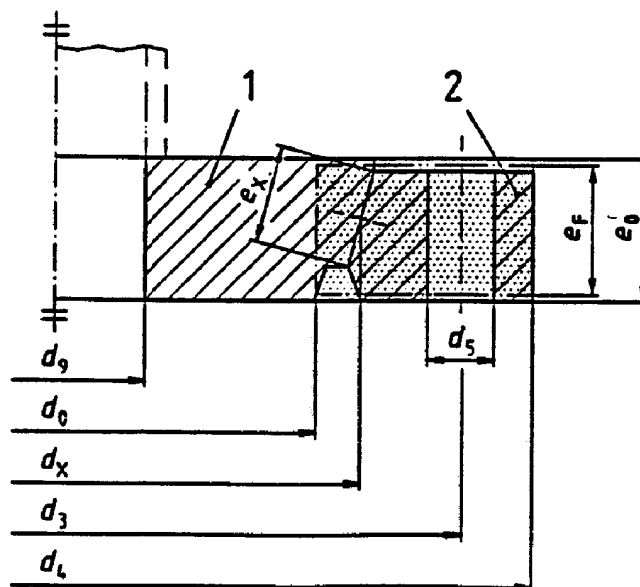
1) envolvente 2) anillo

Figura G.3-7 – Brida integral con una envolvente esférica



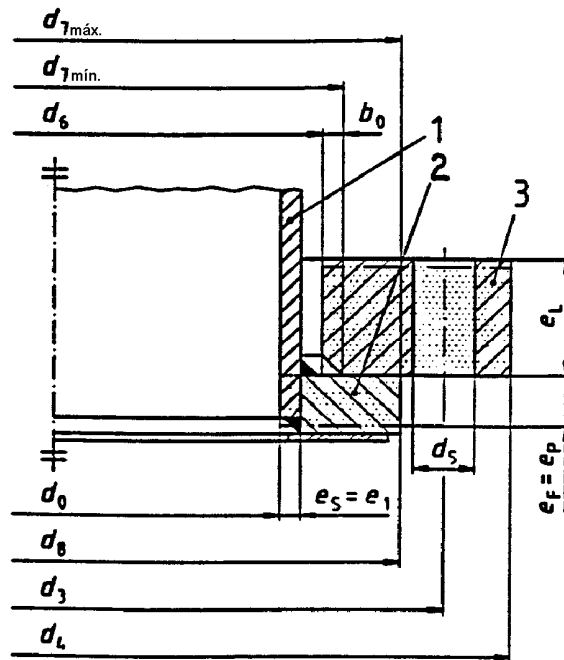
1) envoltante 2) anillo

Figura G.3-8 – Brida deslizable para soldar

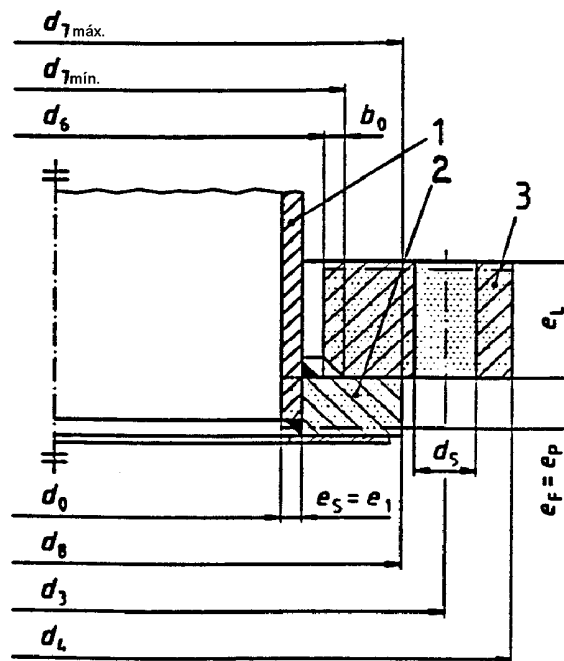


1) placa 2) anillo

Figura G.3-9 – Cierre plano



a) Con brida corta



b) Con reborde

- 1) envolvente 2) saliente/reborde 3) brida suelta

Figura G.3-10 – Brida suelta

G.4 Generalidades

G.4.1 Condiciones de aplicabilidad

G.4.1.1 Geometría

El método se aplica cuando:

- hay dos bridas similares o distintas, o una brida y una brida ciega;
- el conjunto completo es axisimétrico;
- hay cuatro o más pernos idénticos uniformemente distribuidos;
- hay una junta circular situada dentro del círculo de los pernos, sobre superficies planas y comprimida axialmente;
- las dimensiones de la brida cumplen las condiciones siguientes:

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

$$b) \quad e_F \geq \max. \left\{ e_2; d_{B0}; t_B \cdot \sqrt[3]{(0,01 \dots 0,10) \cdot t_B / b_F} \right\}$$

$$c) \quad \cos \varphi_S \geq 1 / \{ 1 + 0,01 \cdot d_S / e_S \}$$

NOTA 1 La condición a) no se tiene que cumplir para un reborde en combinación con una brida suelta, véase la figura G.3-10 a) y b).

NOTA 2 La condición b) es para limitar la falta de uniformidad de la presión de la junta debida a la separación de los pernos. Los valores 0,01 y 0,10 se tienen que aplicar para juntas blandas (no metálicas) y juntas duras (metálicas) respectivamente. En el apartado G.8.1 se da un criterio más preciso.

Las configuraciones siguientes están excluidas del alcance del método:

- bridas de geometría esencialmente no axisimétrica, por ejemplo, bridas sueltas partidas, bridas ovales o bridas reforzadas con cartelas;
- las uniones de bridas que tengan contacto de metal a metal entre las bridas o entre las bridas y un anillo separador instalado dentro o fuera de la junta o dentro o fuera de los pernos. Un ejemplo es una junta arrollada en espiral en una aplicación de alta presión.

G.4.1.2 Características de los materiales

Los valores de las tensiones de diseño nominales para los pernos deben determinarse como para las envolventes, según el capítulo 6.

Las propiedades de los materiales para las juntas pueden tomarse del capítulo G.9.

NOTA Para juntas que sufran una gran deformación (por ejemplo, goma blanda) los resultados pueden ser conservadores (por ejemplo, carga requerida de los pernos demasiado alta, presión admisible del fluido demasiado baja, etc.).

G.4.1.3 Cargas

Este método es aplicable a las cargas siguientes:

- presión del fluido: interna o externa;
- cargas externas: fuerzas axiales y momento flector;

- dilatación térmica axial de bridas, pernos y junta;

No se tiene en cuenta lo que sigue:

- Momentos de torsión externos y cargas de cortadura externas, por ejemplo, debidos a la tubería.

G.4.2 Modelo mecánico

El método está basado en el modelo mecánico siguiente:

- La geometría de ambas bridas y de la junta es axisimétrica. Se permiten pequeñas desviaciones como las debidas a un número finito de pernos.
- La sección transversal del anillo de la brida en un corte radial se mantiene sin deformación. Sólo se consideran en el anillo tensiones y deformaciones circunferenciales. Se desprecian las tensiones y las deformaciones radiales y axiales. Esto conduce a las condiciones del apartado G.4.1.1 a).
- La envolvente conectada al anillo de la brida es cilíndrica. Un cubo cónico se trata como una envolvente cilíndrica equivalente. Tiene un espesor de pared calculado que es distinto para comportamiento elástico y plástico, pero siempre se encuentra entre los espesores del extremo delgado y del extremo grueso del cubo. Las envolventes cónicas y esféricas se tratan como envolventes cilíndricas equivalentes con el mismo espesor de pared que la envolvente real; las diferencias de forma se tienen en cuenta explícitamente en las fórmulas. Esta simplificación conduce a la condición del punto c) del apartado G.4.1.1. El método supone la misma de formación radial y rotación del anillo de la brida y de la envolvente en su unión.
- La junta está en contacto con las caras de las bridas en una superficie anular que determina el método. La anchura radial efectiva b_{Ge} de la junta, que puede ser inferior a la anchura verdadera se calcula para el estado de montaje ($I = 0$) y se supone que no cambia para todos los estados de carga subsiguientes ($I = 1, 2, \dots$). El cálculo de b_{Ge} incluye rotaciones elásticas de ambas bridas y deformaciones aproximadas elásticas y plásticas de la junta.
- El módulo de elasticidad del material de la junta puede aumentar con la tensión de compresión Q sobre la junta. El método utiliza un modelo lineal: $E_G = E_0 + K_1 \cdot Q$, donde E_G es el módulo de descarga desde el valor más alto que se alcanza de la tensión de la junta (Q).
- La fluencia del material de la junta se tiene en cuenta aproximadamente mediante el factor g_C .
- Se tienen en cuenta las deformaciones axiales térmicas y mecánicas de las bridas, pernos y juntas.
- La carga de la conexión de bridas completa es axisimétrica. Un momento flector externo se trata como una fuerza axial equivalente transmitida por los pernos; véase la ecuación (G.6-2).
- Los cambios de carga entre condiciones de carga causan cambios en las fuerzas sobre los pernos y la junta. Estos se calculan teniendo en cuenta las deformaciones elásticas de todos los componentes. Se calcula la fuerza de montaje inicial requerida (véase G.6.4) para asegurar que las fuerzas requeridas en la junta para garantizar la estanquidad contra fugas se consiguen en todos los estados (véase G.6.3).
- Las comprobaciones de los límites de carga se basan en las cargas límite para cada componente. Se impiden las deformaciones plásticas excesivas. El límite de carga para las juntas, que depende de $Q_{m\acute{a}x}$, es una aproximación.

En el modelo, no se tiene en cuenta lo que sigue:

- Rigidez a la flexión y resistencia a la flexión de los pernos. Se desprecia la flexión de los pernos es una simplificación conservadora. La rigidez a la tracción calculada de los pernos incluye la deformación de las roscas de los pernos dentro de una tuerca o un orificio roscado, véase la ecuación (G.5-36).
- Fluencia de bridas y pernos. Esto es debido a la falta de datos de materiales pertinentes para la deformación.

Diferentes deformaciones radiales de las bridas. Con dos bridas iguales, esto no tiene importancia ya que las deformaciones radiales son las mismas.

G.5 Parámetros

G.5.1 Parámetros de las bridas

G.5.1.1 Generalidades

Los tipos específicos de bridas deben tratarse de la manera siguiente:

Una brida integral se calcula como un anillo equivalente de sección transversal rectangular de dimensiones b_F y e_F , conectado en el diámetro d_E a una envolvente equivalente de espesor de pared constante e_E .

Una brida ciega se calcula, como un anillo equivalente de sección rectangular transversal, de dimensiones b_F y e_F , conectado en el diámetro $d_E = d_0$ a una placa de espesor constante e_0 . Puede tener una abertura central de diámetro d_9 . Si hay un manguito conectado a la abertura, el manguito no se tiene en cuenta en el cálculo.

Una brida suelta se calcula como un anillo equivalente de sección rectangular transversal, de dimensiones b_L y e_L , sin conexión a ninguna envolvente. El saliente o reborde se trata de la misma manera que una brida integral.

Una brida roscada se calcula como una brida suelta con un diámetro interior igual al diámetro de transmisión de carga, igual al diámetro medio de la rosca.

G.5.1.2 Anillo de brida

G.5.1.2.1 Orificios de los pernos

El paso entre pernos viene dado por:

$$p_B = \pi \cdot d_3 / n_B \quad (\text{G.5-1})$$

El diámetro efectivo del orificio del perno es:

$$d_{5e} = d_5 \cdot \sqrt{d_5 / p_B} \quad (\text{G.5-2})$$

En el caso de orificios de pernos ciegos, se supone que el diámetro de orificio es:

$$d_5 = d_{5t} \cdot l_{5t} / e_{Fb} \quad (\text{G.5-3})$$

El diámetro efectivo del círculo de pernos es:

$$d_{3e} = d_3 \cdot \left(1 - 2 / n_B^2\right) \quad (\text{G.5-4})$$

NOTA p_B y \bar{p}_B son iguales, así como d_{3e} y \bar{d}_{3e} .

G.5.1.2.2 Dimensiones efectivas del anillo de la brida

En las figuras G.3-4 a G.3-10, el anillo equivalente se indica mediante líneas de puntos en cadena.

El espesor efectivo e_F o e_L es el espesor medio del anillo de la brida. Se debe obtener dividiendo la sección transversal bruta radial del anillo A_F o A_L (se desprecian los orificios de los pernos o los orificios de los espárragos) por la anchura radial de esta sección.

NOTA Puesto que hay una gran variedad de formas de secciones transversales, no se dan fórmulas para el cálculo A_F o A_L para tipos de bridas específicos.

Para una brida integral y una brida ciega (véanse las figuras G.3-4 a G.3-9), se calculará:

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

$$d_F = (d_4 + d_0)/2 \quad (G.5-6)$$

$$e_F = 2 \cdot A_F / (d_4 - d_0) \quad (G.5-7)$$

$$b_L = d_L = e_L = 0 \quad (G.5-8)$$

Para una brida suelta con saliente o reborde (véase la figura G.3-10), se calcula:

$$b_F = (d_8 - d_0)/2 \quad (G.5-9)$$

$$d_F = (d_8 + d_0)/2 \quad (G.5-10)$$

$$e_F = 2 \cdot A_F / (d_8 - d_0) \quad (G.5-11)$$

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

$$d_L = (d_4 + d_6)/2 \quad (G.5-13)$$

$$e_L = 2 \cdot A_L / (d_4 - d_6) \quad (G.5-14)$$

G.5.1.3 Envoltente conectada

G.5.1.3.1 Cubo cónico

Se debe calcular lo siguiente:

$$e_E = e_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \cdot l_H}{(\beta/3) \cdot \sqrt{d_1 \cdot e_1} + l_H} \right\} \quad (G.5-15)$$

$$\beta = e_2 / e_1 \quad (G.5-16)$$

$$d_E = \left\{ \min. (d_1 - e_1 + e_E; d_2 + e_2 - e_E) + \max. (d_1 + e_1 - e_E; d_2 - e_2 + e_E) \right\} / 2 \quad (G.5-17)$$

G.5.1.3.2 Sin cubo

Las dimensiones efectivas vienen dadas por:

$$e_E = e_S \quad (G.5-18)$$

$$d_E = d_S \quad (G.5-19)$$

G.5.1.3.3 Brida ciega (sin envolvente conectada)

Las dimensiones efectivas son:

$$e_E = 0 \quad (G.5-20)$$

$$d_E = d_0 \quad (G.5-21)$$

NOTA Las ecuaciones (G.5-20), (G.5-21) son aplicables independientemente de que la brida ciega tenga una abertura (con o sin manguito) o no.

G.5.1.4 Brazos de palanca

NOTA Cuando la junta sea de tipo plano (según lo definido en la tabla G.5-1), los parámetros h_P y h_G siguientes se pueden calcular sólo después de haber determinado d_{Ge} , es decir, cuando se hayan terminado los cálculos indicados el apartado G.5.3.2.

G.5.1.4.1 Generalidades

$$h_P = \left[(d_{Ge} - d_E)^2 \cdot (2 \cdot d_{Ge} + d_E) / 6 + 2 \cdot e_P^2 \cdot d_F \right] / d_{Ge}^2 \quad (G.5-22)$$

Para bridas ciegas:

$$e_P = 0 \quad (G.5-23)$$

G.5.1.4.2 Brida integral y brida ciega

$$h_G = (d_{3e} - d_{Ge}) / 2 \quad (G.5-24)$$

$$h_H = (d_{3e} - d_E) / 2 \quad (G.5-25)$$

$$h_L = 0 \quad (G.5-26)$$

G.5.1.4.3 Brida suelta con saliente o reborde

$$d_{7,\text{mín.}} \leq d_7 \leq d_{7,\text{máx.}} \quad (G.5-27)$$

$$d_{7,\text{mín.}} = d_6 + 2 \cdot b_0 \quad (G.5-28)$$

$$d_{7,\text{máx.}} = d_8 \quad (G.5-29)$$

$$h_G = (d_7 - d_{Ge}) / 2 \quad (G.5-30)$$

$$h_H = (d_7 - d_E) / 2 \quad (G.5-31)$$

$$h_L = (d_{3e} - d_7) / 2 \quad (G.5-32)$$

Como el valor de d_7 en principio no se conoce, pueden hacerse las siguiente hipótesis:

- para la flexibilidad y los cálculos de fuerza (es decir, hasta el final del capítulo G.6), se toma como d_7 el valor d_{10} dado por la ecuación (G.5-63);

NOTA De aquí se deduce que h_G , h_H y h_L pueden variar con cada iteración necesaria para calcular b_{Ge} y d_{Ge} (véase G.5.3.2).

- para el cálculo de relaciones de carga (G.7), se puede usar el valor más favorable entre $d_{7\min.}$ y $d_{7\max.}$ como se establece en el apartado G.7.6.

G.5.1.5 Parámetros de bridas relacionados con la flexibilidad

NOTA Cuando la junta sea de tipo plano, el parámetro h_Q siguiente se puede calcular sólo después de haber determinado d_{Ge} , es decir, cuando se hayan terminado los cálculos indicados el apartado G.5.3.2.

G.5.1.5.1 Brida integral con saliente o reborde

$$\gamma = \frac{e_E \cdot d_F}{b_F \cdot d_E \cdot \cos \varphi_S} \quad (G.5-33)$$

$$\vartheta = 0,550 \cdot \cos \varphi_S \cdot \frac{\sqrt{d_E \cdot e_E}}{e_F} \quad (G.5-34)$$

$$\lambda = 1 - e_P / e_F = e_Q / e_F \quad (G.5-35)$$

$$c_F = \frac{1 + \gamma \cdot \vartheta}{1 + \gamma \cdot \vartheta \cdot \left[4 \cdot (1 - 3 \cdot \lambda + 3 \cdot \lambda^2) + 6 \cdot (1 - 2 \cdot \lambda) \cdot \vartheta + 6 \cdot \vartheta^2 \right] + 3 \cdot \gamma^2 \cdot \vartheta^4} \quad (G.5-36)$$

$$h_S = e_F \cdot 1,10 \cdot \sqrt{\frac{e_E}{d_E}} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \lambda + \vartheta}{1 + \gamma \cdot \vartheta} \quad (G.5-37)$$

$$h_T = e_F \cdot \frac{1 - 2 \cdot \lambda - \gamma \cdot \vartheta^2}{1 + \gamma \cdot \vartheta} \quad (G.5-38)$$

$$h_Q = \left\{ h_S \cdot k_Q + h_T \cdot \left(2 \cdot d_F \cdot e_P / d_E^2 - 0,5 \cdot \tan \varphi_S \right) \right\} \cdot (d_E / d_{Ge})^2 \quad (G.5-39)$$

$$h_R = h_S \cdot k_R - h_T \cdot 0,5 \cdot \tan \varphi_S \quad (G.5-40)$$

Para envolventes cónicas y cilíndricas:

$$k_Q = +0,85 / \cos \varphi_S \quad (G.5-41)$$

$$k_R = -0,15 / \cos \varphi_S \quad (G.5-42)$$

Para una envolvente esférica:

$$k_Q = +0,35 / \cos \varphi_S \quad (G.5-43)$$

$$k_R = -0,65 / \cos \varphi_S \quad (G.5-44)$$

Para todos los casos:

$$Z_F = \frac{3 \cdot d_F \cdot c_F}{\pi \cdot b_F \cdot e_F^3} \quad (\text{G.5-45})$$

$$Z_L = 0 \quad (\text{G.5-46})$$

G.5.1.5.2 Brida ciega

$$\rho = d_9 / d_E \quad (\text{G.5-47})$$

$$h_Q = \frac{d_E \cdot (1 - \rho^2)}{8} \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{0,7 + 1,3 \cdot \rho^2} \cdot \left(\frac{d_E}{d_{Ge}} \right)^2 \quad (\text{G.5-48})$$

$$h_R = \frac{d_E \cdot (1 - \rho^2)}{4 \cdot (1 + \rho^2)} \cdot \frac{0,7 + 3,3 \cdot \rho^2}{0,7 + 1,3 \cdot \rho^2} \quad (\text{G.5-49})$$

$$Z_F = \frac{3 \cdot d_F}{\pi \cdot \left[b_F \cdot e_F^3 + d_F \cdot e_0^3 \cdot (1 - \rho^2) / (1,4 + 2,6 \cdot \rho^2) \right]} \quad (\text{G.5-50})$$

$$Z_L = 0 \quad (\text{G.5-51})$$

G.5.1.5.3 Brida suelta con saliente o reborde

Para el saliente o reborde deben utilizarse las ecuaciones (G.5-33) a (G.5-45); para la brida suelta debe utilizarse la ecuación siguiente:

$$Z_L = \frac{3 \cdot d_L}{\pi \cdot b_L \cdot e_L^3} \quad (\text{G.5-52})$$

G.5.2 Parámetros de los pernos

NOTA Las dimensiones de los pernos se muestran en la figura G.3-2. Los diámetros de los pernos normalizados de la serie métrica (de acuerdo con las Normas EN ISO 4014:2000 y EN ISO 4016:2000) se dan en el apartado G.8.2.

G.5.2.1 Sección transversal efectiva de los pernos

$$A_B = n_B \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left\{ \min. (d_{Be}; d_{Bs}) \right\}^2 \quad (\text{G.5-53})$$

G.5.2.2 Módulo de flexibilidad de pernos

$$X_B = \frac{4}{n_B \cdot \pi} \cdot \left(\frac{l_s}{d_{Bs}^2} + \frac{l_e}{d_{Be}^2} + \frac{0,8}{d_{B0}} \right) \quad (\text{G.5-54})$$

El espesor de cualquier arandela utilizada debe incluirse en las longitudes l_s y l_e .

G.5.3 Parámetros de las juntas

NOTA El capítulo G.9 da valores típicos no obligatorios para propiedades de los materiales. Si se dispone de datos para la junta real, deberían utilizarse preferentemente.

G.5.3.1 Anchura teórica

NOTA La anchura teórica de la junta b_{Gt} es la anchura máxima y se convierte en efectiva bajo una fuerza muy alta o con una rotación de la brida muy pequeña.

$$b_{Gt} = (d_{G2} - d_{G1}) / 2 \quad (G.5-55)$$

$$d_{Gt} = (d_{G2} + d_{G1}) / 2 \quad (G.5-56)$$

$$A_{Gt} = \pi \cdot d_{Gt} \cdot b_{Gt} \quad (G.5-57)$$

G.5.3.2 Anchura efectiva

NOTA 1 La anchura efectiva de la junta b_{Ge} para muchos tipos de juntas depende de la fuerza F_G aplicada a la junta. Se determina para el estado de atomillado con $F_G = F_{G0}$ y se supone que no cambia para los estados subsiguientes. El cálculo contiene una iteración para b_{Ge} dentro de una iteración para F_{G0} . Los pasos son los siguientes:

- 1) Se supone un valor inicial F_{G0} de la ecuación (G.5-58).
- 2) A partir de las ecuaciones (G.5-59) a (G.5-64), realizar un iteración para determinar b_{Ge} con la precisión requerida.
- 3) Se prosigue el cálculo con la ecuación (G.6-13), con la cual el valor requerido para F_{G0} se comprobará comparándolo con el supuesto.

NOTA 2 El valor F_{G0} utilizado para esta determinación representa la fuerza mínima que debería ser necesario alcanzar en el estado de atomillado para cumplir los criterios de estanquidad a fugas dados en el apartado G.6.4.

Para comenzar el cálculo, puede elegirse un valor arbitrario para F_{G0} , por ejemplo:

$$F_{G0} = A_B \cdot f_{B0} / 3 - F_{R0} \quad (G.5-58)$$

donde F_{R0} se da en el apartado G.6.2.2.

A partir de la tabla G.5-1 se debe determinar una anchura provisional de la junta b_{Gi} , comenzando con la primera aproximación y pasando a las expresiones más exactas dadas.

Anchura efectiva de la junta y superficie efectiva de la junta:

$$b_{Ge} = \min. \{ b_{Gi}; b_{Gt} \} \quad (G.5-59)$$

$$A_{Ge} = \pi \cdot d_{Ge} \cdot b_{Ge} \quad (G.5-60)$$

NOTA 3 El diámetro efectivo de la junta d_{Ge} es el diámetro en el cual actúa la fuerza de la junta. También se puede determinar a partir de la tabla G.5-1.

Tabla G.5-1 – Geometría efectiva de las juntas

Tipo	Forma de la junta	Fórmulas
1	Juntas planas, materiales blandos o compuestos, o metálicos puros, figura G.3-3a	<p>Primera aproximación: $b_{Gi} = b_{Gt}$</p> <p>Más exactamente:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\left\{ \frac{e_G / (\pi \cdot d_{Ge} \cdot E_{Gm})}{h_{G0} \cdot Z_F / E_{F0} + \tilde{h}_{G0} \cdot \tilde{Z}_F / \tilde{E}_{F0}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot Q_{\text{máx.}}} \right]^2 \right\}}$ <p>$E_{Gm} = E_0 + 0,5 \cdot K_1 \cdot F_{G0} / A_{Ge}$</p> <p>$Z_F, \tilde{Z}_F$ de acuerdo con la ecuación (G.5-45) o (G.5-50)</p> <p>Siempre: $d_{Ge} = d_{G2} - b_{Ge}$</p>
2	Juntas metálicas con superficies curvas, contacto sencillo, figuras G.3-3b, G.3-3c	<p>Primera aproximación: $b_{Gi} = \sqrt{6 \cdot r_2 \cdot \cos \varphi_G \cdot b_{Gt} \cdot Q_{\text{máx.}} / E_{G0}}$</p> <p>Más exactamente:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\left\{ \frac{6 \cdot r_2 \cdot \cos \varphi_G \cdot F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot E_{G0}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot Q_{\text{máx.}}} \right]^2 \right\}}$ <p>Siempre: $d_{Ge} = d_{G0}$</p>
3	Junta metálica de unión anular, octogonal, doble contacto, figura G.3-3d	<p>Siempre: b_{Gi} de acuerdo con la figura G.3-3d (Proyección de las superficies en contacto en dirección axial).</p> <p>Siempre: $d_{Ge} = d_{Gt}$</p>
4	Juntas metálicas con superficies curvas, doble contacto, figuras G.3-3e, G.3-3f	<p>Primera aproximación: $b_{Gi} = \sqrt{12 \cdot r_2 \cdot \cos \varphi_G \cdot b_{Gt} \cdot Q_{\text{máx.}} / E_{G0}}$</p> <p>Más exactamente:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\left\{ \frac{12 \cdot r_2 \cdot \cos \varphi_G \cdot F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot E_{G0}} + \left[\frac{F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot Q_{\text{máx.}}} \right]^2 \right\}}$ <p>Siempre: $d_{Ge} = d_{Gt}$</p>

Brazo de palanca para brida integral y brida ciega:

$$h_{G0} = (d_{3e} - d_{Ge}) / 2 \quad (\text{G.5-61})$$

Brazo de palanca para brida suelta con saliente o reborde:

$$h_{G0} = (d_{70} - d_{Ge}) / 2 \quad (\text{G.5-62})$$

$$d_{70} = \text{mín.} \left\{ \text{máx.} \left(d_{7,\text{mín.}}; \frac{d_{Ge} + \kappa \cdot d_{3e}}{1 + \kappa} \right); d_{7,\text{máx.}} \right\} \quad (\text{G.5-63})$$

$$\kappa = \frac{Z_L \cdot E_{F0}}{Z_F \cdot E_{L0}} \quad (\text{G.5-64})$$

Las ecuaciones (G.5-59) a (G.5-64) se reevalúan iterativamente hasta que el valor de b_{Ge} resulte constante dentro de la precisión requerida.

NOTA 4 Generalmente, es suficiente una coincidencia dentro del 5%, pero para comparación de resultados de distintos programas se recomienda una precisión del 0,1%.

G.5.3.3 Módulo de flexibilidad axial de las juntas

$$X_G = \frac{e_G}{A_{Gt}} \cdot \frac{b_{Gt} + e_G / 2}{b_{Ge} + e_G / 2} \quad (\text{G.5-65})$$

G.6 Fuerzas

G.6.1 Generalidades

Se deben calcular todos los casos de carga potencialmente críticos. El número de casos de carga depende de la aplicación. (Véase también G.6.2.2.2).

G.6.2 Cargas

G.6.2.1 Estado de montaje ($I = 0$)

La presión del fluido (interna o externa) es cero; por tanto $P_D = 0$.

Las cargas externas F_{A0} y M_{A0} se combinan para dar una fuerza neta F_{R0} como en el apartado G.6.2.2.2 (caso de carga $I = 0$). Todas las temperaturas son iguales al valor inicial uniforme t_0 .

G.6.2.2 Estados subsiguientes ($I = 1, 2, 3...$)

G.6.2.2.1 Presión del fluido

$$F_{QI} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{Ge}^2 \cdot P_I \quad (\text{G.6-1})$$

G.6.2.2.2 Cargas externas adicionales

Las cargas externas adicionales F_{AI} y M_{AI} se combinan para dar una fuerza neta F_{RI} de la manera siguiente:

$$F_{RI} = F_{AI} \pm M_{AI} \cdot 4/d_{3e} \quad (\text{G.6-2})$$

En el caso de cargas múltiples, debe seleccionarse la carga que dé lugar a las condiciones más severas.

Cuando existe un momento externo, puede ser difícil de predecir el caso más severo. En el lado de la unión donde el momento induce una carga de tracción adicional (signo + en la ecuación (G.6-2)) los límites de carga de la brida o los pernos pueden ser determinantes. Por tanto, deben comprobarse sistemáticamente dos estados de carga (uno para cada signo de la ecuación (G.6-2), utilizando distintos índices I para cada caso), siempre que esté aplicado un momento externo.

G.6.2.2.3 Cargas térmicas

$$\begin{aligned} \Delta U_I = & l_B \cdot \alpha_{BI} \cdot (t_{BI} - t_0) - e_{Ft} \cdot \alpha_{FI} \cdot (t_{FI} - t_0) - e_L \cdot \alpha_{LI} \cdot (t_{LI} - t_0) \\ & - e_G \cdot \alpha_{GI} \cdot (t_{GI} - t_0) - \tilde{e}_{Ft} \cdot \tilde{\alpha}_{FI} \cdot (\tilde{t}_{FI} - t_0) - \tilde{e}_L \cdot \tilde{\alpha}_{LI} \cdot (\tilde{t}_{LI} - t_0) \end{aligned} \quad (G.6-3)$$

donde

$$e_{Ft} + \tilde{e}_{Ft} + e_L + \tilde{e}_L + e_G = l_B \quad (G.6-4)$$

El espesor de cualquier arandela presente debe incluirse en e_{Ft} y \tilde{e}_{Ft} .

NOTA Se supone que la temperatura y el coeficiente de dilatación térmica de las arandelas son iguales a los de la brida correspondiente.

G.6.3 Flexibilidad de la unión

Los brazos de palanca se calculan de acuerdo con G.5.1.4, para todos los casos a excepción de las bridas sueltas para las cuales se utiliza la ecuación (G.5-62).

En general, las ecuaciones (G.6-5) a (G.6-7) deben aplicarse para todos los estados de carga ($I = 0, 1, 2 \dots$), con:

- $g_C = 1,0$ para estado de atornillado ($I = 0$), incluso si las características de la junta indican que $g_C < 1,0$ a temperatura ambiente ($t \approx +20 \text{ }^\circ\text{C}$);
- E_{GI} se calcula utilizando $Q = F_{G0} / A_{Ge}$ para toda I .

$$\begin{aligned} Y_{GI} = & Z_F \cdot h_G^2 / E_{FI} + \tilde{Z}_F \cdot \tilde{h}_G^2 / \tilde{E}_{FI} + \\ & + \left(Z_L \cdot h_L^2 / E_{LI} + \tilde{Z}_L \cdot \tilde{h}_L^2 / \tilde{E}_{LI} + X_B / E_{BI} \right) + X_G / (E_{GI} \cdot g_{CI}) \end{aligned} \quad (G.6-5)$$

$$\begin{aligned} Y_{QI} = & Z_F \cdot h_G \cdot (h_H - h_P + h_Q) / E_{FI} + \tilde{Z}_F \cdot \tilde{h}_G \cdot (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q) / \tilde{E}_{FI} + \\ & + \left(Z_L \cdot h_L^2 / E_{LI} + \tilde{Z}_L \cdot \tilde{h}_L^2 / \tilde{E}_{LI} + X_B / E_{BI} \right) \end{aligned} \quad (G.6-6)$$

$$\begin{aligned} Y_{RI} = & Z_F \cdot h_G \cdot (h_H + h_R) / E_{FI} + \tilde{Z}_F \cdot \tilde{h}_G \cdot (\tilde{h}_H + \tilde{h}_R) / \tilde{E}_{FI} + \\ & + \left(Z_L \cdot h_L^2 / E_{LI} + \tilde{Z}_L \cdot \tilde{h}_L^2 / \tilde{E}_{LI} + X_B / E_{BI} \right) \end{aligned} \quad (G.6-7)$$

NOTA La evaluación de las ecuaciones (G.6-6), (G.6-7) se puede omitir para casos de carga sin presión de fluido (resultante $F_Q = 0$), sin fuerza externa ($F_R = 0$) respectivamente.

G.6.4 Fuerzas mínimas necesarias para la junta

G.6.4.1 Estado de montaje ($I = 0$)

La fuerza mínima para el asentamiento de la junta viene dada por:

$$F_{G0,\text{mín.}} = A_{Ge} \cdot Q_{0,\text{mín.}} \quad (G.6-8)$$

donde $Q_{0,\text{mín}}$ se toma de G.9.3, tablas G.9-1 a G.9-6, a menos que haya disponibles datos más pertinentes.

NOTA Esta fuerza no es necesario considerarla cuando para los estados subsiguientes $Q_{I,\min.}$ se determine teniendo en cuenta las condiciones completas de velocidad de fuga (véase el apartado G.9.2). En este caso se toma $F_{G0,\min.} = 0$.

G.6.4.2 Estados subsiguientes ($I = 1, 2, 3...$)

Fuerza requerida para asegurar la estanquidad a fugas bajo presión y sin pérdida de contacto en pernos o tuercas:

$$F_{GI,\min.} = \text{máx.} \left\{ A_{Ge} \cdot Q_{I,\min.}; - (F_{QI} + F_{RI}) \right\} \quad (\text{G.6-9})$$

donde $Q_{I,\min.}$ se toma de G.9.2, ecuación (G.9-4) con m_I de G.9.3, tablas G.9-1 a G.9-6, dependiendo de la presión y temperatura de fluido del caso de carga.

G.6.5 Fuerzas en estado de montaje ($I = 0$)

G.6.5.1 Fuerzas requeridas

Para garantizar que la fuerza sobre la junta en los estados subsiguientes nunca desciende por debajo de $F_{GI,\min.}$, la fuerza de la junta en el estado atornillada debe ser como mínimo igual a lo siguiente:

$$F_{G\Delta} = \text{máx}_{\text{todo } I \neq 0} \left\{ F_{GI,\min.} \cdot Y_{GI} + \left[F_{QI} \cdot Y_{QI} + (F_{RI} \cdot Y_{RI} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_I \right] \right\} / Y_{G0} \quad (\text{G.6-10})$$

Teniendo en cuenta lo que también es necesario para el asentamiento de la junta (ecuación (G.6-8)), la fuerza requerida de la junta y la carga correspondiente de los pernos son las siguientes:

$$F_{G0,\text{req}} = \text{máx.} \left\{ F_{G0,\min.}; F_{G\Delta} \right\} \quad (\text{G.6-11})$$

$$F_{B0,\text{req}} = F_{G0,\text{req}} + F_{R0} \quad (\text{G.6-12})$$

Si el valor de $F_{G0,\text{req}}$ dado por la ecuación (G.6-11) es superior al valor de F_{G0} supuesto hasta este paso, el cálculo tiene que repetirse a partir de la ecuación (G.5-59) y utilizando un valor más alto de F_{G0} hasta que:

$$F_{G0,\text{req}} \leq F_{G0} \quad (\text{G.6-13})$$

Si el valor de $F_{G0,\text{req}}$ dado por la ecuación (G.6-11) es inferior al valor de F_{G0} supuesto hasta este paso, este valor es aceptable debido a que es conservador.

La verdadera fuerza requerida $F_{G0,\text{req}}$ se encuentra mediante varias iteraciones hasta que se encuentre dentro de la precisión requerida:

$$F_{G0,\text{req}} \approx F_{G0} \quad (\text{G.6-14})$$

NOTA 1 Para dar por terminada la iteración descrita, una coincidencia dentro del 5% es generalmente suficiente, pero para la comparación de los resultados de distintos programas se recomienda una precisión del 0,1%.

NOTA 2 Los consejos para montaje (por ejemplo, par necesario) se recomienda seleccionarlos para fuerzas ligeramente aumentadas (por ejemplo, 10% por encima de la fuerza requerida), ya que esto tiende a que se consiga una mejor estanquidad a fugas. Los factores imitadores son las relaciones de cargas admisibles calculadas de acuerdo con el capítulo G.7.

G.6.5.2 Para tener en cuenta la dispersión de la carga de los pernos en el montaje

Todos los métodos de apriete de pernos implican un cierto grado de imprecisión.

Para un montaje con n_B pernos los valores de dispersión resultantes ε_{n+} y ε_{n-} vienen definidos por las ecuaciones (G.6-18) y (G.6-19). Estos valores son inferiores a los valores de dispersión ε_{1+} y ε_{1-} para un montaje con un solo perno.

En el apartado G.8.3 se dan valores indicativos que ε_{1+} y ε_{1-} para pernos individuales.

Una aproximación razonable para la influencia de n_B se obtiene con las ecuaciones siguientes:

$$\varepsilon_{n+} = \varepsilon_{1+} \cdot \left(1 + 3/\sqrt{n_B}\right)/4 \quad (\text{G.6-15})$$

$$\varepsilon_{n-} = \varepsilon_{1-} \cdot \left(1 + 3/\sqrt{n_B}\right)/4 \quad (\text{G.6-16})$$

El diseño de la conexión de bridas tiene que ser tal que la carga real de los pernos F_{B0} se encuentre dentro del intervalo.

$$F_{B0,\text{mín.}} \leq F_{B0} \leq F_{B0,\text{máx.}} \quad (\text{G.6-17})$$

donde

$$F_{B0,\text{máx.}} = F_{B0,\text{nom}} \cdot (1 + \varepsilon_{n+}) \quad (\text{G.6-18})$$

$$F_{B0,\text{mín.}} = F_{B0,\text{nom}} \cdot (1 - \varepsilon_{n-}) \quad (\text{G.6-19})$$

Después del atornillado, la fuerza real de los pernos conseguida no debe ser inferior a la fuerza mínima requerida de los pernos $F_{B0,\text{req}}$ i.e.:

$$F_{B0,\text{mín.}} \geq F_{B0,\text{req}} \quad (\text{G.6-20})$$

La dispersión en el apriete de los pernos se debe tener en cuenta de la manera siguiente:

- a) La fuerza nominal de montaje de los pernos, utilizada para definir los parámetros de atornillado.

Esta fuerza debe calcularse de la manera siguiente:

- Para un método en el que se controle la carga de los pernos:

$$F_{B0,\text{nom}} \geq F_{B0,\text{req}} / (1 - \varepsilon_{n-}) \quad (\text{G.6-21})$$

- Para un método sin control de la carga de los pernos:

El valor a seleccionar para $F_{B0,\text{nom}}$ es la carga media de los pernos $F_{B0,\text{av}}$ que se pueda esperar en la práctica para el método utilizado, independientemente de $F_{B0,\text{req}}$.

Se debe cumplir la condición siguiente, donde ε_{n-} debe calcularse de acuerdo con la ecuación (G.6-16) utilizando un valor ε_{1-} no inferior al valor indicativo dado en la tabla G.8-2 para un atornillado incontrolado:

$$F_{B0,\text{nom}} = F_{B0,\text{av}} \geq F_{B0,\text{req}} / (1 - \varepsilon_{n-}) \quad (\text{G.6-22})$$

Si esto se cumple, el método de apriete de los pernos elegido inicialmente no es válido y se debe cambiar.

NOTA Para el caso corriente de apriete manual de los pernos, el apartado G.8.3 proporciona una estimación de $F_{B0,\text{av}}$, siempre que se utilicen llaves estándar.

b) Las fuerzas máximas a utilizar para el cálculo del límite de la carga (véase G.7) y en estado de bridas montadas. Estas fuerzas vienen dadas por:

$$F_{B0} = F_{B0,m\acute{a}x.} = F_{B0,nom.} \cdot (1 + \varepsilon_{n+}) \quad (G.6-23)$$

$$F_{G0} = F_{G0,m\acute{a}x.} = F_{B0,m\acute{a}x.} - F_{R0} \quad (G.6-24)$$

No es necesario volver a calcular la anchura efectiva de la junta b_{Ge} .

G.6.6 Fuerzas en los estados subsiguientes ($I = 1, 2, 3...$)

Las fuerzas de cálculo en los estados subsiguientes deben basarse en una fuerza de junta de montaje de diseño $F_{G0,d}$ dada por:

$$F_{G0,d} = \text{m\acute{a}x.} \left\{ F_{G\Delta}; \frac{2}{3} \cdot (1 - 10/N_R) \cdot F_{B0,m\acute{a}x.} - F_{R0} \right\} \quad (G.6-25)$$

La fuerza de junta subsiguiente correspondiente y la carga de los pernos para cálculos del límite de carga son:

$$F_{GI} = \left\{ F_{G0,d} \cdot Y_{G0} - \left[F_{QI} \cdot Y_{QI} + (F_{RI} \cdot Y_{RI} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_I \right] \right\} / Y_{GI} \quad (G.6-26)$$

$$F_{BI} = F_{GI} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (G.6-27)$$

NOTA 1 Para evitar fugas, la fuerza de junta en todos los estados subsiguientes debe ser como mínimo $F_{GI,min}$ de la ecuación (G.6-9). Esto corresponde a una fuerza de montaje de junta igual a $F_{G\Delta}$ de la ecuación (G.6-10). Para evitar una deformación progresiva debida a montajes y desmontajes frecuentes, en algunos casos la fuerza de montaje de la junta de la ecuación (G.6-25) $F_{G0,d}$ debería ser mayor que $F_{G\Delta}$.

NOTA 2 Cuando la deformación progresiva no es determinante, es decir, cuando $F_{G0,d} = F_{G\Delta}$ en la ecuación (G.6-25), las fuerzas F_{GI} , F_{BI} , definidas por las ecuaciones (G.6-26) y (G.6-27), son las que existan en cualquier estado $I \neq 0$ para una carga de los pernos inicial igual a la mínima requerida $F_{B0,req.}$. En el apartado G.7, se comprueba la admisibilidad de estas fuerzas mínimas requeridas. (En contraste, para el estado de montajes se comprueba la admisibilidad de las fuerzas máximas posibles). Las fuerzas reales en los estados subsiguientes están por encima de las fuerzas definidas, por ejemplo, en (G.6-26) y (G.6-27) debido a la dispersión del método de atomillado. No obstante, es válido despreciar la magnitud de $F_{B0(actual)}$ por encima de $F_{B0,req.}$, ya que se trata de una fuerza "pasiva" ("secundaria"), que se disipa mediante deformación plástica.

NOTA 3 Cuando la deformación progresiva controla, la máxima carga posible inicial de los pernos $F_{B0,m\acute{a}x.}$ se utiliza para la determinación de una fuerza de junta ficticia (segundo término de la ecuación (G.6-25)). En ese caso se aplica una carga de los pernos $F_{B0} > F_{G\Delta} + F_{R0}$ y se puede producir alguna deformación plástica en estados de carga subsiguientes. El cálculo de los límites de carga según el capítulo G.7 impide la deformación plástica global en todas las condiciones de carga y sirve para limitar la acumulación de deformación plástica en cada nuevo montaje a un nivel aceptable.

G.7 Límites de carga

G.7.1 Generalidades

Las cargas en el sistema deben estar dentro de límites seguros. Estos límites se expresan mediante relaciones de cargas calculadas. Cada relación de cargas debe ser igual o inferior a la unidad para todos los estados de carga:

$$\Phi_I \leq 1,0; \quad (I = 0, 1, 2, \dots) \quad (G.7-1)$$

El índice I para el estado de carga se omite en lo que sigue por razones de brevedad.

Para bridas anchas se aplica un requisito más estricto a las bridas integrales que tengan $\chi = d_4 / d_0 > 2,0$ y a las bridas sueltas que tengan $\chi = d_4 / d_6 > 2,0$: en lugar de $\Phi < 1,0$ debe ser:

$$\Phi \leq \Phi_{\text{máx.}} = \min. \left\{ 1, 0; 0, 6 + \frac{1}{\sqrt{5,25 + (\chi - 1)^2}} \right\} \quad (\text{G.7-2})$$

Las tensiones nominales de diseño en el estado de montaje son los mismos que en el estado de prueba.

NOTA Se recuerda que para el estado de montaje ($I = 0$), las fuerzas a considerar son las fuerzas máximas posibles (véase G.6.5.2 b).

G.7.2 Pernos

La tensión nominal de diseño de los pernos aquí se tiene que determinar utilizando las mismas reglas que para las tensiones nominales de diseño de bridas y envolventes.

La relación de cargas de los pernos debe estar limitada de la manera siguiente.

$$\Phi_B = \frac{F_B}{A_B \cdot f_B} \cdot \sqrt{1 + (C \cdot 3,2 \cdot \mu)^2} \leq 1,0 \quad (\text{G.7-3})$$

El término con C tiene en cuenta el par de atornillado. El valor de C se determina de la manera siguiente:

Para *estado de montaje* después del *apriete a par* aplicado a los pernos:

Si son aceptables pequeñas deformaciones plásticas en los pernos, lo que se recomienda, en general, para los materiales de pernos suficientemente dúctiles (mínimo alargamiento a la rotura $A \geq 10\%$):

$$C = 1 = 1,000 \quad (\text{G.7-4})$$

Si se requiere un comportamiento estrictamente elástico de los pernos, lo que se recomienda para los materiales de pernos no suficientemente dúctiles (alargamiento mínimo a la rotura $A < 10\%$) y/o para montajes y desmontajes muy frecuentes:

$$C = 4/3 = 1,333 \quad (\text{G.7-5})$$

Para *estado de montaje* después del *apriete sin par* aplicado a los pernos, por ejemplo, con tensor hidráulico y para todos los estados subsiguientes:

$$C = 0 = 0,000 \quad (\text{G.7-6})$$

En el apartado G.8.4 se dan valores indicativos para el coeficiente de rozamiento μ .

NOTA Se recomienda respetar una relación de cargas mínima $\Phi_{B,\text{min.}} = 0,3$ en estado de montaje. En general, una relación de cargas más pequeña no constituye un buen procedimiento, debido a que los pernos son demasiado gruesos.

G.7.3 Junta

La relación de cargas de la junta debe limitarse de la manera siguiente.

$$\Phi_G = \frac{F_G}{A_{Gt} \cdot c_G \cdot Q_{\text{máx.}}} \leq 1,0 \quad (\text{G.7-7})$$

$$c_G = 1 + \frac{b_{Gt}}{20 \cdot e_G} \quad (\text{G.7-8})$$

NOTA Consulte los apartados G.5.3 y G.9 para ver características de las juntas.

G.7.4 Brida integral, saliente o reborde

Relación de cargas para bridas, saliente o reborde (para saliente o reborde $\Phi_{\text{máx.}} = 1,0$):

$$\Phi_F = \frac{|F_G \cdot h_G + F_Q \cdot (h_H - h_P) + F_R \cdot h_H|}{W_F} \leq \Phi_{\text{máx.}} \quad (\text{G.7-9})$$

$$W_F = \frac{\pi}{4} \cdot \left\{ f_F \cdot 2 \cdot b_F \cdot e_F^2 \cdot (1 + 2 \cdot \Psi_{\text{opt}} \cdot \Psi_Z - \Psi_Z^2) + f_E \cdot d_E \cdot e_D^2 \cdot c_M \cdot j_M \cdot k_M \right\} \quad (\text{G.7-10})$$

$$e_D = e_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \cdot l_H}{\sqrt[4]{(\beta/3)^4 \cdot (d_1 \cdot e_1)^2 + l_H^4}} \right\} \quad (\text{G.7-11})$$

$$f_E = \text{mín.} (f_F; f_S) \quad (\text{G.7-12})$$

$$\delta_Q = \frac{P \cdot d_E}{f_E \cdot 2 \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} \quad (\text{G.7-13})$$

$$\delta_R = \frac{F_R}{f_E \cdot \pi \cdot d_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S} \quad (\text{G.7-14})$$

Para envolventes cónicas y cilíndricas:

$$c_M = \sqrt{\left\{ 1,333 \cdot \left[1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_Q + \delta_R)^2 \right] \cdot \left[1 - (0,75 \cdot \delta_Q^2 + 1 \cdot \delta_R^2) \right] \right\}} \quad (\text{G.7-15})$$

$$c_S = \frac{\pi}{4} \cdot \left[\sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_Q + \delta_R)^2} + j_S \cdot (0,5 \cdot \delta_R - 0,75 \cdot \delta_Q) \right] \quad (\text{G.7-16})$$

Para una envolvente esférica:

$$c_M = \sqrt{\left\{ 1,333 \cdot \left[1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_Q + \delta_R)^2 \right] \cdot \left[1 - (0,25 \cdot \delta_Q^2 + 3 \cdot \delta_R^2) \right] \right\}} \quad (\text{G.7-17})$$

$$c_S = \frac{\pi}{4} \cdot \left[\sqrt{1 - 0,75 \cdot (0,5 \cdot \delta_Q + \delta_R)^2} + j_S \cdot (1,5 \cdot \delta_R - 0,25 \cdot \delta_Q) \right] \quad (\text{G.7-18})$$

Para todos los casos:

$$j_M = \text{sign} \{ F_G \cdot h_G + F_Q \cdot (h_H - h_P) + F_R \cdot h_H \} = \pm 1 \quad (\text{G.7-19})$$

$$j_S = \pm 1 \quad (\text{G.7-20})$$

$$-1,0 \leq k_M \leq +1,0 \quad (\text{G.7-21})$$

$$0,0 \leq k_S \leq 1,0 \quad (\text{G.7-22})$$

NOTA 1 Los valores de j_S , k_M , k_S a utilizar se definen en la secuencia de cálculos descrita a continuación de la tabla G.7-1.

$$\Psi_{(j_S, k_M, k_S)} = \frac{f_E \cdot d_E \cdot e_D \cdot \cos \varphi_S}{f_F \cdot 2 \cdot b_F \cdot e_F} \cdot \left\{ (0,5 \cdot \delta_Q + \delta_R) \cdot \tan \varphi_S - \frac{\delta_Q \cdot 2 \cdot e_P}{d_E} + j_S \cdot k_S \cdot \sqrt{\frac{e_D \cdot c_M \cdot c_S \cdot (1 + j_S \cdot k_M)}{d_E \cdot \cos^3 \varphi_S}} \right\} \quad (\text{G.7-23})$$

$$\Psi_{\text{opt}} = j_M \cdot (2 \cdot e_P / e_F - 1); \quad (-1,0 \leq \Psi_{\text{opt}} \leq +1,0) \quad (\text{G.7-24})$$

$$\Psi_{\text{máx.}} = \Psi_{(+1, +1, +1)} \quad (\text{G.7-25})$$

$$\Psi_0 = \Psi_{(0, 0, 0)} \quad (\text{G.7-26})$$

$$\Psi_{\text{mín.}} = \Psi_{(-1, -1, +1)} \quad (\text{G.7-27})$$

El valor Ψ_Z de la ecuación (G.7-10) depende de j_M y Ψ_{opt} tal como se dan en la tabla G.7-1.

Tabla G.7-1 – Determinación de Ψ_Z

j_M	Rango de Ψ_{opt}	k_M	Ψ_Z
$j_M = +1$	$\Psi_{\text{máx.}} \leq \Psi_{\text{opt}}$	$(k_M = +1)$	$\Psi_Z = \Psi_{\text{máx.}}$
	$\Psi_0 \leq \Psi_{\text{opt}} < \Psi_{\text{máx.}}$	$(k_M = +1)$	$\Psi_Z = \Psi_{\text{opt}}$
	$\Psi_{\text{opt}} < \Psi_0$	$k_M < +1$	$\Psi_Z = \Psi_{(-1, k_M, +1)}$
$j_M = -1$	$\Psi_{\text{opt}} \leq \Psi_{\text{mín.}}$	$(k_M = -1)$	$\Psi_Z = \Psi_{\text{mín.}}$
	$\Psi_{\text{mín.}} < \Psi_{\text{opt}} \leq \Psi_0$	$(k_M = -1)$	$\Psi_Z = \Psi_{\text{opt}}$
	$\Psi_0 < \Psi_{\text{opt}}$	$k_M > -1$	$\Psi_Z = \Psi_{(+1, k_M, +1)}$

La secuencia de cálculo debe ser la siguiente:

- Se calcula e_D a partir de la ecuación (G.7-11), habiendo calculado previamente β mediante la ecuación (G.5-16).
- Se calcula f_E , δ_Q , δ_R , c_M a partir de las ecuaciones (G.7-13), (G.7-14), (G.7-15) o (G.7-17). Si el valor de la raíz de c_M es negativo, el cubo está sobrecargado y tiene que rediseñarse.
- Se calcula $c_{S(j_S = +1)}$; $c_{S(j_S = -1)}$; j_M ; Ψ_{opt} , Ψ_0 , $\Psi_{máx.}$, $\Psi_{mín.}$ a partir de las ecuaciones (G.7-16) o (G.7-18), (G.7-19), (G.7-24) a (G.7-27). Si $\Psi_{máx.} < -1,0$ ó $\Psi_{mín.} > +1,0$ el anillo está sobrecargado y debe rediseñarse la brida.
- Se determina k_M y Ψ_Z de acuerdo con la tabla G.7-1. Si esa tabla da $k_M < +1$ o $k_M > -1$, el valor de k_M se debe determinar de tal manera que W_F obtenido de la ecuación (G.7-10) sea máximo (véase el paso e) siguiente). El valor de Ψ_Z asociado con k_M lo da la ecuación (G.7-23).
- Se calcula W_F , Φ_Z a partir de las ecuaciones (G.7-10), (G.7-9).

NOTA 2 En el caso típico de una brida con una envolvente cilíndrica ($\varphi_S = 0$), cargada por presión interna ($P > 0$) y una fuerza de tracción ($F_R \geq 0$), será válido lo siguiente: $j_M = +1$; $\Psi_0 < 0 < \min(\Psi_{opt}; \Psi_{máx.})$. La determinación de Ψ_Z en este caso se simplifica, quedando reducida a:

$$\Psi_Z = \min(\Psi_{opt}; \Psi_{máx.}).$$

NOTA 3 En el caso de una brida con una sección inusualmente delgada $e_X < e_2$, se recomienda la comprobación adicional de la ecuación (G.7-27) para la brida integral.

G.7.5 Brida ciega

La relación de cargas para una brida ciega debe determinarse de la manera siguiente:

$$\Phi_F = \max. \left[\begin{array}{l} |F_B \cdot h_G + F_Q \cdot (1 - \rho^3) \cdot d_{Ge} / 6 + F_R \cdot (1 - \rho) \cdot d_{Ge} / 2|; \\ |F_B \cdot h_G + F_Q \cdot (1 - \rho^3) \cdot d_{Ge} / 6|; |F_R \cdot (1 - \rho) \cdot d_{Ge} / 2| \end{array} \right] \cdot \frac{1}{W_F} \leq 1,0 \quad (G.7-28)$$

$$W_F = \frac{\pi}{4} \cdot f_F \cdot \left\{ 2 \cdot b_F \cdot e_F^2 + d_0 \cdot (1 - \rho) \cdot e_0^2 \right\} \quad (G.7-29)$$

Si hay una sección potencialmente crítica donde $e_X < e_F$ (véase la figura G.3-9), la relación de cargas adicional debe calcularse como sigue:

$$\Phi_X = \frac{F_B \cdot (d_3 - d_X)}{2 \cdot W_X} \leq 1,0 \quad (G.7-30)$$

$$W_X = \frac{\pi}{4} \cdot f_F \cdot \left\{ (d_4 - 2 \cdot d_{5e} - d_X) \cdot e_F^2 + d_X \cdot e_X^2 \right\} \quad (G.7-31)$$

G.7.6 Brida suelta con saliente o reborde

Relación de cargas para brida suelta:

$$\Phi_L = \frac{F_B \cdot h_L}{W_L} \leq \Phi_{máx.} \quad (G.7-32)$$

$$W_L = \frac{\pi}{2} \cdot f_L \cdot b_L \cdot e_L^2 \quad (\text{G.7-33})$$

La relación de cargas para un saliente o reborde puede evaluarse arbitrariamente a partir de G.7.4 (siempre con $\Phi_{\text{máx.}} = 1,0$ o a partir de la ecuación (G.7-34). El resultado más favorable (es decir, el más pequeño de los valores de Φ_F) es válido. La ecuación (G.7-34) sólo es aplicable a juntas planas con $(d_{G2} - d_7) > 0$.

$$\Phi_F = \frac{|F_Q + F_R| \cdot h_H}{\frac{\pi}{4} \cdot d_E \cdot \left[f_E \cdot \min. \{e_E^2; e_F^2\} + \min. \{f_F \cdot e_F^2; Q_{\text{máx.}} \cdot (d_{G2} - d_7)^2 / 4\} \right]} \leq 1,0 \quad (\text{G.7-34})$$

Los brazos de palanca h_G , h_H , h_L pueden determinarse por variación del diámetro d_7 de tal manera que las ecuaciones (G.7-32) a (G.7-34) y las ecuaciones (G.7-9) a (G.7-24) den todas el resultado más favorable, es decir, máx. (Φ_F , Φ_L) sea un mínimo.

En el caso de $F_Q + F_R > 0$ el resultado más favorable se obtiene generalmente cerca de $d_{7,\text{min.}}$ de acuerdo con la ecuación (G.5-28). Por contraste, en el estado de montaje (con $F_Q = 0$ y $F_R = 0$) el óptimo se encuentra cerca de $d_{7,\text{máx.}}$ de acuerdo con la ecuación la (G.5-29).

NOTA El diámetro d_7 puede ser distinto en todos los estados de carga. En estado de montaje ($I = 0$) El cálculo de los límites de carga se puede realizar con $d_7 \neq d_{70}$ (ecuación (G.5-63)).

G.8 Suplementos al método

G.8.1 Requisito para limitación de no uniformidad de tensiones de junta

Para limitar la no uniformidad de las tensiones de junta con pernos muy separados, se necesita que:

$$e_F \geq p_B \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{Gm} \cdot b_{Ge} \cdot p_B}{E_F \cdot e_G \cdot b_F} \cdot \frac{\sqrt{1 - (\Phi_{G0})^2}}{10}} \quad (\text{G.8-1})$$

E_{Gm} se da en la tabla G.5-1, Φ_{G0} por la ecuación (G.7-4) para $I = 0$ con

$$F_{G0} = F_{B0,\text{nom}} \cdot (1 - \varepsilon_{n-}) - F_{R0} \quad (\text{G.8-2})$$

Para una brida suelta se utilizan e_L , b_L , E_L en lugar de e_F , b_F , E_F .

G.8.2 Dimensiones de pernos métricos estándar

Tabla G.8-1 – Dimensiones de pernos métricos (dimensiones en mm)

Tamaño del perno	d_{B0}	d_{Be}	d_{Bs}	
Véase la NOTA 1		Véase la NOTA 2	Véase la NOTA 3	Véase la NOTA 4
M 6	6	5,06	–	5,3
M 8	8	6,83	–	7,1
M 10	10	8,59	–	9,0
M 12	12	10,36	8,5	10,8
M 14	14	12,12	10,0	
M 16	16	14,12	12,0	14,6
M 18	18	15,65	13,0	
M 20	20	17,65	15,0	18,3
M 22	22	19,65	17,0	
M 24	24	21,19	18,0	22,0
M 27	27	24,19	20,5	
M 30	30	26,72	23,0	27,7
M 33	33	29,72	25,5	
M 36	36	32,25	27,5	33,3
M 39	39	35,25	30,5	
M 42	42	37,78	32,5	39,0
M 45	45	40,78	35,5	
M 48	48	43,31	37,5	44,7
M 52	52	47,31	41,0	
M 56	56	50,84	44,0	52,4
M 64	64	58,37	51,0	60,0
M 72*6	72	66,37	58,5	68,0
M 80*6	80	74,37	66,0	76,0
M 90*6	90	84,37	75,0	86,0
M100*6	100	94,37	84,0	96,0

NOTA 1 Para M6 ... M64, el paso es el de las series normales de acuerdo con la Norma ISO 261:1998.

NOTA 2 Los valores de d_{Be} corresponden a las definiciones siguientes:

$$d_{Be} = (d_{B2} + d_{B3})/2$$
 (véase la figura G.3-2); $d_{Be} = d_{B0} - 0,9382 \cdot pt$

NOTA 3 Diámetro de espárrago entallado.

NOTA 4 Diámetro del cuerpo para rosca laminada.

G.8.3 Dispersión de los métodos de atornillado

G.8.3.1 Valores de dispersión

Tabla G.8-2 – Valores indicativos de ε_{1+} y ε_{1-} para las ecuaciones (G.6-15), (G.6-16)

Método de atornillado (apriete) Método de medida	Factores que afectan a la dispersión	Valor de la dispersión ε_{1-}	Valor de la dispersión ε_{1+}
Llave Tacto de operador, sin control	Rozamiento, rigidez, cualificación	$0,3 + 0,5 \cdot \mu$	$0,3 + 0,5 \cdot \mu$
Llave de impacto	Rozamiento, rigidez, calibración	$0,2 + 0,5 \cdot \mu$	$0,2 + 0,5 \cdot \mu$
Llave dinamométrica = llave con medida del paro (solamente)	Rozamiento, calibración, lubricación	$0,1 + 0,5 \cdot \mu$	$0,1 + 0,5 \cdot \mu$
Tensor hidráulico. Medida de presión hidráulica	Rigidez, longitud del perno, calibración	0,20	0,40
Llave o tensor hidráulico. Medida del alargamiento del perno	Rigidez, longitud del perno, calibración	0,15	0,15
Llave. Medida del giro de la tuerca (casi hasta el límite elástico del perno)	Rigidez, rozamiento, calibración	0,10	0,10
Llave. Medida del par y del giro de la tuerca(casi hasta el límite elástico del perno)	Calibración	0,07	0,07
<p>NOTA 1 Operadores muy experimentados pueden conseguir dispersiones inferiores a los valores indicados (por ejemplo, $\varepsilon_{1+} = 0,15$ en lugar de $\varepsilon_{1+} = 0,20$ utilizando la llave dinamométrica en un caso $\mu = 0,20$); para operadores sin experiencia de la dispersión puede ser superior a la indicada.</p> <p>NOTA 2 Los valores tabulados de la dispersión son para un solo perno; la dispersión de la carga total de los pernos será inferior por razones estadísticas, véase G.6.5.2.</p> <p>NOTA 3 Con tensor hidráulico ε_{1+} y ε_{1-} no son iguales debido al hecho de que se aplica una carga adicional al perno mientras se gira la tuerca para entrar en contacto, antes de transferir la carga a la tuerca.</p> <p>NOTA 4 μ es el coeficiente de rozamiento entre el perno y la tuerca, véase G.8.4.</p>			

G.8.3.2 Apriete manual

Estimación de la fuerza inicial media del perno conseguida mediante apriete manual utilizando llaves de estrella estándar (sin ningún brazo de palanca adicional y sin golpes de martillo):

Fuerza media del perno:

$$F_{B0,av} = A_B \cdot \frac{1000}{\sqrt{d_{B0}}} \quad (G.8-3)$$

NOTA 1 Las unidades de la ecuación (G.8-3) son estrictamente en A_B en [mm²], d_{B0} en [mm] y $F_{B0,av}$ en [N].

NOTA 2 No se recomienda un apriete incontrolado semejante.

G.8.4 Montaje utilizando una llave dinamométrica

El par nominal aplicado para apretar un perno debe calcularse a partir de:

$$M_{t,\text{nom}} = k_B \cdot F_{B0,\text{nom}} / n_B \quad (\text{G.8-4})$$

$$k_B \approx 1,2 \cdot \mu \cdot d_{B0} \quad (\text{G.8-5})$$

El coeficiente de rozamiento de la ecuación (G.8-5) μ es un valor medio, que tiene en cuenta el rozamiento de las roscas del perno y de la tuerca o cara de la cabeza. (En lo que sigue se aumenta ligeramente respecto a los valores reales para cubrir algunos efectos del paso de la rosca). Los valores dados a continuación para μ son valores indicativos típicos y los valores más altos son para aceros austeníticos.

Para superficies lisas y lubricadas:

$$\mu \approx 0,10 \dots 0,15 \quad (\text{G.8-6})$$

Para condiciones medias, "normales":

$$\mu \approx 0,15 \dots 0,25 \quad (\text{G.8-7})$$

Para superficies rugosas y secas:

$$\mu \approx 0,20 \dots 0,35 \quad (\text{G.8-8})$$

NOTA 1 Una llave dinamométrica sencilla sin dispositivo multiplicador del par proporciona un máximo aproximado $M_{t,\text{nom}} \approx 1\,000\text{ Nm}$.

NOTA 2 Explicaciones para la ecuación (G.8-5):

La fórmula general para k_B es:

$$k_B = p_t / (2 \cdot \pi) + \mu_t \cdot d_t / (2 \cdot \cos \alpha) + \mu_n \cdot d_n / 2 \quad (\text{G.8-9})$$

donde

d_n es el diámetro medio de contacto bajo la tuerca o la cabeza del perno;

d_t es el diámetro medio de contacto en la rosca;

μ_n es el coeficiente de rozamiento bajo la tuerca o la cabeza del perno;

μ_t es el coeficiente de rozamiento en la rosca;

p_t es el paso de la rosca;

α es el semiángulo de la rosca.

En la ecuación (G.8-9), el primer término es debido a la inclinación del ángulo de la hélice de la rosca, el segundo es debido al rozamiento entre los hilos de rosca y el tercero es debido al rozamiento debajo de la tuerca o de la cabeza del perno.

Para roscas de perfil triangular según ISO, k_B es:

$$k_B = 0,159 \cdot p_t + 0,577 \cdot \mu_t \cdot d_{B2} + 0,500 \cdot \mu_n \cdot d_n \quad (\text{G.8-10})$$

donde d_{B2} es el diámetro medio de la rosca (véase la figura G.3-2).

Se puede hacer un cálculo aproximado, con

$$\mu_n \approx \mu_t \approx \mu \quad (\text{hipótesis})$$

$$p_t \approx 0,1 \cdot d_{B0} \quad (\text{relación media})$$

$$d_{B2} \approx 0,9 \cdot d_{B0} \quad (\text{relación media})$$

$$d_n \approx 1,3 \cdot d_{B0} \quad (\text{relación media})$$

donde d_{B0} es el diámetro nominal (véase la figura G.3-2).

Esto conduce a la siguiente fórmula simplificada que proporciona una buena estimación de k_B y puede utilizarse en lugar de la ecuación (G.8-5):

$$k_B \approx 0,16 \cdot p_t + 1,17 \cdot \mu \cdot d_{B0} \quad (\text{G.8-11})$$

Una aproximación más grosera de esta ecuación conduce a la ecuación (G.8-5).

$$k_B \approx 1,2 \cdot \mu \cdot d_{B0}$$

NOTA 3 Explicación del momento de torsión en la espiga de un perno, utilizada en la ecuación (G.7-3):

$$M_{tB,nom} = \{p_t / (2 \cdot \pi) + \mu_t \cdot d_t / (2 \cos \alpha)\} \cdot F_{B0,nom} / n_B \quad (\text{G.8-12})$$

Con las mismas aproximaciones utilizadas para la ecuación (G.8-5) puede encontrarse:

$$M_{tB,nom} = \{0,16 \cdot p_t + 0,52 \cdot \mu \cdot d_{B0}\} \cdot F_{B0,nom} / n_B \quad (\text{G.8-13})$$

o de nuevo más sencillamente

$$M_{tB,nom} = \{0,55 \cdot \mu_n \cdot d_{B0}\} \cdot F_{B0,nom} / n_B \quad (\text{G.8-14})$$

Esta ecuación (G.8-14) introducida en la Norma EN 1591-1:2001, ecuación (71) da la siguiente forma primaria de la ecuación finalmente simplificada (G.7-3) (y modificada por C):

$$\Phi_B = \frac{F_B}{A_B \cdot f_B} \cdot \sqrt{1 + 3 \cdot \left(\mu \cdot \frac{3 \cdot 0,55 \cdot d_{B0}}{\min(d_{Be}; d_{Bs})} \right)^2} \quad (\text{G.8-15})$$

G.8.5 Rotaciones de bridas

G.8.5.1 Generalidades

NOTA Las rotaciones de bridas que se pueden esperar en la práctica dependen de la fuerza del perno aplicada al hacer el atornillado, que por su parte está sujeta a variación. El método permite cierta deformación plástica (pequeña), tanto en el atornillado como en las condiciones subsiguientes. Por tanto

- sólo se evalúan los límites superior e inferior de las rotaciones, asumiendo los valores máximo y mínimo posibles de la carga inicial del perno;
- sólo se calculan las partes elásticas de las rotaciones.

G.8.5.2 Uso de la rotación de la brida

La rotación máxima calculada de la brida debe ser inferior al valor aceptable especificado para la junta, cuando este valor esté disponible.

NOTA Se pueden utilizar valores medidos de $\theta_F + \tilde{\theta}_F$ respectivamente $\theta_L + \tilde{\theta}_L$ para controlar la carga del perno durante el montaje.

G.8.5.3 Cálculo de las rotaciones de las bridas

La rotación elástica de cada brida, saliente o reborde se puede calcular a partir de la ecuación siguiente (G.8-16) y para bridas sueltas a partir de la ecuación (G.8-17):

$$\theta_F = (Z_F / E_F) \cdot \{F_G \cdot h_G + F_Q \cdot (h_H - h_P + h_Q) + F_R \cdot (h_H + h_R)\} \quad (\text{G.8-16})$$

$$\theta_L = (Z_L / E_L) \cdot F_B \cdot h_L \quad (\text{G.8-17})$$

Las fórmulas precedentes son aplicables a todos los estados de carga ($I = 0, 1, 2 \dots$), siempre que se apliquen valores apropiados de E_F , E_L y F_B , F_G , F_Q , F_R para cada estado:

F_{QI} , F_{RI} son valores de acuerdo con las ecuaciones (G.6-1), (G.6-2);

F_{BI} , F_{GI} son respectivamente los posibles valores mínimos (para calcular las rotaciones mínimas) o los posibles valores máximos (para calcular las rotaciones máximas).

Se obtienen mediante las ecuaciones siguientes:

Estado de montaje ($I = 0$):

$$F_{B0,\text{mín.}} = F_{B0,\text{nom}} \cdot (1 - \varepsilon_{n-}) \quad (\text{G.8-18})$$

$$F_{B0,\text{máx.}} = F_{B0,\text{nom}} \cdot (1 + \varepsilon_{n+}) \quad (\text{G.8-19})$$

$$F_{G0,\text{mín.}} = F_{B0,\text{mín.}} - F_{R0} \quad (\text{G.8-20})$$

$$F_{G0,\text{máx.}} = F_{B0,\text{máx.}} - F_{R0} \quad (\text{G.8-21})$$

Condiciones subsiguientes ($I = 1, 2 \dots$):

NOTA Los valores mínimo y máximo se obtienen de las ecuaciones (G.6-26) y (G.6-27) sustituyendo $F_{G0,d}$ por $F_{G0,\text{mín.}}$ y $F_{G0,\text{máx.}}$ respectivamente, es decir

$$F_{GI,\text{mín.}} = \{ F_{G0,\text{mín.}} \cdot Y_{G0} - [F_{QI} \cdot Y_{QI} + (F_{RI} \cdot Y_{QI} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_I] \} / Y_{GI} \quad (\text{G.8-22})$$

$$F_{GI,\text{máx.}} = \{ F_{G0,\text{máx.}} \cdot Y_{G0} - [F_{QI} \cdot Y_{QI} + (F_{RI} \cdot Y_{QI} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_I] \} / Y_{GI} \quad (\text{G.8-23})$$

$$F_{BI,\text{mín.}} = F_{GI,\text{mín.}} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (\text{G.8-24})$$

$$F_{BI,\text{máx.}} = F_{GI,\text{máx.}} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (\text{G.8-25})$$

G.9 Propiedades de las juntas

G.9.1 Generalidades

El objeto de este apartado es presentar valores de propiedades de las juntas para utilizarlos en este método.

NOTA Los datos de este capítulo se basan de forma variable en mediciones, experiencia o estimaciones. Aunque actualmente se considera como la mejor información disponible para materiales genéricos, sólo se proporciona como una orientación general. Los valores no son obligatorios. Deberían utilizarse preferentemente datos validados si están disponibles.

G.9.2 Símbolos y abreviaturas específicos

NOTA 1 La lista siguiente da repeticiones parciales de G.3.3 por comodidad y explicaciones adicionales parciales.

E_G es el módulo de compresión en la descarga de la junta para una tensión de compresión de la junta $Q > 0$, [MPa];

E_0 es el valor de E_G extrapolado a partir de valores medidos de E_G hasta volver a una tensión de compresión de la junta cero $Q = 0$, [MPa], véanse las tablas G.9-1 a -5;

K_1 es el coeficiente que determina la velocidad de cambio de E_G con tensiones de compresión [-], véanse las tablas G.9-1 a -5.

NOTA 2 El módulo de compresión en la descarga de la junta E_G se supone que varía linealmente con la tensión máxima de compresión $Q_{(\text{máx.})}$ al cual se ha sometido la junta previamente.

$$E_G = E_0 + K_1 \cdot Q_{(\text{máx.})} \quad (\text{G.9-1})$$

Observación: $Q_{(\text{máx.})}$ no es aquí el valor límite $Q_{\text{máx.}}$ sino el valor máximo real Q . Como una simplificación conservadora, el método recomienda el cálculo de E_G utilizando $Q_{(\text{máx.})} = Q_{(t=0)}$ para todo I .

NOTA 3 La medición de E_G se hace a lo largo de una cuerda desde $Q = Q_{(\text{máx.})}$ hasta $Q = (0,3 \dots 0,2) \cdot Q_{(\text{máx.})}$ en una curva de tensiones-deformación de la junta obtenida en la descarga.

g_C es el factor de fluencia para la junta [-], véanse las tablas G.9-1 a -5.

NOTA 4 El factor de fluencia g_C y es un factor empírico que ajusta el módulo de compresión E_G para tener en cuenta, aproximadamente, cualquier desplazamiento adicional por compresión U_G debido a la fluencia de la junta. Se definen como:

$$g_G = U_{G(t=0)} / U_{G(t \rightarrow \infty)} \quad (\text{G.9-2})$$

y se aplica de la manera siguiente:

$$E_{G(\text{incluyendo fluencia})} = g_C \cdot E_{G(\text{excluyendo fluencia})} \quad (\text{G.9-3})$$

NOTA 5 Para mediciones de $U_{G(t \rightarrow \infty)}$, son aceptables tiempos adecuados tales como 1 000 h.

I es el identificador de el estado de carga [-]:

$I = 0$ es el estado de montaje;

$I = 1, 2, 3, \dots$ son estados subsiguientes, incluida la prueba hidrostática, y todos los estados de servicio que puedan ser importantes.

m_I es el factor de compresión de la junta [-], véanse las tablas G.9-1 a -5. Define mediante la ecuación (G.9-4) un valor aproximado de $Q_{I,\text{min.}}$ si no hay otro dato mejor disponible.

NOTA 6 m_I sirve para un objeto similar para 'm' en ASME y otros códigos de diseño (incluidos BS 5500 y CODAP) pero, debido a la manera distinta de calcular cuál es la anchura efectiva de la junta, no es lo mismo y deben evitarse comparaciones directas.

$Q_{I,\text{min.}}$ es la tensión de compresión mínima requerida de la junta [MPa] para una estado de carga subsiguiente nº $I = 1, 2, 3, \dots$

Es en general tanto mayor cuanto mayores son los requisitos de estanquidad a fugas (y por tanto menor es el caudal de fuga permitido [mg/(m·s)]) y por tanto mayor es la presión del fluido P [MPa] para este estado de carga nº I . Depende también de la temperatura y del tipo de fluido.

Además, hay una influencia importante de la tensión máxima de compresión inicial de la junta $Q_{(\text{máx.})}$, que normalmente es la tensión de compresión de la junta en estado de montaje Q_0 : Por tanto, cuanto mayor sea $Q_{(\text{máx.})}$, menor será $Q_{I,\text{min.}}$. Estas influencias se investigan (miden) para algunos ejemplos, pero hasta la fecha no hay disponibles suficientes datos generales. Por tanto, por el momento, se puede aplicar el siguiente método casi clásico: aplicar una tensión de compresión de la junta mínima para el estado de montaje $Q_{0,\text{min.}}$ (para un asentamiento inicial suficiente de la junta) y luego suponer $Q_{I,\text{min.}}$ de la manera siguiente

$$Q_{I,\text{min.}} = m_I \cdot |P_I| \quad (\text{G.9-4})$$

$Q_{0,\text{min.}}$ es la tensión de compresión de la junta mínima requerida [MPa] para el estado de montaje $I = 0$; no se requiere si todos los $Q_{I,\text{min.}}$ están basados en criterios de estanquidad a fugas;

$Q_{\text{máx.}}$ es la tensión de compresión máxima admisible en la junta [MPa] para cualquier estado.

NOTA 7 Los parámetros $Q_{0,\text{min.}}$ y $Q_{\text{máx.}}$ definen un intervalo de tensión de la junta dentro del cual la junta se comporta de una manera coherente y fiable. Por debajo del límite inferior $Q_{0,\text{min.}}$ el caudal de fuga puede ser atípico, alto y variable; por encima del límite superior $Q_{\text{máx.}}$ ciertas propiedades de la junta pueden ser atípicas y la junta puede sufrir daños permanentes. Si hay fórmulas empíricas adecuadas para medir las propiedades de la junta (por ejemplo, curvas de carga - compresión o de tensiones - estanquidad) el intervalo define los límites de validez de las fórmulas.

NOTA 8 $Q_{0,\text{min.}}$ se utiliza para definir un valor mínimo absoluto de fuerza de junta montada de la manera siguiente, que es efectivamente una definición de $Q_{0,\text{min.}}$

$$F_{G0,\text{min.}} = A_{Gc} \cdot Q_{0,\text{min.}} \quad (\text{véase la ecuación (G.6-8)}) \quad (\text{G.9-5})$$

NOTA 9 El parámetro $Q_{0,\min}$ sirve, en parte, para un fin similar al de 'y' en ASME y otros códigos de diseño (incluidos BS 5500 y CODAP) pero difiere en lo siguiente:

- a) Debido a las maneras distintas de calcular la anchura efectiva de la junta en el código ASME y en este método, el valor de $Q_{0,\min}$ no es igual que el de y
- b) $Q_{0,\min}$ sirve también para definir el límite inferior de validez de fórmulas empíricas cuando se utiliza para calcular propiedades de las juntas.

NOTA 10 Q_{\max} se utiliza de la manera siguiente: dada una posible superficie máxima A_{gt} y con un ajuste para deformación plástica, basado en la máxima anchura posible de la junta b_{Gt} y en el espesor inicial de la junta e_{G0} , la fuerza máxima permitida de la junta F_G está sometida a la condición: $F_G \leq A_{Gt} \cdot Q_{\max} \cdot \{1 + b_{Gt} / (20 \cdot e_{G0})\}$ (véanse las ecuaciones (G.7-4), (G.7-5)) (G.9-6).

G.9.3 Tablas para propiedades de juntas

Todas las propiedades de juntas tabuladas son sólo informativas. (Véase G.9.1). Se permite la aplicación de otros valores validados.

NOTA 1 El mínimo absoluto teóricamente posible $m_f = 0,5$ no es aplicable a efectos prácticos, porque es necesaria alguna seguridad contra fallo.

NOTA 2 La mayoría de los valores tabulados de m_f corresponden a un caudal de fuga de gas nitrógeno de aproximadamente 1 ml/min (a temperatura y presión ambiente estándar) para una presión del fluido $P = 40$ bar, diámetro exterior de la junta $d_{G2} = 90$ mm y diámetro interior de la junta $d_{G1} = 50$ mm.

NOTA 3 Sólo hay unos cuantos tipos de juntas para los cuales se han medido los coeficientes de dilatación térmica α_G y que no se dan en las tablas G.9-1 a G.9-6. Si no hay valores de α_G disponibles, el cálculo bajo la hipótesis de $\alpha_G \approx \alpha_f$ u otra estimación lógica de α_G es aceptable, porque normalmente el efecto de α_G es muy pequeño.

Tabla G.9-1 – Juntas planas no metálicas (blandas), también con inserción de metal

Tipo de junta y material	t °C	$Q_{0,\text{mín.}}$ Mpa	$Q_{\text{máx.}}$ Mpa	E_0 Mpa	K_1	m_I	g_C
Goma ¹⁾	0...20	0,5	28	200	10	0,9	0,9
	100		18	200	10	0,9	0,9
	150		12	200	10	0,9	0,9
PTFE	0...20	10	50	600	20	1,3	0,9
	100		35	500	20	1,3	0,7
	200		20	400	20	1,3	0,5
PTFE expandido (ePTFE)	0...20	12	150	500	40	1,3	1,0
	100		150	1 500	35	1,3	0,9
	200		150	2 500	30	1,3	0,8
Grafito expandido sin inserción de metal	0...20	10	100	1	26	1,3	1,0
	100		100	1	26	1,3	1,0
	200		95	1	26	1,3	1,0
	300		90	1	26	1,3	1,0
Grafito expandido con inserción de metal perforado	0...20	15	150	1	31	1,3	1,0
	100		145	1	31	1,3	1,0
	200		140	1	31	1,3	1,0
	300		130	1	31	1,3	1,0
Grafito expandido con inserción de metal plano adhesivo	0...20	10	100	1	28	1,3	0,9
	100		90	1	28	1,3	0,9
	200		80	1	28	1,3	0,9
	300		70	1	28	1,3	0,9
Grafito expandido y hojas metálicas laminadas en capas delegadas capaces de soportar grandes ten- siones	0...20	15	270	1	33	1,3	1,0
	100		250	1	33	1,3	1,0
	200		230	1	33	1,3	1,0
	300		210	1	33	1,3	1,0
Fibras sin amianto con aglome- rante, $e_G < 1$ mm	0...20	40	100	500	20	1,6	–
	100		90	500	20	1,6	–
	200		70	500	20	1,6	–
Fibras sin amianto con aglome- rante, $e_G \geq 1$ mm	0...20	35	80	500	20	1,6	–
	100		70	500	20	1,6	–
	200		60	500	20	1,6	–
1) El espesor de la junta e_G utilizado en el cálculo debe ser el espesor bajo carga.							
NOTA Un guión indica que no hay valores disponibles.							

Tabla G.9-2 – Juntas de acero ranuradas con capas blandas en ambos lados

Tipo de junta y material	t °C	$Q_{0,\text{mín.}}$ Mpa	$Q_{\text{máx.}}$ Mpa	E_0 Mpa	K_1	m_I	g_C
Capas de PTFE sobre acero blando o hierro blando	0...20	10	350	16 000	0	1,3	0,9
	100		330	16 000	0	1,3	0,8
	200		290	16 000	0	1,3	0,7
	300		250	16 000	0	1,3	0,6
Capas de PFTE sobre acero inoxidable	0...20	10	500	16 000	0	1,3	0,9
	100		480	16 000	0	1,3	0,8
	200		450	16 000	0	1,3	0,7
	300		420	16 000	0	1,3	0,6
Capas de grafito sobre acero blando o hierro blando	0...20	15	350	16 000	0	1,3	1,0
	100		330	16 000	0	1,3	1,0
	200		290	16 000	0	1,3	1,0
	300		250	16 000	0	1,3	1,0
Capas de grafito sobre acero de baja aleación resistente al calor	0...20	15	400	16 000	0	1,3	1,0
	100		390	16 000	0	1,3	1,0
	200		360	16 000	0	1,3	1,0
	300		320	16 000	0	1,3	1,0
	400		270	16 000	0	1,3	0,9
	500		220	16 000	0	1,3	0,8
Capas de grafito sobre acero inoxidable	0...20	15	500	16 000	0	1,3	1,0
	100		480	16 000	0	1,3	1,0
	200		450	16 000	0	1,3	1,0
	300		420	16 000	0	1,3	1,0
	400		390	16 000	0	1,3	0,9
	500		350	16 000	0	1,3	0,8
Capas de plata sobre acero inoxidable resistente al calor	0...20	125	600	20 000	0	1,8	1,0
	100		570	20 000	0	1,8	1,0
	200		540	20 000	0	1,8	1,0
	300		500	20 000	0	1,8	1,0
	400		460	20 000	0	1,8	1,0
	500		400	20 000	0	1,8	0,9
	600		250	20 000	0	1,8	0,8

NOTA Los valores de K_1 no tienen influencia significativa sobre el resultado para este tipo de juntas; así que $K_1 = 0$ puede utilizarse para el cálculo en este anexo.

Tabla G.9-3 – Juntas arrolladas en espiral con relleno blando

Tipo de junta y material	t °C	$Q_{0,\text{mín.}}$ Mpa	$Q_{\text{máx.}}$ Mpa	E_0 Mpa	K_1	m_I	g_C
Relleno de PTFE, un lado soportado por un anillo	0...20	20	110	6 000	0	1,6	0,9
	100		100	6 000	0	1,6	0,8
	200		90	6 000	0	1,6	0,7
	300		80	6 000	0	1,6	0,6
Relleno de PTFE, ambos lados soportados por un anillo	0...20	20	180	6 000	0	1,6	0,9
	100		170	6 000	0	1,6	0,8
	200		160	6 000	0	1,6	0,7
	300		150	6 000	0	1,6	0,6
Relleno de grafito, un lado soportado por un anillo	0...20	20	110	8 000	0	1,6	1,0
	100		110	8 000	0	1,6	1,0
	200		100	8 000	0	1,6	1,0
	300		90	8 000	0	1,6	1,0
	400		80	8 000	0	1,6	0,9
Relleno de grafito, ambos lados soportados por un anillo	0...20	50	300	10 000	0	1,6	1,0
	100		280	10 000	0	1,6	1,0
	200		250	10 000	0	1,6	1,0
	300		220	10 000	0	1,6	1,0
	400		180	10 000	0	1,6	0,9

NOTA 1 La tendencia moderna consiste en utilizar dos anillos; un anillo de centrado y un anillo exterior.

NOTA 2 Los valores de K_1 no tienen influencia significativa sobre el resultado para este tipo de juntas; así que $K_1 = 0$ puede utilizarse para el cálculo en este anexo.

Tabla G.9-4 – Juntas de metal macizo

Tipo de junta y material	t °C	$Q_{0,min.}$ Mpa	$Q_{máx.}$ Mpa	E_0 Mpa	K_1	m_I	g_c
Aluminio (Al) (blando)	0...20	50	100	70 000	0	2,0	1,0
	100		85	65 000	0	2,0	0,9
	200		60	60 000	0	2,0	0,8
	300		20	50 000	0	2,0	0,7
Cobre (Cu) o latón (blando)	0...20	100	210	115 000	0	2,0	1,0
	100		190	110 000	0	2,0	1,0
	200		155	105 000	0	2,0	1,0
	300		110	95 000	0	2,0	0,9
	(400)		50	85 000	0	2,0	0,7
Hierro (Fe) (blando)	0...20	175	380	210 000	0	2,0	1,0
	100		340	205 000	0	2,0	1,0
	200		280	195 000	0	2,0	1,0
	300		220	185 000	0	2,0	1,0
	400		160	175 000	0	2,0	0,9
	(500)		100	165 000	0	2,0	0,7
Acero (blando)	0...20	200	440	210 000	0	2,0	1,0
	100		410	205 000	0	2,0	1,0
	200		360	195 000	0	2,0	1,0
	300		300	185 000	0	2,0	1,0
	400		220	175 000	0	2,0	0,9
	(500)		140	165 000	0	2,0	0,7
Acero, baja aleación, resistente al calor	0...20	225	495	210 000	0	2,0	1,0
	100		490	205 000	0	2,0	1,0
	200		460	195 000	0	2,0	1,0
	300		420	185 000	0	2,0	1,0
	400		370	175 000	0	2,0	1,0
	500		310	165 000	0	2,0	0,9
Acero inoxidable	0...20	250	550	200 000	0	2,0	1,0
	100		525	195 000	0	2,0	1,0
	200		495	188 000	0	2,0	1,0
	300		460	180 000	0	2,0	1,0
	400		425	170 000	0	2,0	0,9
	500		370	160 000	0	2,0	0,8
	(600)		300	150 000	0	2,0	0,7
Acero inoxidable, resistente al calor	0...20	300	660	210 000	0	2,0	1,0
	100		630	205 000	0	2,0	1,0
	200		600	200 000	0	2,0	1,0
	300		560	194 000	0	2,0	1,0
	400		510	188 000	0	2,0	1,0
	500		445	180 000	0	2,0	0,9
	600		360	170 000	0	2,0	0,8

NOTA Los valores de K_1 no tienen influencia significativa sobre el resultado para este tipo de juntas; así que $K_1 = 0$ puede utilizarse para el cálculo en este anexo.

Tabla G.9-5 – Juntas cubiertas encamisadas con metal

Tipo de junta y material	t °C	$Q_{0,\text{mín.}}$ Mpa	$Q_{\text{máx.}}$ Mpa	E_0 Mpa	K_1	m_I	g_C
Camisa de acero inoxidable con relleno y recubrimiento de PTFE expandido	0...20	10	150	1	69	1,3	1,0
	100		150	1	69	1,3	0,9
	200		150	1	69	1,3	0,8
	(300)		150	1	69	1,3	0,7
Camisa de aleación de níquel con relleno y recubrimiento de PTFE expandido	0...20	10	150	1	69	1,3	1,0
	100		150	1	69	1,3	0,9
	200		150	1	69	1,3	0,8
	(300)		150	1	69	1,3	0,7
Camisa de hierro blando o acero blando con relleno y recubrimiento de grafito	0...20	20	300	1	48	1,3	1,0
	100		300	1	48	1,3	1,0
	200		300	1	48	1,3	1,0
	300		300	1	48	1,3	1,0
	400		300	1	48	1,3	1,0
	(500)		300	1	48	1,3	1,0
Camisa de acero de baja aleación (4% a 6% de cromo) o de acero inoxidable con relleno y recubrimiento de grafito	0...20	20	300	1	48	1,3	1,0
	100		300	1	48	1,3	1,0
	200		300	1	48	1,3	1,0
	300		300	1	48	1,3	1,0
	400		300	1	48	1,3	1,0
	500		300	1	48	1,3	1,0

Tabla G.9-6 – Juntas con camisa de metal

Tipo de junta y material	t °C	$Q_{0,\text{mín.}}$ Mpa	$Q_{\text{máx.}}$ Mpa	E_0 Mpa	K_1	m_I	g_C
Camisa de aluminio (blando) con relleno de grafito	0...20	50	135	500	25	1,6	1,0
	100		120	800			
	200		90	1 100			
	(300)		60	1 400			
Camisa de cobre o latón (blando) con relleno de grafito	0...20	60	150	600	25	1,8	1,0
	100		140	900			
	200		130	1 200			
	300		120	1 500			
	(400)		100	1 800			
Camisa de hierro blando o acero blando con relleno de grafito	0...20	80	180	800	25	2,0	1,0
	100		170	1 100			
	200		160	1 400			
	300		150	1 700			
	400		140	2 000			
	(500)		120	2 300			
Camisa de acero de baja aleación (4% a 6% de cromo) o de acero inoxidable con relleno de grafito	0...20	100	250	800	25	2,2	1,0
	100		240	1 100			
	200		220	1 400			
	300		200	1 700			
	400		180	2 000			
	500		140	2 300			

G.10 Bibliografía

- [1] CR 13642 *Bridas y sus uniones. Reglas de diseño de las uniones de bridas circulares con juntas de estanquidad. Información de antecedentes (al proyecto de Norma prEN 1591).*
- [2] Wesstrom, D.B.; Bergh, S.E., "*Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted-Flanged Connections*"; *Transactions of the ASME*, julio 1951, pp.553-568.
- [3] Richtlinienkatalog Festigkeitsberechnungen (RKF), Behälter und Apparate; Teil 1, BR-A13, "*Behälter- und Apparatelemente. Flanschverbindungen*"; *Institut für Chemieanlagen, Dresden 1971; VEB Komplett Chemieanlagen Dresden, 1979.*
- [4] DIN 2505 "*Berechnung von Flanschverbindungen*"; Entwurf November 1972; Entwurf April 1990.
- [5] TGL 20360 "*Flanschverbindungen. Berechnung auf Festigkeit und Dichtigkeit*"; Februar 1977.
- [6] TGL 32903/13 "*Behälter und Apparate. Festigkeitsberechnung. Flanschverbindungen*"; Dezember 1983.
- [7] Wölfel, J.; Rabisch, W., "*Berechnung und Standardisierung von Flanschverbindungen*". *Chemische Technik, Leipzig, 1975, S.470-478.*
- [8] Wölfel, J., "*Berechnung der Dichtigkeit und Festigkeit von Flanschverbindungen*". *Maschinenbautechnik, Berlin, 1985, S.244-247.*

ANEXO GA (Informativo)**REGLAS DE DISEÑO ALTERNATIVAS PARA BRIDAS
Y CONEXIONES EMBRIDADAS CON JUNTA****GA.1 Objetivo**

Este anexo proporciona un método de cálculo para uniones embridadas circulares con pernos y con junta. Es aplicable a las bridas y a los fondos abombados con pernos y es alternativo a los métodos de los capítulos 11 y 12.

Su objetivo es asegurar la integridad estructural y la estanquidad a las fugas para montajes que comprenden dos bridas, pernos y una junta. Las cargas de la brida se muestran en la figura GA.3-1. Los diferentes tipos de pernos y juntas se muestran en las figuras GA.3-2 a GA.3-3.

Este anexo no aplica a las conexiones con brida de las placas tubulares con pernos con dos juntas y/o dos presiones de fluido distintas. Tampoco considera las uniones con bridas con conexiones brida-placas tubulares integradas y aquellas con dos envolventes conectadas a una brida (recipientes o tuberías encamisadas).

NOTA Este anexo informativo es un desarrollo adicional al método alternativo incluido en el anexo G. Puede usarse particularmente en el caso de conexiones con brida y pernos de recipientes que contienen gases o vapores, para los que es necesario fijar una tasa de fugas máxima admisible con objeto de proteger el entorno. Los coeficientes de la junta que aparecen en las tablas GA.9.1 a GA.9.6 están basados parcialmente en resultados de investigaciones y parcialmente en consideraciones teóricas. El uso de dichos factores debería hacerse con precaución, con el acuerdo, siempre que sea posible, del fabricante de la junta correspondiente.

GA.2 Definiciones específicas

Se aplican los siguientes términos y definiciones junto con los del apartado 11.2.

GA.2.1 brida integral:

Brida integrada en la envolvente o soldada a la misma, véanse las figuras GA.3-4 a GA.3-8.

GA.2.2 brida ciega:

Cierre plano unido mediante pernos, véase la figura GA.3-9.

GA.2.3 brida libre:

Brida anular separada que se apoya sobre un collar o un manguito, véase la figura GA.3-10.

GA.2.4 cubo:

Extensión axial de una brida anular que normalmente conecta la brida anular a la envolvente, véanse las figuras GA.3-4 y GA.3-5.

GA.2.5 collar o manguito:

Estribo para las bridas libres, véase la figura GA.3-10.

GA.2.6 condición de carga:

Aplicación de un conjunto de cargas simultáneamente; se designa por el identificador *I*.

GA.2.7 cambio de carga:

Cambio de la condición de carga.

GA.2.8 estado de montaje:

Según lo definido en el apartado 11.2 y designado como $I = 0$ en este anexo.

GA.2.9 condición posterior:

Condición de carga posterior al estado de montaje, por ejemplo, condición de trabajo, condición de ensayo, condiciones que surgen durante el arranque y la parada, designadas como $I = 1, 2, 3 \dots$

GA.2.10 cargas externas:

Fuerzas y/o momentos aplicados a la unión por un equipo unido a la misma, por ejemplo el peso o la expansión térmica de tuberías.

GA.2.11 flexibilidad axial:

La inversa de la rigidez de un montaje, de símbolo Y , en unidades de mm/N .

GA.2.12 módulo de flexibilidad:

La inversa del módulo de rigidez de un componente, excluyendo las constantes elásticas del material; puede ser axial: de símbolo X y en unidades de $1/\text{mm}$ o rotacional: de símbolo Z y en unidades de $1/\text{mm}^3$.

GA.3 Símbolos y abreviaturas específicos**GA.3.1 Utilización de las figuras (generalidades)**

Las figuras GA.3-1 a GA-3-10 sirven solamente para ilustrar las notaciones. No están destinadas a proporcionar todos los detalles de los diferentes diseños. No ilustran todos los tipos de bridas posibles para los que el método es válido.

GA.3.2 Subíndices

Los subíndices para indicar partes se escriben siempre con mayúsculas. Los subíndices para indicar propiedades (comportamiento) pueden estar en minúsculas. Los subíndices escritos entre paréntesis (I y/o J) pueden suprimirse.

A	para	Estado de montaje, adicional (F_A, M_A)
B	para	Perno
C	para	Contacto (perno/tuerca/junta/brida)
E	para	Valores efectivos o equivalentes (presión de botella, de junta)
F	para	Brida
G	para	Junta
H	para	Cubo
I	para	Identificador de condición de carga, escrito entre paréntesis ($I = 0, 1, 2, 3 \dots$)
J	para	Identificación de partes de uno u otro lado de la conexión con brida, o para casos para determinar los parámetros de estanquidad, escrito entre paréntesis ($J = 1$ ó 2)
L	para	Brida libre, carga
M	para	Momento
P	para	Presión (presión de fluido)
Q	para	Fuerza axial efectiva debida a la presión
R	para	Fuerza axial efectiva debida a cargas externas (resultante)

S	para	Envolvente, eje, cizalla, condición de carga posterior
U	para	Descarga
W	para	Junta
X	para	Sección transversal más débil de una brida
X, Y, Z	para	Subíndice para componentes de cargas adicionales (fuerzas, momentos)
Δ	para	Símbolo de cambio o diferencia
act	para	Real (real, para valores calculados varias veces, el último valor calculado)
av	para	Promedio
d	para	Diseño, deseado
e	para	Efectivo
i	para	valor intermedio (calculado, no definitivo)
máx	para	Máximo (también: mx)
mín	para	Mínimo
nom	para	Nominal
req	para	Requerido
t	para	Teórico
0	para	Condición de carga cero ($I = 0$, véase el subíndice I), otras utilizaciones posibles

GA.3.3 Símbolos

Las unidades se dan entre corchetes; [-] indica que la cantidad es adimensional (dimensión [1]).

Los subíndices de los símbolos se escriben como sigue:

- El primer subíndice especifica el elemento estructural (por ejemplo, F para brida o G para junta) y la clase de cantidad (por ejemplo, 3 para el diámetro o E para efectivo).
- Si un elemento existe más de una vez (por ejemplo, dos bridas diferentes numeradas $J = 1$ y $J = 2$), su distinción puede especificarse mediante un subíndice adicional (número entre paréntesis); sin embargo no está necesariamente indicado.
- El último subíndice especifica la condición de carga (I). Si se escribe, siempre será entre paréntesis; sin embargo no está necesariamente indicado. En algunos casos los dos últimos subíndices tienen el siguiente aspecto: (J, I).

A_B es la sección transversal total efectiva [mm^2] del montaje de pernos, ecuación (GA.5-43);

A_F, A_L es la sección transversal radial [mm^2] de una brida anular o una brida libre, ecuaciones (GA.5-7), (GA.5-11) y (GA.5-14);

A_{Ge}, A_{Gt} es el área de la junta [mm^2], efectiva, teórica, ecuaciones (GA.5-67) y (GA.5-56);

A_Q	es el área efectiva [mm^2] de la fuerza axial debida a la presión del fluido, ecuación (GA.5-69);
b_0	es la anchura [mm] del chaflán o radio de una brida libre, figura GA.3-10;
b_{CB}, b_{CF}	son las anchuras de contacto [mm], cara del perno, cara de la brida, véanse los apartados GA.5.2.3 y GA.7.2.2;
b_{CC}	es la anchura de contacto común para la cara del perno y la brida de una arandela [mm], ecuación (GA.5-49);
b_F, b_L	es la anchura efectiva [mm] de una brida, de una brida libre, ecuaciones (GA.5-5) a (GA.5-12);
$b_{Ge}, b_{Gi}, b_{Gp}, b_{Gt}$	son las anchuras de las juntas [mm], efectiva, estimada, plástica, teórica, tabla GA.5-1, ecuaciones (GA.5-54), (GA.5-65) y (GA.5-66);
b_W	es la anchura efectiva [mm] de una arandela, ecuación (GA.5-45);
C_0	es el módulo de deformación [MPa] para la carga de una junta bajo una tensión de compresión nula ($Q = 0$), véase el apartado GA.9.2;
C_1	es la tasa de cambio del módulo de deformación [-] para la carga de una junta bajo una tensión de compresión ($Q > 0$), véase el apartado GA.9.2;
$c_A, c_B, c_C, c_E, c_F, c_G, c_M, c_S$	son factores de corrección [-], ecuaciones (GA.5-26), (GA.5-58), (GA.7-2), (GA.7-5), (GA.7-10), (GA.7-12), (GA.7-24) y (GA.7-30) a (GA.7-33);
d_0	es el diámetro interior del anillo de una brida [mm] o el diámetro exterior de la parte central de una brida ciega (con espesor e_0). En ningún caso es mayor que el diámetro interior de la junta [mm], figuras GA.3-4 a GA.3-10;
d_1	es el diámetro medio del cubo, extremo delgado [mm], figuras GA.3-4 y GA.3-5;
d_2	es el diámetro medio del cubo, extremo grueso [mm], figuras GA.3-4 y GA.3-5;
d_3	es el diámetro del círculo de pernos [mm], figuras GA.3-4 a GA.3-10;
d_4	es el diámetro exterior de la brida [mm], figuras GA.3-4 a GA.3-10;
d_5	es el diámetro de los agujeros de los pernos [mm], figuras GA.3-4 a GA.3-10, ecuaciones (GA.5-2) y (GA.5-3);
d_6	es el diámetro interior de una brida libre [mm], figura GA.3-10;
d_7	es el diámetro de la posición de la reacción entre una brida libre y un collar o manguito [mm], figura GA.3-1, ecuaciones (GA.5-75) y (GA.5-81);
d_8	es el diámetro exterior de un collar o manguito [mm], figura GA.3-10;
d_9	es el diámetro de un agujero central en una brida ciega [mm], figura GA.3-9;
d_{B0}, d_{Be}, d_{BS}	son los diámetros de los pernos (nominal, efectivo, ahusado) [mm], figura GA.3-2;
d_{B4}	es el diámetro exterior de contacto máximo posible [mm] entre la cabeza de un perno o una tuerca y una brida o arandela; ecuación (GA.5-48) y tabla GA.8-1;
d_{C1}, d_{C2}	son los diámetros de contacto extremos (interior, exterior) [mm], véanse los apartados GA.5.2.3 y GA.7.2.2;

d_{CB}, d_{CF}	son los diámetros de contacto medios [mm], cara de perno, cara de brida, véanse los apartados GA.5.2.3 y GA.7.2.2;
d_{G0}, d_{G1}, d_{G2}	son los diámetros de contacto de la junta (contacto real en superficies curvadas, teórico interior, teórico exterior) [mm], figura GA.3-3;
d_{Ge}, d_{Gi}, d_{Gt}	son los diámetros de cálculo de la junta (efectivo, intermedio, teórico) [mm], figura GA.3-4, tabla GA.5-1;
$d_E, d_F, d_L, d_S,$ d_W, d_X	son los diámetros medios de una parte o sección (designada por el subíndice) [mm], ecuaciones (GA.5-6) a (GA.5-22), y (GA.7-26) a (GA.7-46);
d_{W1}, d_{W2}	son los diámetros de las arandelas (exterior, interior) [mm], figura GA.3-1, ecuaciones (GA.5-45) a (GA.5-52);
D_G	es el módulo de deformación [MPa] para la carga de una junta, véase el apartado GA.9.1;
E_G	es el módulo de elasticidad [MPa] para la descarga/recarga de una junta, véase el apartado GA.9.1;
E_B, E_F, E_L, E_S, E_W	son los módulos de elasticidad [MPa] para pernos, bridas, bridas libres, envolventes, arandelas;
e_0	es el espesor de pared de la parte central de una brida ciega (interior d_0) [mm], figura GA.3-9;
e_1	es el espesor de pared mínimo del extremo delgado de un cubo [mm], figuras GA.3-4 y GA.3-5;
e_2	es el espesor de pared del extremo grueso de un cubo [mm], figuras GA.3-4 y GA.3-5;
e_D, e_E	es el espesor de pared del cilindro equivalente para los cálculos del valor límite de carga y de la flexibilidad respectivamente [mm], ecuaciones (GA.5-16) y (GA.5-17);
e_F, e_L	es el espesor axial efectivo de una brida, una brida libre [mm], ecuaciones (GA.5-7) y (GA.5-14);
e_G	es el espesor axial de una junta [mm], figura GA.3-3;
e_{Gt}	es el espesor teórico; normalmente este es el espesor dado sobre el plano o especificación; como excepción véase la Nota del apartado GA.5.3.1; véase también la figura GA.3-3;
$e_{G(A)}$	es el espesor real después de todas las condiciones de carga calculado para $F_{G(A)} = 0$;
e_N	es el espesor (altura) de una tuerca [mm], figura GA.3-1, ecuación (GA.7-3);
e_P	es la porción del espesor de la brida sometido a carga de presión radial [mm], figuras GA.3-4 a GA.3-10;
e_Q	es la porción del espesor de la brida no sometido a carga de presión radial [mm], figuras GA.3-4 a GA.3-10;
e_S	es el espesor de la envolvente [mm], figuras GA.3-4 a GA.3-10;
e_W	es el espesor de la arandela [mm], figura GA.3-1, ecuación (GA.7-14);
e_X	es el espesor de la brida en la sección más débil [mm], figura GA.3-9, ecuación (GA.7-46);
F_A	es la fuerza axial externa [N], figura GA.3-1, fuerza de tracción positiva, fuerza de compresión negativa, $F_A = F_Z$;
F_B	es la fuerza total de todos los pernos [N];

F_G	es la fuerza sobre la junta [N];
$F_{G(0),\Delta}$	es la fuerza mínima sobre la junta en estado de montaje que garantiza que la fuerza sobre la junta requerida se mantiene en todas las condiciones posteriores [N], ecuación (GA.6-23);
F_Q	es la fuerza axial debida a la presión del fluido [N], ecuación (GA.6-1);
F_R	es la fuerza axial resultante de F_A y M_B [N], ecuación (GA.6-4);
F_S	es la fuerza de cizalla resultante [N] sobre la junta, ecuación (GA.6-2);
F_X, F_Y, F_Z	son las fuerzas adicionales [N] en las direcciones X, Y, Z, figura GA.3-1 y GA.6.1.2;
$f_B, f_F, f_L, f_N, f_S, f_W$	son las tensiones nominales de diseño [MPa] para pernos, bridas, bridas libres, tuercas, envolventes, arandelas;
h_G, h_H, h_L	son los brazos de palanca (junta, cubo, brida libre) [mm], figura GA.3-1 y ecuaciones (GA.5-72) a (GA.5-84);
h_P, h_Q, h_R, h_S, h_T	son las correcciones para los brazos de palanca [mm], ecuaciones (GA.5-27) a (GA.5-30), (GA.5-38), (GA.5-39) y (GA.5-70);
h_V	es la variación máxima del brazo de palanca para las bridas libres [mm], ecuaciones (GA.5-80) a (GA.5-84);
I	es el identificador de la condición de carga [-], para el estado de montaje $I = 0$, para las condiciones posteriores $I = 1, 2, 3 \dots$
j_M, j_S	son los signos para el momento, fuerza de cizalla (+1 o -1), ecuaciones (GA.7-34) y (GA.7-35);
K_0	es el módulo de elasticidad [MPa] para la descarga/recarga de una junta bajo una tensión de compresión nula ($Q = 0$), véase el apartado GA.9.1;
K_1	es la tasa de cambio del módulo de elasticidad [-] para la descarga/recarga de una junta bajo una tensión de compresión ($Q > 0$), véase el apartado GA.9.1;
k_Q, k_R, k_M, k_S	son factores de corrección [-], ecuaciones (GA.5-31) a (GA.5-34), (GA.7-36) y (GA.7-37);
I_B, I_S	son las dimensiones axiales del perno [mm], figura GA.3-2 y ecuaciones (GA.5-4) y (GA.6-6);
I_H	es la longitud del cubo [mm], figuras GA.3-4 y GA.3-5;
$M1, M2, MJ$	es un exponente para los cálculos de la estanquidad [-], caso 1, caso 2, general ($J = 1, 2$), véase el apartado GA.6 y GA.9;
M_B	es el momento de flexión externo [Nmm], ecuación (GA.6-3);
M_t	es el par de montaje del perno [Nmm], ecuación (GA.8-5);
M_X, M_Y, M_Z	son los momentos adicionales [Nmm] con las direcciones del vector X, Y, Z en relación al plano medio de la junta, figura GA.3-1 y apartado GA.6.1.2;
$N1, N2, NJ$	es un exponente para los cálculos de la estanquidad [-], caso 1, caso 2, general ($J = 1, 2$), véase el apartado GA.6 y GA.9;

N_R	es el número de veces que "se rehace" la unión durante la vida útil de las bridas, ecuación (GA.6-33); sin influencia sobre los resultados $N_R \leq 10$;
n_B	es el número de pernos [-], ecuaciones (GA.5-1), (GA.5-4) y (GA.5-2);
P	es la presión del fluido [MPa], presión interna positiva, externa negativa, véase el apartado GA.6.1;
p_B	es el paso entre pernos [mm], ecuación (GA.5-1);
p_t	es el paso de la rosca del perno [mm], tabla GA.8-1;
$Q, Q_{(I)}$	es la tensión de compresión efectiva media existente en la junta [MPa] en condición de carga nº I;
$Q_{A,min.}$	es la tensión de compresión mínima requerida en la junta [MPa] en estado de montaje, véase el apartado GA.6.5;
$Q_{A0}, Q_{A1}, Q_{A2}, Q_{AJ}$	es un parámetro del material de la junta para la estanquidad [MPa], definiendo los valores requeridos para el montaje, caso 0, caso 1, caso 2, general ($J = 1, 2$), véase el capítulo GA.6 y GA.9;
$Q_{E(I)}$	es la tensión de compresión media existente en la junta [MPa], efectiva en condición de carga nº I para la deformación con superficies antideslizantes, véanse las ecuaciones (GA.5.59) a (GA.5-63);
$Q_{S, min.}$	es la tensión de compresión mínima requerida en la junta [MPa] en condiciones de carga posteriores, véase el apartado GA.6.5;
Q_R	es la resistencia de la junta frente a destrucción o daño [MPa], excluyendo el soporte por fricción en las superficies de contacto de la brida, incluyendo márgenes de seguridad, que son los mismos para todas las condiciones de carga, véase el apartado GA.9.1;
q	es un parámetro [-] para determinar las anchuras de contacto en las arandelas, véase el apartado GA.7.2.2;
r_2	es el radio de curvatura de la sección transversal de la junta [mm], figura GA.3-3;
S_W	es la resistencia de la arandela [Nmm], ecuación (GA.7-14); (S corresponde a una resistencia W);
(TP)	es un parámetro de estanquidad [no adimensional] definido en el apartado GA.9.1.2; valores especiales son $(TP)_{1mx}$ y $(TP)_{2mx}$ (valores máximos para los casos 1 y 2);
$T_B, T_F, T_G, T_L, T_S, T_W$	son las temperaturas de diseño (promedios para las partes designadas por el subíndice) [°C], ecuación (GA.6-5);
T_0	es la temperatura en la unión cuando se aprieta el perno [°C], normalmente +20 °C;
U	es una deformación axial de la junta [-] utilizada como explicación en el apartado GA.9.1, $U = \Delta e_G / e_G$;
W_F, W_L, W_X	son resistencias (de la parte o sección designada por el subíndice) [Nmm], ecuaciones (GA.7-26), (GA.7-44), (GA.7-46) y (GA.7-48);
W_Q	es una resistencia especial del manguito o collar [Nmm], soportada por la resistencia de la junta Q_R , ecuación (GA.7-50);

$x_{(I)}$	es un parámetro auxiliar [-] para encontrar la posición óptima de transferencia de carga en una brida libre con manguito o collar, véanse los apartados GA.5.4.2 y GA.7.6.3;
X_B, X_G, X_W	son los módulos de flexibilidad axial de pernos, juntas, arandela [1/mm], ecuaciones (GA.5-44), (GA.5-53) y (GA.5-68);
Y_B, Y_G, Y_Q, Y_R	son las flexibilidades axiales de la unión [mm/N] correspondientes a las cargas F_B, F_G, F_Q, F_R , ecuaciones (GA.6-8), a (GA.6-11);
Z_F, Z_L	son los módulos de flexibilidad rotacional de bridas y bridas libres [1/mm ³], ecuaciones (GA.5-35), (GA.5-36) y (GA.5-40) a (GA.5-42);
$\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G, \alpha_L, \alpha_W$	son los coeficientes de expansión térmica medios [K ⁻¹], promediados entre t_0 y t_B, t_F, t_G, t_L, t_W ;
$\beta, \gamma, \delta, \vartheta, \kappa, \lambda$	son variables de trabajo intermedias [-], ecuaciones (GA.5-15), (GA.5-23) a (GA.5-25), (GA.5-79), (GA.7-28) y (GA.7-29);
$\Delta e_{G(0)}$	es el cambio en el espesor de la junta [mm] durante el apretamiento de los pernos en el montaje (hasta el final de la condición de carga nº 0), ecuación (GA.5-63);
$\Delta e_{G(I)}$	es el cambio en el espesor de la junta [mm] durante después del montaje hasta el final de la condición de carga nº I, ecuación (GA.5-63);
$\Delta U_{T(I)}$	es la deformación térmica axial global [mm] relativa al montaje en condición de carga nº I, ecuación (GA.6-5);
$\Delta U_{G(I)}$	es la deformación térmica y elástica axial global [mm] en la junta relativa al montaje en condición de carga nº I, ecuación (GA.6-12);
$\varepsilon_{n+}, \varepsilon_{n-}, \varepsilon_{1+}, \varepsilon_{1-}$	son los valores de dispersión de la carga inicial del perno [-] para n_B pernos y un perno, por encima y por debajo del valor nominal respectivamente, véase el apartado GA.8.2;
θ_F, θ_L	es la rotación de la brida, brida libre, debida a un momento aplicado [-], ecuaciones (GA.8-6) y (GA.8-7);
μ_B, μ_G	es el coeficiente de fricción en los pernos, en la junta [-], véanse los capítulos GA.8 y GA.9;
ρ	es una relación de diámetros para bridas ciegas [-], ecuación (GA.5-37);
$\Phi_B, \Phi_C, \Phi_F, \Phi_G,$ Φ_L, Φ_W, Φ_X	son relaciones de carga (de la parte o sección designada por el subíndice) [-], ecuaciones (GA.7-2), (GA.7-4), (GA.7-7) a (GA.7-9), (GA.7-23), (GA.7-25) y (GA.7-43) a (GA.7-49);
φ_G	es el ángulo de inclinación de una cara de sellado [rad o grados], figura GA.3-3, tabla GA.5-1;
φ_S	es el ángulo de inclinación de la envolvente conectada [rad o grados], figuras GA.3-6, GA.3-7 sin convención de signos;
ψ	es la relación de carga del anillo de la brida debida a la fuerza radial [-], ecuación (GA.7-38);
ψ_Z	es el valor particular de ψ [-], tabla GA.7-1.

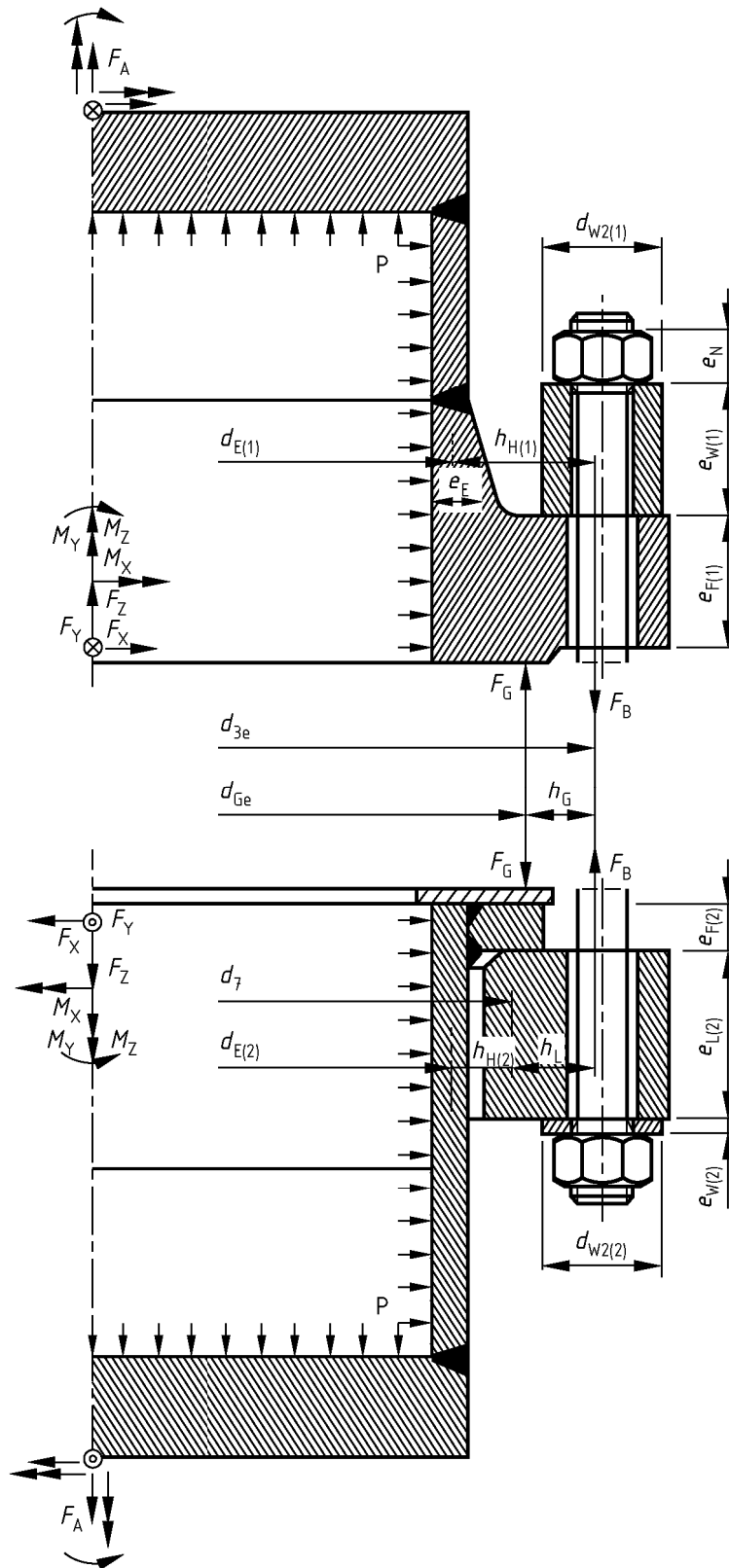
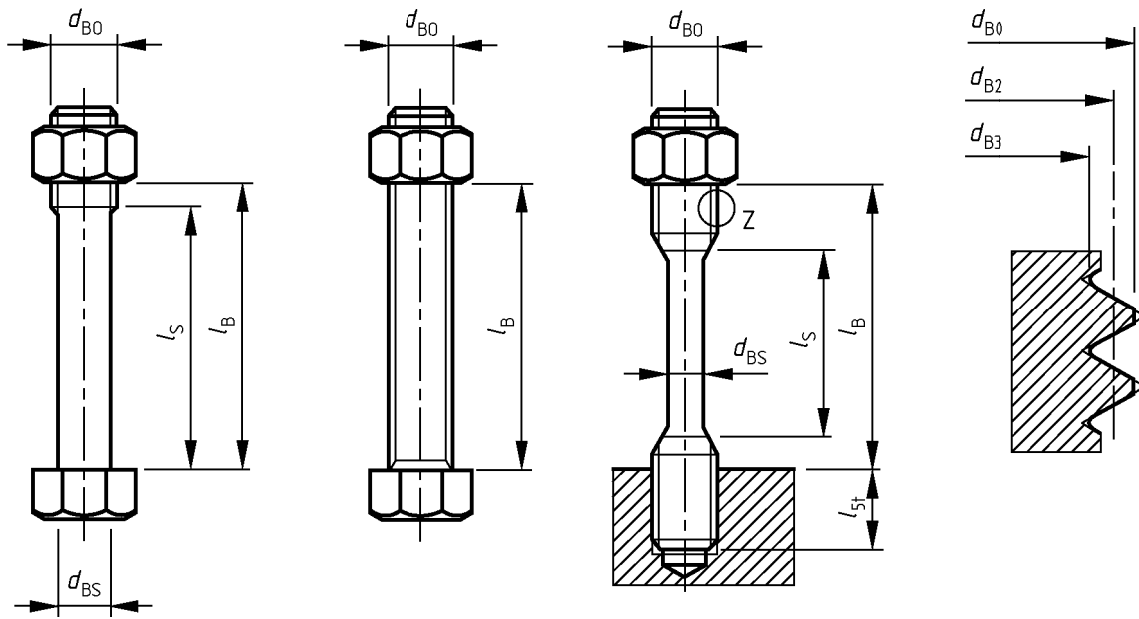


Figura GA.3-1 – Cargas aplicadas y brazos de palanca (brida integral y brida libre)



a) Perno de cabeza hexagonal

b) Espárrago

c) Perno ahusado

d) Vista en Z

Figura GA.3-2 – Detalles de pernos

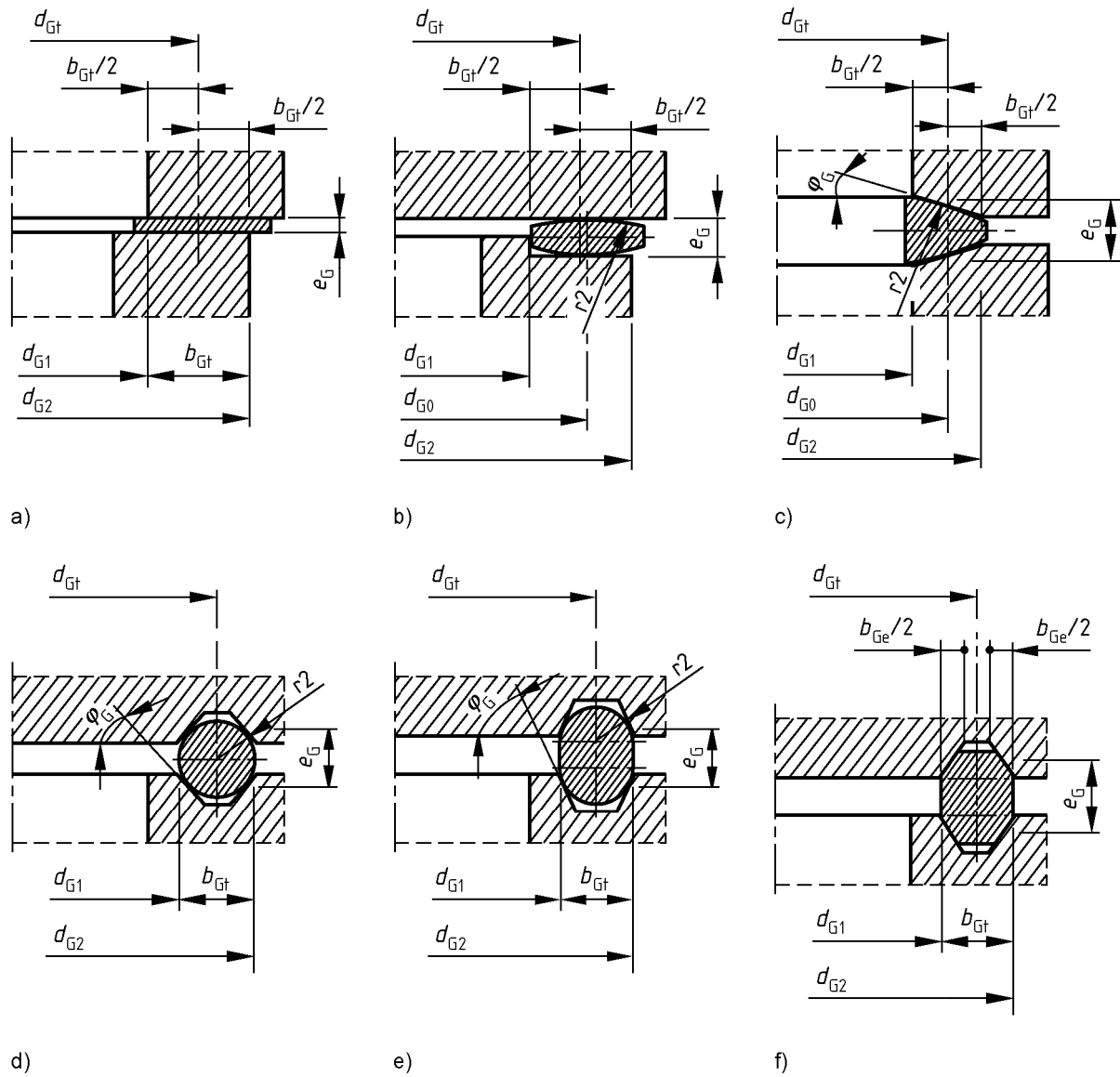
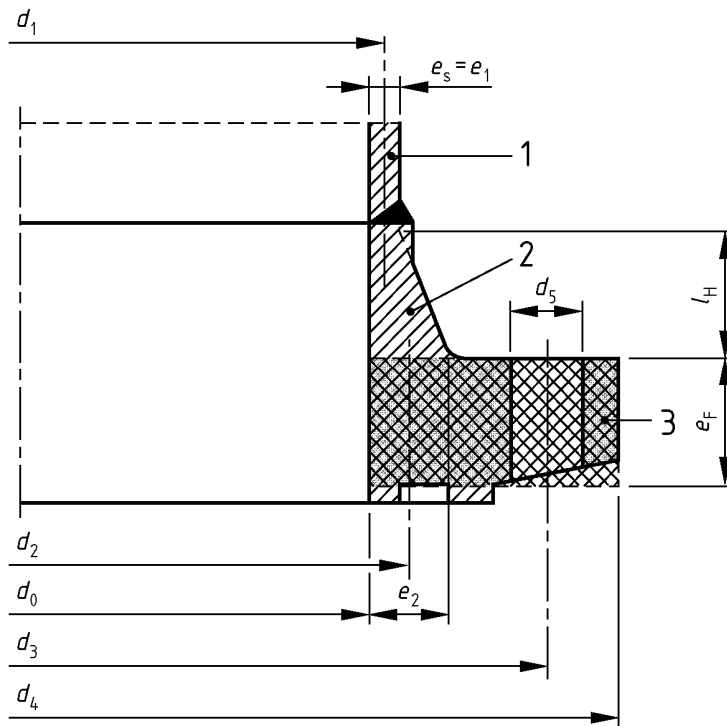
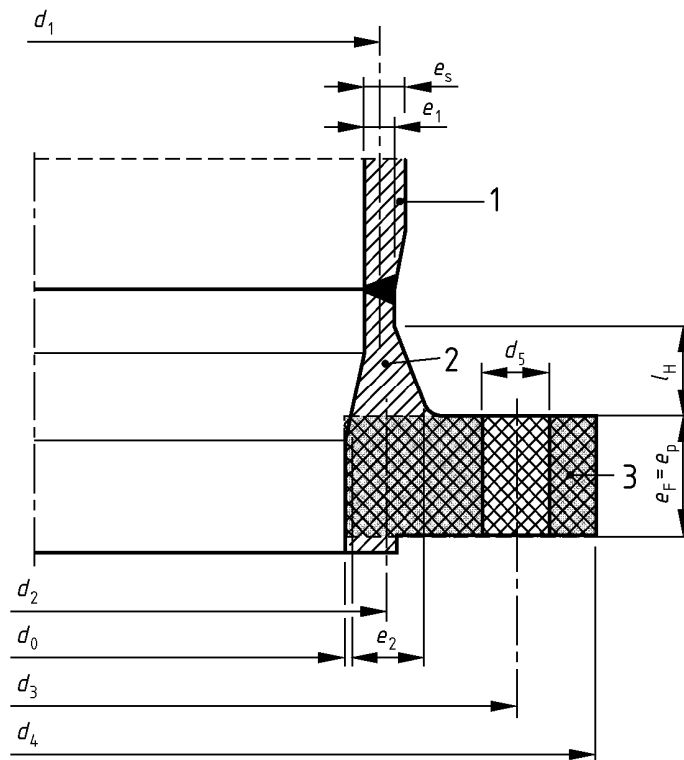


Figura GA.3-3 – Detalles de juntas

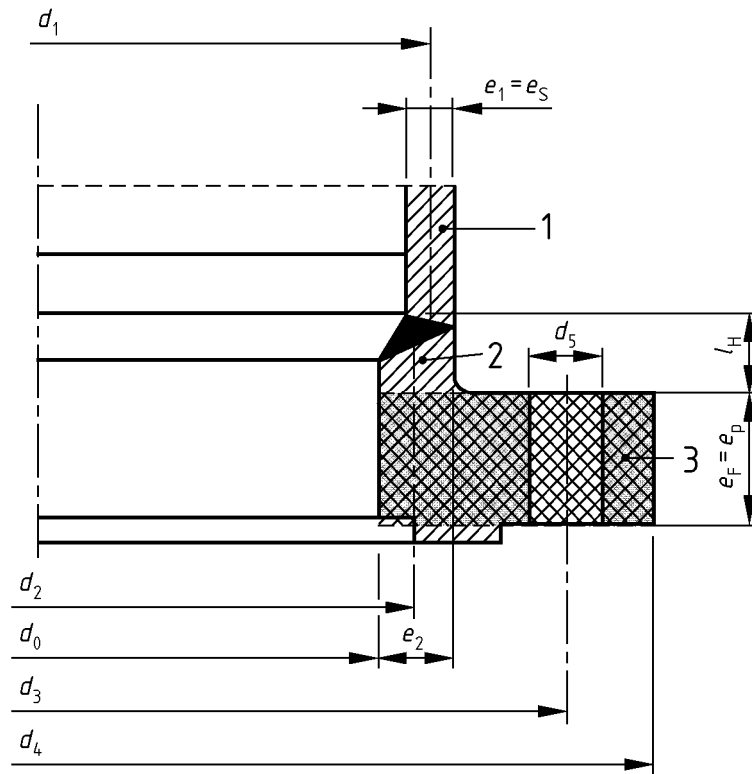


a) Cubo troncocónico sin incremento de espesor en el taladro



b) Cubo troncocónico con incremento de espesor en el taladro

Figura GA.3-4 – Brida integral con cubo sobre una envolvente cilíndrica (continúa en la siguiente página)

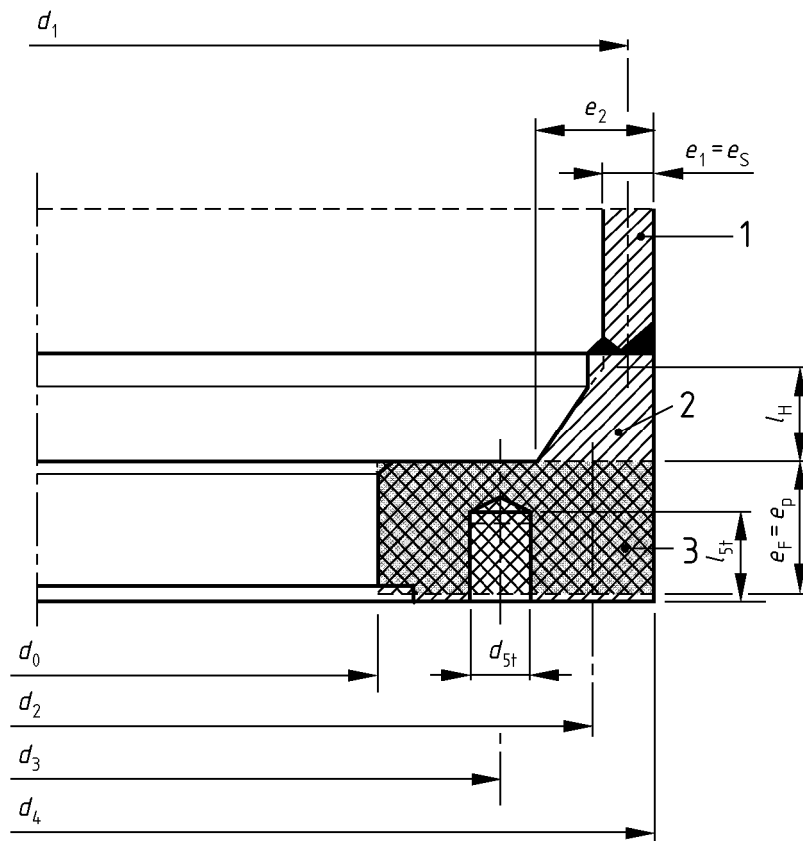


c) Cubo cilíndrico con radio de acuerdo

Leyenda

- 1 Envolverte
- 2 Cubo
- 3 Anillo

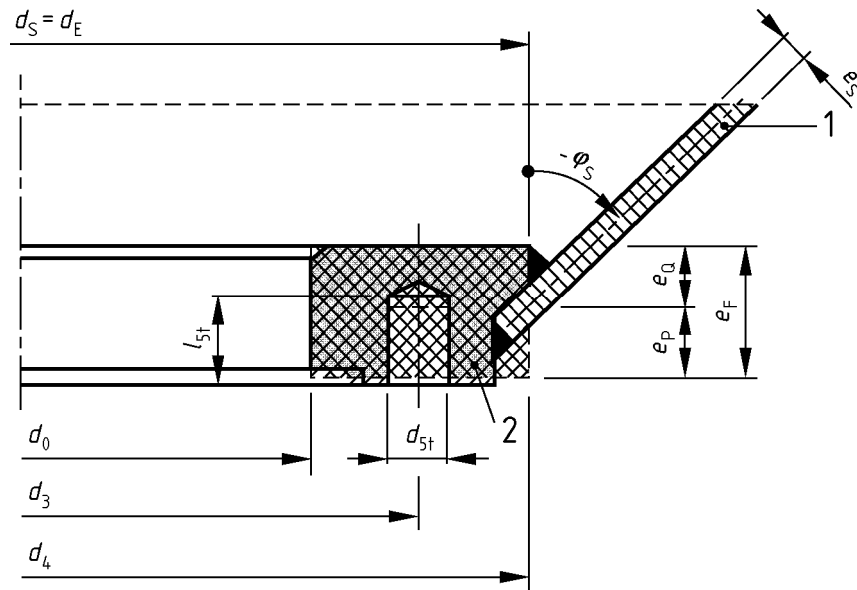
Figura GA.3-4 – Brida integral con cubo sobre una envolverte cilíndrica (fin)



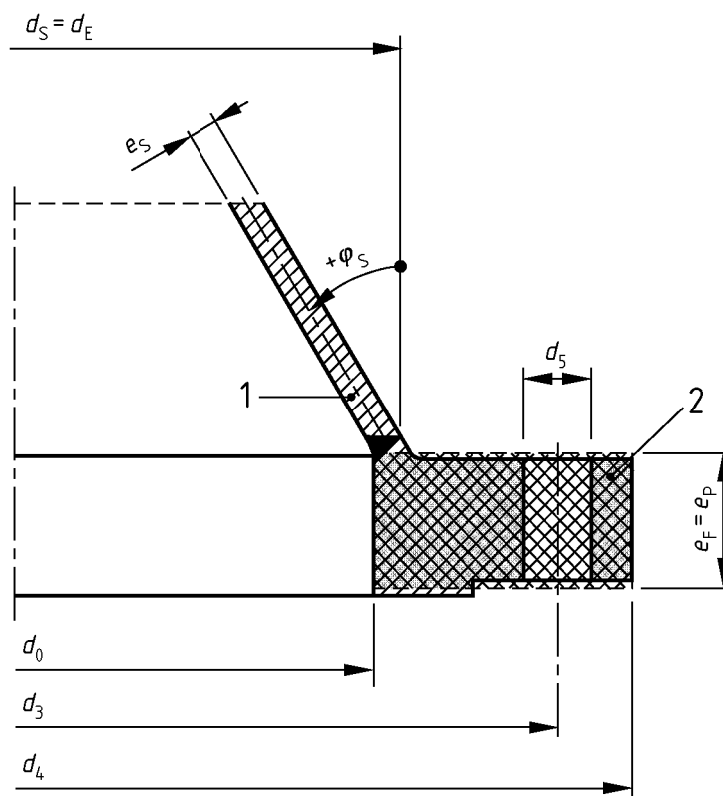
Leyenda

- 1 Envolvente
- 2 Cubo
- 3 Anillo

Figura GA.3-5 – Brida integral inversa con cubo sobre una envolvente cilíndrica



a) Brida en el extremo pequeño del cono

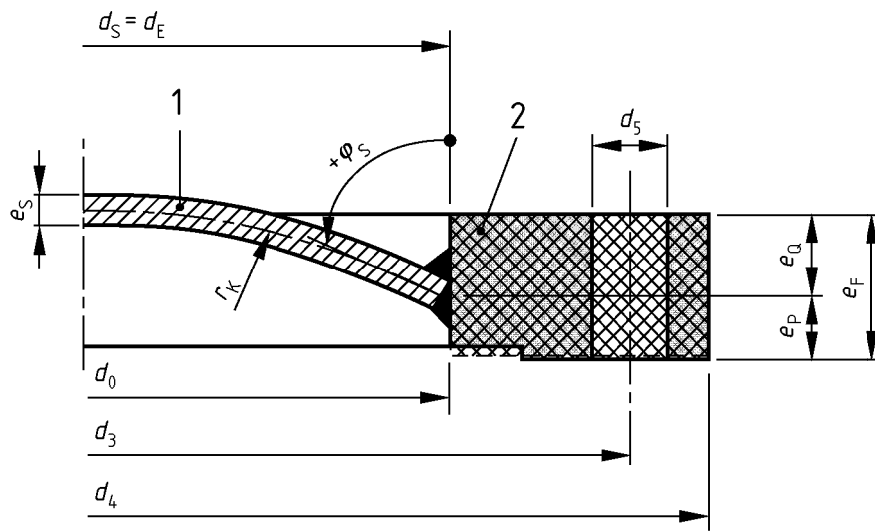


b) Brida en el extremo grande del cono

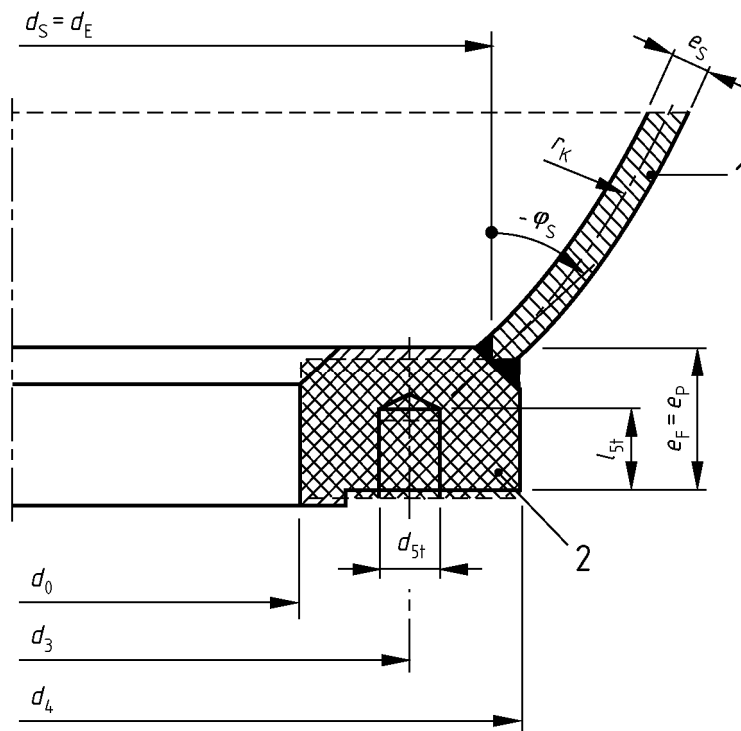
Leyenda

- 1 Envolverte
- 2 Anillo

Figura GA.3-6 – Brida integral con una envolvente cónica



a) Cubierta abombada

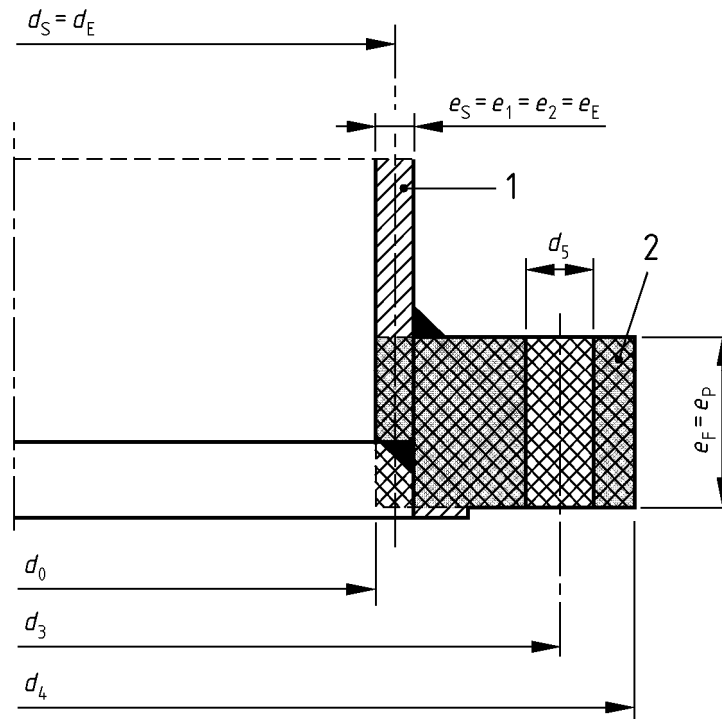


b) Placa insertada

Leyenda

- 1 Envolverte
- 2 Anillo

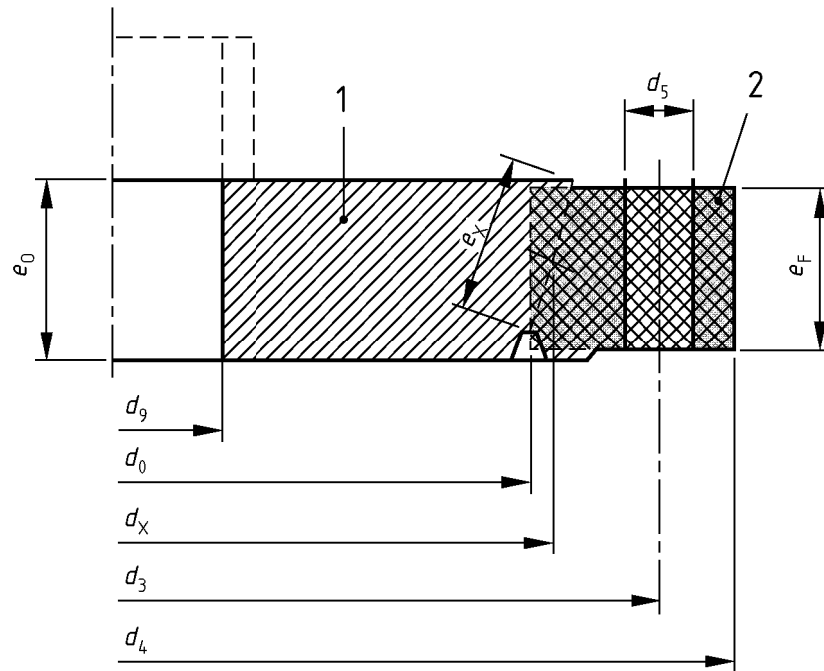
Figura GA.3-7 – Brida integral con una envolverte esférica



Leyenda

- 1 Envolverte
- 2 Anillo

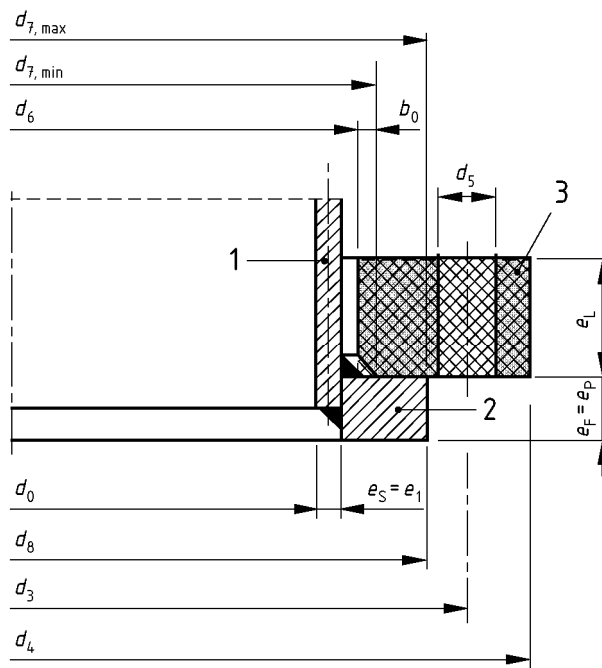
Figura GA.3-8 – Brida soldada deslizante



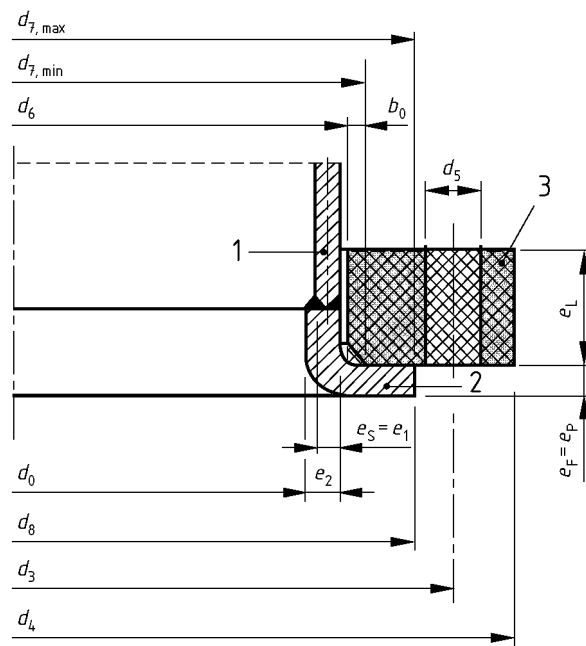
Leyenda

- 1 Parte central
- 2 Anillo

Figura GA.3-9 – Brida ciega



a) Con manguito



b) Con collar

Leyenda

- 1 Envolvente
- 2 Manguito/collar
- 3 Brida libre

Figura GA.3-10 – Brida libre

GA.4 Generalidades

GA.4.1 Condiciones de aplicabilidad

GA.4.1.1 Geometría

El método se aplica cuando:

- el montaje completo es (esencialmente) una simetría de revolución;
- hay dos bridas similares o distintas, o una brida y una brida ciega;
- hay cuatro o más pernos idénticos uniformemente distribuidos;
- puede haber arandelas en un lado o en ambos lados de la conexión;
- hay una junta circular situada dentro del círculo de pernos sobre superficies lisas y comprimida axialmente;
- las dimensiones de la brida cumplen las siguientes condiciones:

$$0,2 \leq b_F/e_F \leq 5,0; \quad 0,2 \leq b_L/e_L \leq 5,0; \quad (\text{GA.4-1})$$

$$\cos \varphi_S \geq 1/\{1 + 0,01 \cdot d_S/e_S\} \quad (\text{GA.4-2})$$

NOTA La condición (GA.4-1) no necesita cumplirse para un collar en combinación con una brida libre.

Las siguientes configuraciones están excluidas del alcance del método:

- bridas con una geometría que esencialmente no presenta una simetría de revolución; por ejemplo bridas libres desmontables, bridas ovales o bridas reforzadas por escuadra;
- uniones con bridas que tienen contacto metal – metal entre las bridas o entre las bridas y un anillo espaciador situado en el interior o en el exterior de la junta o en el interior o en el exterior de los pernos. Un ejemplo es una junta espiral en una aplicación a alta presión.

GA.4.1.2 Características de los materiales

Los valores de la tensión nominal de diseño para los pernos (GA.7) deben determinarse como para las envolventes en el capítulo 6. Esto también es válido para tuercas y arandelas.

Las propiedades de los materiales para juntas pueden tomarse del capítulo GA.9.

GA.4.1.3 Cargas

El método se aplica a las siguientes cargas:

- presión de fluido: interna o externa;
- cargas externas: fuerza axial y momento de flexión, momento de torsión y fuerza de cizalla;
- expansión térmica de bridas, pernos, arandelas y juntas.

GA.4.2 Modelo mecánico

El método está basado en el siguiente modelo mecánico:

- La geometría de las bridas y de la junta presenta una simetría de revolución. Están permitidas las pequeñas desviaciones, tales como aquéllas debidas a un número finito de pernos.
- La sección transversal del anillo de la brida permanece sin deformación. Solo se consideran las tensiones y deformaciones circunferenciales. Las tensiones radiales y axiales en el anillo se desprecian. Esto conduce a la condición (GA.4-1).
- El cubo en el anillo de la brida se considera como una envolvente cónica con espesor de pared variable linealmente. El material y la temperatura son los mismos que para el anillo de la brida.
- La envolvente conectada a la brida puede ser cilíndrica, cónica o esférica siempre con espesor de pared constante. Las fuerzas de membrana se calculan para la forma real; los efectos de la flexión y la cizalla se calculan para una envolvente cilíndrica; para envolventes cónicas y esféricas se utiliza una envolvente cilíndrica equivalente. Esto conduce a la condición (GA.4-2).
- La junta está en contacto con las caras de la brida en un área anular que determina el método. La anchura efectiva radial b_{Ge} de la junta, que puede ser inferior a su anchura real, se calcula para el estado de montaje ($I = 0$) y se asume que permanece sin cambiar para todas las condiciones de carga posteriores ($I = 1, 2, \dots$). El cálculo de b_{Ge} incluye rotaciones elásticas de ambas bridas y deformaciones aproximadamente elásticas y plásticas de la junta.
- La deformación de la junta es diferente para carga y para descarga/recarga:

Para carga (tensión de compresión de la junta creciente Q , valor real de Q), se emplea un módulo de deformación $D_G = C_0 + C_1 Q$ que incluye todas las deformaciones posibles (elástica, plástica, también fluencia)

Para descarga (Q decreciente) y recarga (de nuevo Q creciente), se emplea un módulo de deformación $E_G = K_0 + K_1 Q_{m\acute{a}x}$ que incluye solo las deformaciones elásticas y la fluencia y depende del máximo previo alcanzado $Q_{m\acute{a}x}$.

- Se tienen en cuenta las deformaciones térmicas y mecánicas de las bridas, envolventes, pernos, arandelas y junta.
- Las deformaciones de toda la conexión con brida presentan simetría de revolución. Un momento de flexión externo se considera como una fuerza axial equivalente transmitida por los pernos; véase el apartado GA.6.1. Las deformaciones debidas a las fuerzas de cizalla y a los momentos de torsión se desprecian.
- Los cambios entre las condiciones de carga causan modificaciones en las fuerzas de los pernos y de la junta. Éstas se calculan teniendo en cuenta las deformaciones elásticas de todos los componentes. Para la junta también se consideran las deformaciones irreversibles. La fuerza de montaje inicial requerida se calcula (véase el capítulo GA.6) para asegurar fuerzas en la junta suficientemente elevadas en todas las condiciones de carga (para asegurar estanquidad a las fugas).
- Las verificaciones del límite de carga se basan en cargas límite de cada componente. Se evitan deformaciones plásticas excesivas. El límite de carga para juntas, que depende de Q_R , es una aproximación. Se consideran el momento de torsión y la fuerza de cizalla solamente con su influencia sobre el límite de carga de la junta; se desprecian sus influencias en los límites de carga de la envolvente y de la brida.

Lo siguiente no se tiene en cuenta en el modelo:

- La rigidez en flexión y la resistencia a la flexión de los pernos. Despreciar la flexión de los pernos es una simplificación conservadora. La rigidez en tracción de los pernos calculada incluye la deformación de las roscas de los pernos dentro de una tuerca o agujero roscado, véase la ecuación (GA.5-44).

- La fluencia de las bridas y los pernos. Esto es debido a la falta de datos de materiales aplicables a la deformación por fluencia.
- Deformación radial diferente de las bridas. Para dos bridas iguales esto no es relevante ya que las deformaciones radiales son iguales.

GA.4.3 Método de cálculo

GA.4.3.1 Verificaciones requeridas

- Las cargas sobre los pernos de montaje deben ser lo suficientemente altas para asegurar los requisitos de estanquidad a las fugas para todas las condiciones de carga posteriores. Adicionalmente se recomienda especificar el procedimiento de montaje con los parámetros requeridos (por ejemplo, par); véase el capítulo GA.6.
- Las relaciones de carga para los pernos y la junta y para ambas bridas tienen que verificarse para todas las condiciones de carga (incluido el estado de montaje); véase el capítulo GA.7.

GA.4.3.2 Condiciones de carga a calcular

- Los cálculos mínimos requeridos son para el estado de montaje, la condición de trabajo principal y la condición de ensayo inicial (si el ensayo no debe repetirse en ningún momento, los cálculos pueden separarse en dos conjuntos: A: trabajo más montaje; B: Ensayo más montaje. El más fuerte de los dos montajes es válido).
- Si existe más de una condición de trabajo regular, tienen que calcularse todas esas condiciones junto con la condición de trabajo principal. (Ejemplo: Limpieza de un recipiente con vapor; temperatura superior y presión de fluido inferior que la condición de trabajo principal).
- Si por una condición excepcional deben evitarse las fugas, esta condición debe calcularse junto con la condición de trabajo principal; sin embargo, en este caso se acepta una seguridad más baja, por ejemplo como para la condición de ensayo. Tal condición excepcional puede no ser solamente una con presión de fluido incrementada sino una con cambios rápidos de temperatura durante el arranque o la parada. Puede haber varias condiciones excepcionales como éstas.

GA.4.3.3 Aplicaciones del método

- Los cálculos deben hacerse en condiciones corroídas (las tolerancias de corrosión se restan).
- La numeración de las condiciones de carga es arbitraria; el montaje siempre debe designarse con $I = 0$.
- Los cálculos deben hacerse, en la medida de lo posible, independientes los unos de los otros en la totalidad de los diferentes casos de carga (véase el capítulo GA.5). Para varios cálculos debe conocerse la carga inicial de la junta $F_{G(t=0)}$, mientras que los casos de carga posteriores ($I > 1$) no tienen influencia (véase también el capítulo GA.5).
- Se recomienda calcular todas las condiciones de carga juntas, usando tablas o listas o matrices, por ejemplo una columna para cada condición de carga.

GA.5 Parámetros

GA.5.0 Generalidades

Todos los parámetros siguientes son independientes para todas las condiciones de carga posteriores. Unos pocos parámetros dependen de la fuerza inicial de la junta después de apretar los pernos.

GA.5.1 Parámetros de la brida

GA.5.1.0 Generalidades

Si ambas bridas de la conexión bridada son diferentes pueden designarse por un subíndice adicional J (J = 1, 2) escrito entre paréntesis. Si ambas bridas son del mismo tipo y tienen dimensiones iguales, los siguientes parámetros solo necesitan calcularse una vez (en caso contrario, dos veces).

NOTA Las dimensiones de la brida se muestran en las figuras GA.3-4 a GA.3-10.

Los tipos de bridas específicos se tratan de la forma siguiente:

Una brida integral se calcula como un anillo equivalente con sección transversal rectangular, con dimensiones b_F y e_F , conectado al nivel del diámetro d_2 a un cubo cónico. El cubo cónico con la longitud l_H se conecta al nivel del diámetro d_1 a una envolvente de espesor de pared constante e_S . El cubo cónico y el anillo de la brida son una parte del mismo material; el material de la envolvente puede ser diferente. El cubo cónico puede estar ausente y conectarse directamente el anillo de la brida a la envolvente ($d_2 = d_1$, $l_H = 0$).

Una brida ciega se calcula como un anillo equivalente con sección transversal rectangular, con dimensiones b_F y e_F , conectado al nivel del diámetro d_0 a una chapa de espesor constante e_0 . Puede tener una abertura central de diámetro d_9 . Se desprecia en el cálculo una posible conexión conectada a la abertura.

Una brida libre se calcula como un anillo equivalente con sección transversal rectangular, con dimensiones b_L y e_L , sin conexión a una envolvente. El maguito o collar se consideran de la misma forma que una brida integral.

Una brida roscada se calcula como una brida libre con diámetro interior igual al diámetro de transmisión de carga e igual al diámetro medio de la rosca.

GA.5.1.1 Agujeros de los pernos

El paso entre pernos viene dado por:

$$p_B = \pi \cdot d_3 / n_B \quad (\text{GA.5-1})$$

El diámetro efectivo del agujero del perno es:

$$d_{5e} = d_5 \times \sqrt{d_5 / p_B} \quad (\text{GA.5-2})$$

Con agujeros ciegos, el diámetro del agujero se asume que tiene el siguiente valor:

$$d_5 = d_{5t} \cdot l_{5t} / e_{Fb} \quad (\text{GA.5-3})$$

El diámetro efectivo del círculo de pernos es:

$$d_{3e} = d_3 \cdot \left(1 - 2 / n_B^2\right) \quad (\text{GA.5-4})$$

NOTA Si d_3 y n_B son iguales para ambas bridas, también p_B y d_{3e} son iguales para ambos lados; sin embargo d_5 puede ser diferente ($d_{5,1} \neq d_{5,2}$).

GA.5.1.2 Anillo de la brida

GA.5.1.2.0 Generalidades

En las figuras GA.3-4 a GA.3-10 se indica el anillo efectivo mediante líneas discontinuas.

El espesor efectivo e_F o e_L es el espesor medio del anillo de la brida. Debe obtenerse dividiendo el área de la sección transversal radial del anillo A_F o A_L (ignorando los agujeros de los pernos y espárragos) entre la anchura radial de esta sección.

NOTA Dado que hay una gran variedad de formas de secciones transversales, no se dan fórmulas para el cálculo de A_F o A_L para tipos de brida específicos.

GA.5.1.2.1 Brida integral y brida ciega (véanse las figuras GA.3-4 a GA.3-9)

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

$$d_F = (d_4 + d_0)/2 \quad (\text{GA.5-6})$$

$$e_F = 2 \times A_F / (d_4 - d_0) \quad (\text{GA.5-7})$$

$$b_L = d_L = e_L = 0 \quad (\text{GA.5-8})$$

GA.5.1.2.2 Brida libre con collar o manguito (véase la figura GA.3-10)

$$b_F = (d_8 - d_0)/2 \quad (\text{GA.5-9})$$

$$d_F = (d_8 + d_0)/2 = d_8 + b_F \quad (\text{GA.5-10})$$

$$e_F = 2 \times A_F / (d_8 - d_0) \quad (\text{GA.5-11})$$

$$b_L = (d_4 - d_6)/2 - d_{5e} \quad (\text{GA.5-12})$$

$$d_L = (d_4 + d_6)/2 \quad (\text{GA.5-13})$$

$$e_L = 2 \times A_L / (d_4 - d_6) \quad (\text{GA.5-14})$$

GA.5.1.3 Cubo cónico y envolvente conectada

GA.5.1.3.1 Si la brida tiene un cubo cónico (truncocónico) (integral con el anillo de la brida y del mismo material), entonces deben calcularse los siguientes parámetros:

$$\beta = e_2 / e_1 \quad (\text{GA.5-15})$$

$$e_D = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \times I_H}{\sqrt[4]{(\beta / 3)^4 \times (d_1 \times e_1)^2 + (I_H)^4}} \right\} \quad (\text{GA.5-16})$$

$$e_E = e_1 \times \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1) \times I_H}{(\beta / 3) \times \sqrt{d_1 \times e_1 + I_H}} \right\} \quad (\text{GA.5-17})$$

$$d_E = \{ \text{mín. } (d_1 - e_1 + e_E; d_2 + e_2 - e_E) + \text{máx. } (d_1 + e_1 - e_E; d_2 - e_2 + e_E) \} / 2 \quad (\text{GA.5-18})$$

GA.5.1.3.2 Si la brida no tiene cubo, entonces se supone lo siguiente:

$$e_E = e_S \quad (\text{GA.5-19})$$

$$d_E = d_S \quad (\text{GA.5-20})$$

GA.5.1.3.3 Para una brida ciega (sin envolvente conectada) se asume:

$$e_E = 0 \quad (\text{GA.5-21})$$

$$d_E = d_0 \quad (\text{GA.5-22})$$

NOTA Las ecuaciones (GA.5-21) y (GA.5-22) se aplican tanto si la brida ciega tiene una abertura (con o sin conexión) como si no la tiene.

GA.5.1.4 Parámetros de la brida relativos a la flexibilidad

NOTA Cuando la junta es de tipo plano, el parámetro h_Q que aparece a continuación puede calcularse solamente cuando se ha determinado d_{Ge} , es decir, cuando se han realizado los cálculos del apartado GA.5.3.2.

GA.5.1.4.1 Brida integral, manguito o collar

$$\gamma = \frac{e_E \times d_F}{b_F \times d_E \times \cos \varphi_S} \quad (\text{GA.5-23})$$

$$\vartheta = 0,550 \times \cos \varphi_S \times \frac{\sqrt{d_E \times e_E}}{e_F} \quad (\text{GA.5-24})$$

$$\lambda = 1 - e_p / e_F = e_Q / e_F \quad (\text{GA.5-25})$$

$$c_F = \frac{1 + \gamma \times \vartheta}{1 + \gamma \times \vartheta \times \left[4 \times (1 - 3 \times \lambda + 3 \times \lambda^2) + 6 \times (1 - 2 \times \lambda) \times \vartheta + 6 \times \vartheta^2 \right] + 3 \times \gamma^2 \times \vartheta^4} \quad (\text{GA.5-26})$$

$$h_S = 1,100 \times e_F \times \sqrt{\frac{e_E}{d_E}} \times \frac{1 - 2 \times \lambda + \vartheta}{1 + \gamma \times \vartheta} \quad (\text{GA.5-27})$$

$$h_T = e_F \times \frac{1 - 2 \times \lambda - \gamma \times \vartheta^2}{1 + \gamma \times \vartheta} \quad (\text{GA.5-28})$$

$$h_Q = \left\{ h_S \times k_Q + h_T \times \left(2 \times d_F \times e_p / d_E^2 - 0,5 \times \tan \varphi_S \right) \right\} \times (d_E / d_{Ge})^2 \quad (\text{GA.5-29})$$

$$h_R = h_S \times k_R - h_T \times 0,5 \times \tan \varphi_S \quad (\text{GA.5-30})$$

Para envolventes cónicas y cilíndricas:

$$k_Q = +0,85 / \cos \varphi_S \quad (\text{GA.5-31})$$

$$k_R = -0,15 / \cos \varphi_S \quad (\text{GA.5-32})$$

Para una envolvente esférica:

$$k_Q = +0,35 / \cos \varphi_S \quad (\text{GA.5-33})$$

$$k_R = -0,65 / \cos \varphi_S \quad (\text{GA.5-34})$$

Para todos los casos:

$$Z_F = \frac{3 \times d_F \times c_F}{\pi \times b_F \times e_F^3} \quad (\text{GA.5-35})$$

$$Z_L = 0 \quad (\text{GA.5-36})$$

GA.5.1.4.2 Brida ciega

$$\rho = d_g / d_{Ge} \quad (\text{GA.5-37})$$

$$h_Q = \frac{d_E \times (1 - \rho^2)}{8} \times \frac{0,7 + 3,3 \times \rho^2}{0,7 + 1,3 \times \rho^2} \times \left(\frac{d_E}{d_{Ge}} \right)^2 \quad (\text{GA.5-38})$$

$$h_R = \frac{d_E \times (1 - \rho^2)}{4 \times (1 + \rho^2)} \times \frac{0,7 + 3,3 \times \rho^2}{0,7 + 1,3 \times \rho^2} \quad (\text{GA.5-39})$$

$$Z_F = \frac{3 \times d_F}{\pi \times \left[b_F \times e_F^3 + d_F \times e_0^3 \times (1 - \rho^2) / (1,4 + 2,6 \times \rho^2) \right]} \quad (\text{GA.5-40})$$

$$Z_L = 0 \quad (\text{GA.5-41})$$

GA.5.1.4.3 Brida libre con manguito o collar

Para el manguito o collar deben usarse las ecuaciones (GA.5-23) a (GA.5-35).

Para la propia brida libre es válido lo siguiente:

$$Z_L = \frac{3 \times d_L}{\pi \times b_L \times e_L^3} \quad (\text{GA.5-42})$$

GA.5.2 Parámetros de los pernos y las arandelas

GA.5.2.0 Generalidades

Si hay arandelas a ambos lados de la conexión con brida se designan mediante un subíndice adicional entre paréntesis (J), (J = 1, 2).

NOTA Las dimensiones de los pernos y las arandelas se muestran en la figura GA.3-1. Los diámetros de los pernos de las series métricas normalizadas se dan en el apartado GA.8.1.

GA.5.2.1 Área de la sección transversal efectiva de los pernos

$$A_B = n_B \times \frac{\pi}{4} \times \{\min.(d_{Be}; d_{BS})\}^2 \quad (\text{GA.5-43})$$

GA.5.2.2 Módulo de flexibilidad de los pernos

$$X_B = \frac{4}{n_B \times \pi} \times \left(\frac{l_S}{d_{BS}^2} + \frac{(l_B - l_S)}{d_{Be}^2} + \frac{0,8}{d_{B0}} \right) \quad (\text{GA.5-44})$$

GA.5.2.3 Parámetros geométricos para arandelas y superficies de contacto

Si no hay arandelas, se pone $X_{W(1)} = X_{W(2)} = 0$ y se procede según el apartado GA.5.3.

$$b_W = (d_{W2} - d_{W1})/2 \quad (\text{GA.5-45})$$

$$d_W = (d_{W2} + d_{W1})/2 \quad (\text{GA.5-46})$$

$$d_{C1} = d_{C1,\text{mín.}} = \text{máx.}(d_{W1}; d_5) \quad (\text{GA.5-47})$$

$$d_{C2} = d_{C2,\text{máx.}} = \text{mín.}(d_{W2}; d_{B4}) \quad (\text{GA.5-48})$$

$$b_{CC} = (d_{C2} - d_{C1})/2 \quad (\text{GA.5-49})$$

$$b_{CF,\text{máx.}} = (d_{W2} - d_{C1})/2 \quad (\text{GA.5-50})$$

$$b_{CB,\text{máx.}} = (d_{C2} - d_{W1})/2 \quad (\text{GA.5-51})$$

$$d_{CF,\text{máx.}} = (d_{W2} + d_{C1})/2 = d_{C1} + b_{CF,\text{máx.}} \quad (\text{GA.5-52})$$

NOTA Normalmente $d_{C1} = d_5$ y $d_{C2} = d_{B4}$.

GA.5.2.4 Módulo de flexibilidad de las arandelas

$$X_W = \frac{e_W}{n_B \times \pi \times d_W \times b_W} \times \frac{2 \times b_W / (b_W + b_{CB,\text{máx.}}) + e_W / (b_W - b_{CB,\text{máx.}})}{1 + e_W / (b_W - b_{CB,\text{máx.}})} \quad (\text{GA.5-53})$$

NOTA X_W incluye un factor de corrección estimado para las diferentes tensiones axiales en diferentes secciones.

GA.5.3 Parámetros de las juntas**GA.5.3.0 Generalidades para las juntas**

NOTA En la figura GA.3-3 se muestran varios tipos de juntas y sus dimensiones. La selección del tipo y material de la junta puede depender de la tasa de fugas admisible. En el capítulo GA.9 se da algo de información sobre el comportamiento de la junta y los valores no obligatorios de las propiedades de los materiales.

GA.5.3.1 Dimensiones teóricas de las juntas

La anchura teórica de una junta b_{Gt} es la anchura máxima de la junta y se hace efectiva bajo una fuerza sobre la junta muy elevada o bajo una rotación de la brida muy baja.

$$b_{Gt} = (d_{G2} - d_{G1})/2 \quad (\text{GA.5-54})$$

$$d_{Gt} = (d_{G2} + d_{G1})/2 = d_{G2} - b_{Gt} \quad (\text{GA.5-55})$$

$$A_{Gt} = \pi \times d_{Gt} \times b_{Gt} \quad (\text{GA.5-56})$$

NOTA Algunas veces la junta se deforma esencialmente mientras se aprietan los pernos. En esos casos las dimensiones teóricas no pueden tomarse del plano de diseño sino que necesitan calcularse. Se muestra un ejemplo en el punto d) 2 de la figura GA.9-3: La sección transversal circular inicial (diámetro $e_{G(0)}$) de una junta de metal blando se deforma de aproximadamente en una sección transversal rectangular con el mismo área: $b_{Gt} \times e_{G(A)} = (\pi/4) \times e_{G(0)}^2$. La segunda ecuación para b_{Gt} y $e_{G(A)}$ es $\Phi_G = 1,0$, ecuación (GA.7-23). Esta es la razón de aplicar $e_{G(A)}$ y no $e_{G(0)}$ en las siguientes ecuaciones.

GA.5.3.2 Dimensiones efectivas de la junta

La anchura efectiva de una junta b_{Ge} puede ser inferior a la anchura teórica. Para muchos tipos de junta depende de la fuerza $F_{G(I)}$ aplicada a la junta (en la condición de carga nº I). Siempre se determina para la condición nominal de apriete de los pernos con $F_{G(0)}$ y puede suponerse invariable para todas las condiciones de carga posteriores. (El método permite calcular diferentes valores de $b_{Ge(I)}$ para las condiciones de carga posteriores).

El diámetro efectivo de una junta d_{Ge} es el diámetro sobre el que actúa la fuerza sobre la junta.

Durante el montaje, y posiblemente también en las condiciones de carga posteriores, el espesor inicial de la junta sin carga $e_{G(0)}$ se reduce al espesor $e_{G(A)}$, que sería real si la junta estuviera de nuevo descargada. Los siguientes cálculos iterativos comienzan con $e_{G(A)} = e_{Gt}$.

Para calcular la anchura efectiva de una junta b_{Ge} , debe conocerse la fuerza aplicada sobre la junta en el montaje $F_{G(0)}$:

- Para un diseño dado con instrucciones dadas para el montaje $F_{G(0)}$ puede determinarse por el capítulo GA.8.
- Para un diseño nuevo al comienzo del cálculo tal información no está disponible. Entonces se recomienda suponer el valor nominal máximo posible como sigue:

$$F_{G(0)} = A_B \times f_{B(0)} / (1 + \varepsilon_{n+}) - F_{R(0)} \quad (\text{GA.5-57})$$

Los valores para $F_{R(0)}$ y ε_{n+} deben tomarse de los capítulos GA.6 y GA.8 respectivamente.

- Cálculos posteriores (GA.6) muestran si la fuerza supuesta $F_{G(0)}$ no suficientemente grande (o demasiado grande) y dan información para suponer una nueva fuerza.

Para calcular las deformaciones de la junta, deberían usarse los parámetros mecánicos de la junta del capítulo GA.9. En todas las condiciones de carga ($I = 0$ e $I > 0$) se aplican las siguientes ecuaciones:

$$c_E = 1,5 - 0,5 / (1 + 0,75 \times (b_{Gt} / e_{G(A)})^2)^{0,5} \quad (\text{GA.5-58})$$

$$Q_{(I)} = F_{G(I)} / A_{Ge} \quad Q_{E(I)} = Q_{(I)} / c_E \quad (\text{GA.5-59})$$

Para $C_{1(I)} \geq 0$:

$$D_{Gm(I)} = C_{0(I)} \times (1 + 0,5 \times C_{1(I)} \times Q_{E(I)} / C_{0(I)}) \quad (\text{GA.5-60})$$

Para $C_{1(I)} \leq 0$:

$$D_{Gm(I)} = C_{0(I)} \wedge (1 - 0,5 \times C_{1(I)} \times Q_{E(I)}/C_{0(I)}) \quad (\text{GA.5-61})$$

Siempre:

$$E_{G(I)} = K_{0(I)} + K_{1(I)} \times Q_{E(I)} \quad (\text{GA.5-62})$$

$$\Delta e_{G(I)} = e_{G(I)} \times Q_{(I)} \times [1/D_{Gm(I)} - 1/E_{G(I)}] \quad (\text{GA.5-63})$$

NOTA 1 El factor de corrección $c_E > 1,0$ de la ecuación (GA.5-58) es una aproximación para tener en cuenta el efecto del deslizamiento parcialmente prevenido entre las superficies de la junta y las bridas. (Similar pero no igual es c_G en el apartado GA.7.3).

NOTA 2 La ecuación (GA.5-59) se subdivide en dos partes, para obtener no solo $Q_{E(I)}$ para el cálculo de las deformaciones (aquí y en el apartado GA.6.2) sino también $Q_{(I)}$ para los requisitos de estanquidad (en el apartado GA.6.5.2).

Las dimensiones efectivas de la junta se calculan para el montaje ($I = 0$) mediante la tabla GA.5-1.

Se determina una anchura intermedia de la junta b_{Gi} empezando con la primera aproximación y continuando hasta las expresiones más precisas dadas.

$$e_{G(A)} = e_{G(0)} - \Delta e_{G(0)} \quad (\text{GA.5-64})$$

$$b_{Gp} = F_{G(0)} / (\pi \times d_{Ge} \times Q_{R(0)}) \quad (\text{GA.5-65})$$

Anchura efectiva de la junta y área efectiva de la junta (d_{Ge} en la tabla GA.5-1):

$$b_{Ge} = \text{mín. } \{b_{Gi}; b_{Gi}\} \quad (\text{GA.5-66})$$

$$A_{Ge} = \pi \times d_{Ge} \times b_{Ge} \quad (\text{GA.5-67})$$

La tabla GA.5-1 y las ecuaciones (GA.5-58) a (GA.6-67) se evalúan iterativamente hasta que b_{Ge} sea constante dentro de la precisión requerida.

NOTA 3 Para parar la iteración descrita para b_{Ge} normalmente es suficiente un acuerdo del 5%, pero por comparación de los resultados de los diferentes programas de ordenador se recomienda una precisión del 0,1%.

Tabla GA.5-1 – Geometría efectiva de una junta

Nº	Tipo de junta	Fórmulas
1	Juntas planas, en material blando o compuesto o puramente metálico, figura GA.3-3 a)	<p>Primera aproximación: $b_{Gi} = b_{Gt}$ Más precisión:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{e_{G(A)} / (\pi \times d_{Ge} \times D_{Gm(0)})}{(h_G \times Z_F / E_F)_{(1,0)} + (h_G \times Z_F / E_F)_{(2,0)}} + (b_{Gp})^2}$ <p>$Z_{F(j,0)}$ de acuerdo con las ecuaciones (GA.5-35) o (GA.5-40) $h_{G(j,0)}$ de las ecuaciones (GA.5-72) o (GA.5-81) (con $d_{7(0)}$ de la ecuación (GA.5-78)) Siempre: $d_{Ge} = d_{G2} - b_{Ge}$</p>
2	Juntas de metal con superficies curvadas, contacto simple, figuras GA.3-3 b) y GA.3-3 c)	<p>Primera aproximación: $b_{Gi} = \{6 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{R(0)} / D_{Gm(0)}\}^{1/2}$ Más precisión:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{6 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G(0)}}{\pi \times d_{Ge} \times D_{Gm(0)}} + (b_{Gp})^2}$ <p>Siempre: $d_{Ge} = d_{G0}$</p>
3	Juntas de metal con superficies curvadas, contacto doble, figuras GA.3-3 d) y GA.3-3 e)	<p>Primera aproximación: $b_{Gi} = \{12 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times b_{Gt} \times Q_{R(0)} / D_{Gm(0)}\}^{1/2}$ Más precisión:</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{12 \times r_2 \times \cos \varphi_G \times F_{G(0)}}{\pi \times d_{Ge} \times D_{Gm(0)}} + (b_{Gp})^2}$ <p>Siempre: $d_{Ge} = d_{Gt}$</p>
4	Juntas de metal anulares de sección octogonal, contacto doble, figura GA.3-3 f)	<p>Siempre: b_{Gi} de acuerdo con la figura GA.3-3 d) (Proyección de las superficies de contacto en la dirección axial) Siempre: $d_{Ge} = d_{Gt}$</p>

GA.5.3.3 Módulo de flexibilidad axial de la junta

$$X_G = \frac{e_{G(A)}}{A_{Gt}} \times \frac{b_{Gt} + e_{G(A)} / 2}{b_{Ge} + e_{G(A)} / 2} \quad (\text{GA.5-68})$$

NOTA X_G incluye un factor de corrección estimado para las tensiones axiales variables en las diferentes secciones.

GA.5.3.4 Área efectiva para la fuerza axial debida a la presión del fluido

$$A_Q = d_{Ge}^2 \times \pi / 4 \quad (\text{GA.5-69})$$

GA.5.4 Brazos de palanca

GA.5.4.0 Generalidades

NOTA Después de que se determina el diámetro efectivo de la junta d_{Ge} pueden calcularse todos los brazos de palanca.

$$h_p = [(d_{Ge} - d_E)^2 \times (2 \times d_{Ge} + d_E)/6 + 2 \times e_p^2 \times d_F]/d_{Ge}^2 \quad (\text{GA.5-70})$$

Para bridas ciegas:

$$e_p = 0 \quad (\text{GA.5-71})$$

GA.5.4.1 Brida integral y brida ciega (véanse las figuras GA.3-4 a GA.3-9)

Brazos de palanca (iguales para todos los casos de carga (todos I))

$$h_G = (d_{3e} - d_{Ge})/2 \quad (\text{GA.5-72})$$

$$h_H = (d_{3e} - d_2)/2 \quad (\text{GA.5-73})$$

$$h_L = 0 \quad (\text{GA.5-74})$$

GA.5.4.2 Brida libre con manguito o collar (véase la figura GA.3-10)

GA.5.4.2.1 Diámetro de transferencia de carga d_7

$$d_{7,\text{mín.}} \leq d_7 \leq d_{7,\text{máx.}} \quad (\text{GA.5-75})$$

$$d_{7,\text{mín.}} = d_6 + 2 \times b_0 \quad (\text{GA.5-76})$$

$$d_{7,\text{máx.}} = d_8 \quad (\text{GA.5-77})$$

Montaje:

$$d_{7(0)} = \text{mín.} \{ \text{máx.} [d_{7,\text{mín.}}; (d_{Ge} + \kappa \times d_{3e})/(1 + \kappa)]; d_{7,\text{máx.}} \} \quad (\text{GA.5-78})$$

$$\kappa = (Z_L \times E_{F(0)})/(Z_F \times E_{L(0)}) \quad (\text{GA.5-79})$$

Condiciones de carga posteriores

$$d_{7(I)} = d_{7,\text{mín.}} + 2 \times x_{(I)} \times h_V \quad (\text{GA.5-80})$$

$$h_V = (d_{7,\text{máx.}} - d_{7,\text{mín.}})/2 \quad (\text{GA.5-81})$$

La variable $x_{(I)}$ ($0 \leq x_{(I)} \leq 1$) debe determinarse en el capítulo GA.7.

GA.5.4.2.2 Brazos de palanca

$$h_{G(I)} = (d_{7(I)} - d_{Ge})/2 = h_{G(x=0)} + x_{(I)} \times h_V \quad (\text{GA.5-82})$$

$$h_{H(I)} = (d_{7(I)} - d_E)/2 = h_{H(x=0)} + x_{(I)} \times h_V \quad (\text{GA.5-83})$$

$$h_{L(I)} = (d_{3e(I)} - d_7)/2 = h_{L(x=0)} - x_{(I)} \times h_V \quad (\text{GA.5-84})$$

GA.6 Fuerzas

GA.6.0 Generalidades

Los siguientes cálculos tienen que hacerse para el estado de montaje y para todas las condiciones posteriores de carga. Todas las condiciones de carga potencialmente críticas deben calcularse. El apartado GA.4.3.3 proporciona información relativa a la elección y a la numeración de estas condiciones.

GA.6.1 Cargas

GA.6.1.1 Presión ejercida por el fluido $P_{(l)}$

La presión interna se define mediante $P_{(l)} > 0$, la presión externa mediante $P_{(l)} < 0$. La fuerza axial debida a la presión del fluido:

$$F_{Q(l)} = P_{(l)} \times A_Q \quad (\text{GA.6-1})$$

GA.6.1.2 Cargas externas

Existe un máximo de seis componentes de cargas externas adicionales: $F_{X(l)}$, $F_{Y(l)}$, $F_{Z(l)}$; $M_{X(l)}$, $M_{Y(l)}$, $M_{Z(l)}$. La fuerza de tracción axial se define como $F_{A(l)} = F_{Z(l)} > 0$, la fuerza de compresión axial como $F_{A(l)} < 0$. (Las definiciones corresponden a aquellas de $P_{(l)}$). Los signos de las otras cargas externas no son importantes aquí.

Las fuerzas de cizalla y los momentos de flexión están relacionados respecto al plano medio de la junta. Solamente sus resultantes $F_{S(l)}$ y $M_{B(l)}$ son de interés:

$$F_{S(l)} = \{F_{X(l)}^2 + F_{Y(l)}^2\}^{1/2} \quad (\text{GA.6-2})$$

$$M_{B(l)} = \{M_{X(l)}^2 + M_{Y(l)}^2\}^{1/2} \quad (\text{GA.6-3})$$

La fuerza axial $F_{A(l)} = F_{Z(l)}$ y el momento de flexión $M_{B(l)}$ se combinan en una fuerza neta resultante equivalente $F_{R(l)}$ como sigue:

$$F_{R(l)} = F_{A(l)} \pm M_{B(l)} \times 4/d_{3e} \quad (\text{GA.6-4})$$

Cuando tiene lugar un momento de flexión externo, el caso más severo puede ser difícil de predecir. En el lado de la unión en el que el momento induce una carga de tracción adicional (signo + en la ecuación (GA.6-4)), los límites de carga de la brida o los pernos o la compresión mínima de la junta pueden ser determinantes. En el lado en el que el momento induce una carga de compresión (signo - en la ecuación (GA.6-4)), el límite de carga de la junta puede ser determinante. Por tanto, deben verificarse sistemáticamente dos condiciones de carga (una para cada signo de la ecuación (GA.6-4), usando diferentes índices I para cada caso) siempre que se aplique un momento de flexión externo.

GA.6.1.3 Cargas térmicas

Diferentes expansiones térmicas producen las siguientes diferencias en los desplazamientos axiales:

$$\begin{aligned} \Delta U_{T(l)} = & I_B \times \alpha_{B(l)} \times (T_{B(l)} - T_0) - e_{G(A)} \times \alpha_{G(l)} \times (T_{G(l)} - T_0) + .. \\ & - e_{F(1)} \times \alpha_{F(1,I)} \times (T_{F(1,I)} - T_0) - e_{L(1)} \times \alpha_{L(1,I)} \times (T_{L(1,I)} - T_0) - e_{W(1)} \times \alpha_{W(1,I)} \times (T_{W(1,I)} - T_0) + .. \\ & - e_{F(2)} \times \alpha_{F(2,I)} \times (T_{F(2,I)} - T_0) - e_{L(2)} \times \alpha_{L(2,I)} \times (T_{L(2,I)} - T_0) - e_{W(2)} \times \alpha_{W(2,I)} \times (T_{W(2,I)} - T_0) + .. \end{aligned} \quad (\text{GA.6-5})$$

En esta ecuación es necesario calcular I_B :

$$I_B = e_{G(A)} + e_{F(1)} + e_{F(2)} + e_{L(1)} + e_{L(2)} + e_{W(1)} + e_{W(2)} \quad (\text{GA.6-6})$$

GA.6.1.4 Estado de montaje (I = 0)

La presión del fluido (interna o externa) es cero; por tanto $P_{(0)} = 0$.

Las cargas externas $F_{S(0)}$ (fuerza de cizalla) y $M_{Z(0)}$ (momento de torsión) deben ser cero. Puede existir una fuerza axial $F_{R(0)}$ resultante. (Es necesario observar una cierta prudencia si la flexión no es muy pequeña!).

Todas las temperaturas son iguales al valor uniforme inicial t_0 ; por tanto no existen cargas térmicas.

GA.6.1.5 Condiciones posteriores (I = 1, 2, 3 ...)

Pueden existir todas las cargas posibles sin restricciones generales.

GA.6.2 Flexibilidad de la unión

Los brazos de palanca se calculan en el apartado GA.5.4.

Para bridas libres aquí debe usarse (como simplificación) $h_{G(I, I)} = h_{G(I, 0)}$ para todos los I.

Deben aplicarse las siguientes ecuaciones (GA.6-8) a (GA.6-11) para todos los casos de carga (I = 0, 1, 2, 3 ...).

En la ecuación (GA.6-9) tiene que usarse:

$$E_{G(I)} = K_{0(I)} + K_{1(I)} \times Q_{E(0), \text{act}} \quad (\text{GA.6-7})$$

NOTA 1 $E_{G(I)}$ basado en $Q_{E(0), \text{act}}$ no es constante si $K_{0(I)}$, $K_{1(I)}$ son variables con la temperatura. $Q_{E(0), \text{act}}$ se calcula mediante la ecuación (GA.5-59) con $F_{G(I)} = F_{G(0), \text{act}}$ como se describe en el apartado GA.6.4.1.

$$Y_{B(I)} = Z_{L(1)} \times h_{L(1)}^2/E_{L(1,I)} + Z_{L(2)} \times h_{L(2)}^2/E_{L(2,I)} + X_{W(1)}/E_{W(1,I)} + X_{W(2)}/E_{W(2,I)} + X_B/E_{B(I)} \quad (\text{GA.6-8})$$

$$Y_{G(I)} = Z_{F(1)} \times h_{G(1)}^2/E_{F(1,I)} + Z_{F(2)} \times h_{G(2)}^2/E_{F(2,I)} + Y_{B(I)} + X_G/E_{G(I)} \quad (\text{GA.6-9})$$

$$Y_{Q(I)} = Z_{F(1)} \times h_{G(1)} \times (h_{H(1)} - h_{P(1)} + h_{Q(1)})/E_{F(1,I)} + Z_{F(2)} \times h_{G(2)} \times (h_{H(2)} - h_{P(2)} + h_{Q(2)})/E_{F(2,I)} + Y_{B(I)} \quad (\text{GA.6-10})$$

$$Y_{R(I)} = Z_{F(1)} \times h_{G(1)} \times (h_{H(1)} + h_{R(1)})/E_{F(1,I)} + Z_{F(2)} \times h_{G(2)} \times (h_{H(2)} + h_{R(2)})/E_{F(2,I)} + Y_{B(I)} \quad (\text{GA.6-11})$$

NOTA 2 La evaluación de las ecuaciones (GA.6-10) y (GA.6-11) puede omitirse para casos de carga sin presión de fluido ($F_Q = 0$) y sin fuerza externa ($F_R = 0$) respectivamente.

GA.6.3 Deformaciones elásticas

Las deformaciones elásticas y térmicas en todas las condiciones posteriores de carga producen una diferencia en el desplazamiento axial de la junta $\Delta U_{G(I)}$, que debe cerrarse mediante la fuerza en la junta F_G :

$$\Delta U_{G(I)} = F_{Q(I)} \times Y_{Q(I)} + (F_{R(I)} \times Y_{R(I)} - F_{R(0)} \times Y_{R(0)}) + \Delta U_{T(I)} \quad (\text{GA.6-12})$$

GA.6.4 Fuerzas reales sobre la junta**GA.6.4.0 Generalidades**

Algunos parámetros dependen de la fuerza real sobre la junta. Por tanto esta fuerza se determina en primer lugar.

GA.6.4.1 Fuerza sobre la junta en el montaje (I = 0)

En este punto debe conocerse una fuerza real sobre la junta en el montaje $F_{G(0), \text{act}} = F_{G(0)}$ (véase GA.5.3.2 y/o GA.6.5.3). Para posibles cambios debidos a un cambio en $F_{G(0)}$ se repiten los apartados GA.5.3 a GA.6.3.

GA.6.4.2 Fuerzas sobre la junta en las condiciones posteriores de carga (I = 1, 2, 3 ...)

GA.6.4.2.0 Este apartado determina la fuerza real esperada sobre la junta $F_{G(I), act}$, dependiendo de una deformación real irreversible de la junta $\Delta e_{G(A)}$ (después de todas las condiciones de carga) que depende de las fuerzas sobre la junta.

Los cálculos iterativos requeridos comienzan con $\Delta e_{G(A)} = \Delta e_{G(0)}$ y $A_{Ge(I)} = A_{Ge(0)}$.

GA.6.4.2.1 Se calculan las fuerzas reales esperadas sobre la junta en todas las condiciones posteriores de carga $F_{G(I), act}$:

$$F_{G(I), act} = \{F_{G(0), act} \times Y_{G(0)} + \Delta e_{G(0)} - \Delta e_{G(A)} - \Delta U_{G(I)}\} / Y_{G(I)} \quad (\text{GA.6-13})$$

GA.6.4.2.2 Para una precisión incrementada se calculan las áreas efectivas de la junta $A_{Ge(I)}$ posiblemente diferentes para todas las condiciones de carga. Para juntas estrechas puede mantenerse la hipótesis inicial $A_{Ge(I)} = A_{Ge(0)}$.

GA.6.4.2.3 Se calcula la presión real efectiva sobre la junta $Q_{E(I)}$ y la deformación irreversible correspondiente de la misma $\Delta e_{G(I)}$ mediante las ecuaciones (GA.5-58) a (GA.5-63), y después el espesor real de la junta $\Delta e_{G(A)}$ como sigue:

$$\Delta e_{G(A)} = \text{máx.}_{(all I \geq 0)} \{ \Delta e_{G(I)} \}_{(all I)} \quad (\text{GA.6-14})$$

$$e_{G(A)} = e_{Gt} - \Delta e_{G(A)} \quad (\text{GA.6-15})$$

GA.6.4.2.4 Si $\Delta e_{G(A)}$ se ha incrementado, se vuelve al apartado GA.6.4.2.1; en caso contrario se para la iteración.

GA.6.5 Fuerza requerida sobre la junta

GA.6.5.0 Generalidades

Las fuerzas requeridas sobre las juntas dependen del comportamiento respecto a la estanquidad. En el capítulo GA.9 se dan las explicaciones correspondientes y los parámetros requeridos. Se permiten cálculos de desviaciones de estanquidad.

De acuerdo al capítulo GA.9, para un fluido gaseoso, debe suponerse un parámetro de estanquidad requerido o deseado (TP) de la siguiente forma:

$(TP) = 10^0$	Para requisitos de estanquidad muy bajos
$(TP) = 10^2$	Para requisitos de estanquidad bajos
$(TP) = 10^4$	Para requisitos de estanquidad medios (normales)
$(TP) = 10^6$	Para requisitos de estanquidad altos
$(TP) = 10^8$	Para requisitos de estanquidad muy altos

Para un fluido líquido y condiciones de carga sin presión de fluido, este parámetro no se requiere y puede tomarse igual a cero.

GA.6.5.1 Estado de montaje (I = 0)

La fuerza mínima sobre la junta en el montaje $F_{G(0), min.}$, requerida para cálculos de estanquidad posteriores, depende del tipo, dimensiones y material de la junta; puede depender de las superficies de la brida, la clase de fluido, la presión del fluido y la tasa de fugas admisible en las condiciones posteriores de carga; viene dada por:

$$F_{G(0), min.} = A_{Ge} \times Q_{A, min.} \quad (\text{GA.6-16})$$

Para fluidos líquidos

$$Q_{A,\min.} = Q_{A0} \quad (\text{GA.6-17})$$

Para fluidos gaseosos:

$$Q_{A,\min.} = \min. \{ Q_{A1} \times (TP)^{1/M1}; Q_{A2} \times (TP)^{1/M2} \} \quad (\text{GA.6-18})$$

$$(TP) = \max_{\cdot(\text{all } I > 0)} \{ (TP)_{(I)} \} \quad (\text{GA.6-19})$$

Si en el capítulo GA.9 no se dan valores para Q_{A2} , $M2$ y $N2$, no tienen que usarse. Si el valor (TP) de la ecuación (GA.6-19) es mayor que el máximo de los valores $(TP)_{1\text{mx}}$ y $(TP)_{2\text{mx}}$ dados en el capítulo GA.9, entonces probablemente la junta no es apropiada para el caso dado.

NOTA Los requisitos dados deberían cumplirse en la condición de carga con la presión de junta más alta Q , que normalmente corresponde al estado de montaje. Sin embargo pueden existir condiciones de carga posteriores con presiones de junta más elevadas que la de montaje, por ejemplo debido a presión externa o a efectos de la temperatura. Si tal condición de carga tiene lugar en un momento anterior a la condición de carga correspondiente crítica de estanquidad, puede emplearse en el cálculo de las fuerzas en lugar del estado de montaje.

GA.6.5.2 Condiciones posteriores (I = 1, 2, 3 ...)

La fuerza mínima sobre la junta en cada condición posterior de carga $F_{G(I),\min}$ requerida para la estanquidad real (primer término) y para que no haya pérdida de contacto en los pernos y las tuercas (segundo término), viene dada por:

$$F_{G(I),\min.} = \max. \{ A_{Ge} \cdot Q_{S(I),\min.}; - (F_{Q(I)} + F_{R(I)}) \} \quad (\text{GA.6-20})$$

Para un fluido líquido:

$$Q_{S(I),\min.} = |P_{(I)}| \quad (\text{GA.6-21})$$

Para un fluido gaseoso:

$$Q_{S(I),\min.} = \max. \{ |P_{(I)}|; Q_{AJ}^{MJ/NJ} \times Q_{(0),\text{act}}^{1-MJ/NJ} \times (TP)_{(I)}^{1/NJ} \} \quad (\text{GA.6-22})$$

$Q_{(0),\text{act}}$ se calcula mediante la ecuación (GA.5-59) con $F_{G(I)} = F_{G(0)}$, como se define en el apartado GA.6.4.1.

Para Q_{AJ} , MJ y NJ véanse las explicaciones dadas en el apartado GA.9.1.2 después de la ecuación (GA.9-13).

GA.6.5.3 Fuerza requeridas en la junta en situación de montaje

Para garantizar que la fuerza sobre la junta, en todas las condiciones de carga posteriores, nunca cae por debajo de los valores requeridos $F_{G(I),\min}$, la fuerza en la junta en situación de montaje debe ser al menos igual a lo siguiente:

$$F_{G(0),\Delta} = \max_{\cdot(\text{all } I > 0)} \{ F_{G(I),\min.} \times Y_{G(I)} - \Delta e_{G(0)} + \Delta e_{G(A)} + \Delta U_{G(I)} \} / Y_{G(0)} \quad (\text{GA.6-23})$$

Teniendo en cuenta también el requisito de estanquidad del montaje, sigue:

$$F_{G(0),\text{req}} = \max. \{ F_{G(0),\min.}; F_{G(0),\Delta} \} \quad (\text{GA.6-24})$$

Si la fuerza real sobre la junta en el montaje es inferior a la requerida:

$$F_{G(0),\text{act}} < F_{G(0),\text{req}} \quad (\text{GA.6-25})$$

entonces la fuerza real debe incrementarse y tiene que repetirse el cálculo de los apartados GA.5.3.2 a GA.6.5.3.

Si la fuerza real sobre la junta en el montaje es superior a la requerida:

$$F_{G(0),act} > F_{G(0),req} \quad (\text{GA.6-26})$$

entonces es aceptable porque es conservadora.

GA.6.5.4 Fuerza óptima sobre la junta en el montaje

La fuerza óptima (mínima requerida) sobre la junta en el montaje puede encontrarse a través de un número de iteraciones repitiendo el cálculo de los apartados GA.6.4.1 a GA.6.5.3 hasta que se cumpla, dentro de la precisión requerida:

$$F_{G(0),act} \approx F_{G(0),req} \quad (\text{GA.6-27})$$

NOTA Para cesar la iteración descrita para $F_{G(0)}$, normalmente es suficiente un acuerdo dentro del 5%, pero por comparación de los resultados de diferentes programas de ordenador se recomienda una precisión del 0,1%.

GA.6.6 Fuerzas en el estado de montaje ($I = 0$)

GA.6.6.0 Generalidades

El procedimiento de montaje con el apriete final de los pernos debe producir las cargas sobre los pernos y las fuerzas sobre la junta requeridas para una conexión de la brida completamente funcional.

GA.6.6.1 Fuerzas requeridas

La fuerza requerida sobre la junta en el montaje $F_{G(0), req}$ se define en el apartado GA.6.5.3.

La carga sobre el perno requerida en el montaje es la siguiente:

$$F_{B(0),req} = F_{G(0),req} + F_{R(0)} \quad (\text{GA.6-28})$$

GA.6.6.2 Consideración de la dispersión de la carga de los pernos en el montaje

GA.6.6.2.0 Generalidades

Todos los métodos de apriete de los pernos implican algún grado de imprecisión. Una posibilidad de tener esto en cuenta se describe en el apartado GA.8.2, donde también se dan los valores requeridos.

GA.6.6.2.1 Fuerza nominal de montaje de los pernos, usada para definir los parámetros de montaje de los pernos.

La fuerza nominal requerida en los pernos es

$$F_{B(0),nom} \geq F_{B(0),req} / (1 - \varepsilon_{n-}) \quad (\text{GA.6-29})$$

Para el montaje (y para directrices sobre el montaje, por ejemplo, par requerido) se recomienda seleccionar fuerzas ligeramente incrementadas (por ejemplo, 5% a 10% por encima del valor nominal calculado), tendiendo a una mejor estanquidad a las fugas.

Para el montaje sin control de la carga de los pernos, la carga nominal de los pernos $F_{B(0), nom}$ se supone igual a la carga media sobre el perno $F_{B(0),av}$ que puede esperarse en la práctica, independientemente de $F_{B(0),req}$; véase el apartado GA.8.2.

Debe cumplirse la siguiente condición, donde ε_{n-} debe basarse en $\varepsilon_{1-} = 0,5$:

$$F_{B(0),nom} = F_{B(0),av} \geq F_{B(0),req} / (1 - \varepsilon_{n-}) \quad (\text{GA.6-30})$$

Si esto no se cumple, el método de apriete de los pernos inicialmente seleccionado no es válido y debe cambiarse.

GA.6.6.2.2 Las fuerzas a emplear para el cálculo del límite de carga en el estado de montaje (véase el capítulo GA.7):

$$F_{B(0)} = F_{B(0),\text{máx.}} = F_{B(0),\text{nom}} \times (1 + \varepsilon_{n+}) \quad (\text{GA.6-31})$$

$$F_{G(0)} = F_{G(0),\text{máx.}} = F_{B(0),\text{máx.}} - F_{R(0)} \quad (\text{GA.6-32})$$

La anchura efectiva de la junta b_{G_e} no necesita volver a calcularse.

GA.6.7 Fuerzas en las condiciones posteriores (I = 1, 2, 3 ...)

Los cálculos de las fuerzas en las condiciones posteriores de carga deben basarse en la fuerza de la junta en el montaje $F_{G(0),d}$ dada por:

$$F_{G(0),d} = \text{máx.} \{ F_{G(0),\Delta}; F_{B(0),\text{máx.}} \times (2/3) \times (1 - 10/N_R) - F_{R(0)} \} \quad (\text{GA.6-33})$$

La subsiguiente fuerza sobre la junta y la carga del perno correspondientes para los cálculos del límite de carga son:

$$F_{G(I)} = \{ F_{G(0),d} \times Y_{G(0)} + \Delta e_{G(0)} - \Delta e_{G(A)} - \Delta U_{G(I)} \} / Y_{G(I)} \quad (\text{GA.6-34})$$

$$F_{B(I)} = F_{G(I)} + (F_{Q(I)} + F_{R(I)}) \quad (\text{GA.6-35})$$

NOTA 1 Para evitar las fugas, se recomienda que la fuerza sobre la junta en todas las condiciones de carga posteriores sea al menos $F_{G(I),\text{mín.}}$ de la ecuación (GA.6-20). Esto corresponde a una fuerza sobre la junta en el montaje $F_{G(0),\Delta}$ de la ecuación (GA.6-23). Para evitar una distorsión progresiva debida a frecuentes montajes, en algunos casos la fuerza deseada de la junta en el montaje $F_{G(0),d}$ de la ecuación (GA.6-33) debería ser superior a $F_{G(0),\Delta}$.

NOTA 2 Cuando la distorsión progresiva no es determinante, es decir, cuando $F_{G(0),d} = F_{G(0),\Delta}$ de la ecuación (GA.6-33), entonces las fuerzas $F_{G(I)}$ y $F_{B(I)}$ definidas por las ecuaciones (GA.6-34) y (GA.6-35) son aquellas que existen en cualquier condición $I \neq 0$ para una carga inicial sobre el perno igual al mínimo requerido $F_{B(0),\text{req.}}$. En el capítulo GA.7, se verifica la admisibilidad de estas fuerzas mínimas requeridas (en contraste, para el estado de montaje se verifica la admisibilidad de las máximas fuerzas posibles). Las fuerzas reales en las condiciones posteriores están por encima de las fuerzas definidas por las ecuaciones (GA.6-34) y (GA.6-35) debido a la dispersión del método de montaje de los pernos. Sin embargo, es válido despreciar la cantidad de $F_{B(0),\text{act}}$ en exceso respecto de $F_{B(0),\text{req.}}$, dado que esta es una fuerza "pasiva" ("secundaria"), que se disipa a través de la deformación plástica.

NOTA 3 Cuando la distorsión progresiva es determinante, se emplea la carga del perno inicial máxima posible $F_{B(0),\text{máx.}}$ para la determinación de una fuerza ficticia sobre la junta (segundo término en la ecuación (GA.6-33)). Después se aplica una carga sobre el perno $F_{B(0)} > F_{G(0),\Delta} + F_{R(0)}$ y puede ocurrir alguna deformación plástica en las condiciones posteriores de carga. El cálculo de los límites de carga en el capítulo GA.7 previene la deformación plástica global en todas las condiciones de carga y sirve para limitar la acumulación de deformación plástica en cada repetición del montaje hasta un límite aceptable.

GA.7 Límites de carga

GA.7.0 Generalidades

Las cargas sobre el sistema deben estar dentro de límites seguros. Estos límites se expresan en relaciones de carga calculadas. Cada relación de carga debe ser inferior o igual a la unidad para todas las condiciones de carga

$$\Phi_{(I)} \leq 1,0 \quad (I = 0, 1, 2, 3 \dots) \quad (\text{GA.7-1})$$

El índice (I) para la condición de carga se omite de aquí en adelante para abreviar.

La tensión nominal de diseño en el estado de montaje es la misma que en la condición de ensayo.

NOTA Se recuerda que para el estado de montaje (I = 0) las fuerzas a considerar son las máximas posibles (véase GA.6.6).

GA.7.1 Pernos

La relación de carga de los pernos debe calcularse y limitarse de la siguiente forma:

$$\Phi_B = \frac{F_B}{A_B \cdot c_B \cdot f_B} \cdot \sqrt{1 + (3,2 \cdot c_A \cdot \mu_B)^2} \leq 1,0 \quad (\text{GA.7-2})$$

La tensión nominal de diseño f_B de los pernos tiene que determinarse aquí mediante las mismas reglas que las empleadas para las tensiones nominales de diseño de las bridas y las envolventes. Esto es válido también para las tuercas y las arandelas.

Para casos inusuales debe aplicarse un factor de corrección $c_B \leq 1$. Se determina como sigue:

$$c_B = \text{mín. } \{1,0; e_N \times f_N / (0,8 \times d_{B0} \times f_B); l_{St} \times f_f / (0,8 \times d_{B0} \times f_B)\} \quad (\text{GA.7-3})$$

Si $c_B < 1,0$ el diseño puede mejorarse.

Se recomienda aplicar tuercas con valores de carga de prueba especificados no inferiores a los valores de carga de prueba mínimos de los pernos sobre los que van montadas ($e_N \times f_N \geq 0,8 \times d_{B0} \times f_B$).

Si los pernos se colocan en la brida, la longitud de engranaje de los pernos en los agujeros roscados debe ser suficientemente grande ($l_{St} \geq 0,8 \times d_{B0} \times f_f / f_f$).

El término con c_A tiene en cuenta el par de apriete de los pernos (montaje). Se determina como sigue:

Para el estado de montaje después de la colocación de los pernos con par sobre los mismos:

Si se aceptan pequeñas deformaciones plásticas en los pernos, lo que en general se recomienda para materiales suficientemente dúctiles (mínimo alargamiento a la rotura $A \geq 10\%$):

$$c_A = 1 = 1,000$$

Si se requiere un comportamiento estrictamente elástico de los pernos, lo que en general se recomienda para materiales que no son suficientemente dúctiles (mínimo alargamiento a la rotura $A < 10\%$) y/o para repeticiones del montajes frecuentes:

$$c_A = 4/3 = 1,333$$

Para el estado de montaje después de la colocación de los pernos sin par sobre los mismos, es decir, con tensionador hidráulico, y para todas las condiciones posteriores de carga:

$$c_A = 0 = 0,000$$

En el apartado GA.8.2.3 se dan valores indicativos para el coeficiente de fricción μ_B .

NOTA Se recomienda observar una relación de carga mínima $\Phi_{B(0)} = \Phi_{B, \text{min}} = 0,3$ en el estado de montaje. No es buena práctica usar una relación de carga más pequeña ya que los pernos serán demasiado gruesos.

GA.7.2 Cargas debidas a la presión de contacto de pernos y arandelas

GA.7.2.0 Generalidades

Si la tensión de diseño de una brida f_f es inferior aproximadamente al 65% de la de los pernos (f_B), debe calcularse una relación de carga para la presión de contacto Φ_C y limitarse como sigue.

Los resultados pueden ser diferentes para los dos lados de la conexión.

GA.7.2.1 Pernos sin arandelas

La relación de carga para la presión de contacto entre el perno o la tuerca y la brida debe calcularse y limitarse como sigue:

$$\Phi_C = \frac{F_B}{n_B \times \frac{\pi}{4} \times (d_{B4}^2 - d_5^2) \times f_{CF}} \leq 1,0 \quad (\text{GA.7-4})$$

$$c_C = 1,5 - 0,5 \times d_5/d_{B4} \quad (\text{GA.7-5})$$

$$f_{CF} = c_C \times \text{mín.}(f_F; f_B) \quad (\text{GA.7-6})$$

NOTA 1 El factor de corrección $c_C > 1$ se basa en el cálculo de la carga límite con tensiones de compresión en las tres direcciones en la brida bajo la cabeza del perno o la tuerca.

NOTA 2 Si no se cumple la ecuación (GA.7-4), se recomienda el uso de arandelas.

GA.7.2.2 Pernos con arandelas

La relación de carga para la presión de contacto entre el perno o la tuerca y entre la arandela y la brida debe calcularse y limitarse como sigue:

$$\Phi_C = \text{máx.}\{\Phi_{CF}; \Phi_{CB}\} \leq 1,0 \quad (\text{GA.7-7})$$

$$\Phi_{CF} = \frac{F_B}{n_B \times \pi \times d_{CF} \times b_{CF} \times f_{CF}} \quad (\text{GA.7-8})$$

$$\Phi_{CB} = \frac{F_B}{n_B \times \pi \times d_{CB} \times b_{CB} \times f_{CB}} \quad (\text{GA.7-9})$$

Los parámetros básicos están en el apartado GA.5.2.3. Las tensiones nominales de diseño de contacto son como sigue:

$$c_{CF} = 1 + b_{CF, \text{máx.}}/d_{W2} \quad (\text{GA.7-10})$$

$$f_{CF} = c_{CF} \times \text{mín.}(f_F; f_W) \quad (\text{GA.7-11})$$

$$c_{CB} = 1 + b_{CB, \text{máx.}}/d_{C2} \quad (\text{GA.7-12})$$

$$f_{CB} = c_{CB} \times \text{mín.}(f_B; f_W) \quad (\text{GA.7-13})$$

NOTA 1 El factor de corrección $c_{CF} > 1$ se basa en el cálculo de la carga límite con tensiones de compresión en las tres direcciones en la brida bajo la arandela; $c_{CB} > 1$ se asume de forma análoga.

Las anchuras de contacto real b_{CF} y b_{CB} dependen de la resistencia de las arandelas:

$$S_W = e_W^2 \times b_W \times f_W \quad (\text{GA.7-14})$$

Para arandelas de baja resistencia, se determinan las dos anchuras de contacto b_{CF} y b_{CB} de forma que las tres relaciones de carga sean iguales ($\Phi_{CF} = \Phi_{CB} = \Phi_W$). Para arandelas de resistencia media una de las anchuras de contacto alcanza el valor máximo; para arandelas de elevada resistencia ambas anchuras son máximas.

El siguiente procedimiento es aplicable para todas las arandelas. Comienza con $d_{CF} = d_{CF, \text{máx.}}$.

$$d_{CB} = d_{C2} - b_{CC}/2 \quad (\text{GA.7-15})$$

$$q = (f_{CF} \times d_{CF}) / (f_{CB} \times d_{CB}) \quad (\text{GA.7-16})$$

$$b_{CF,i} = \left\{ b_{CC} + \sqrt{b_{CC}^2 + S_W \times \left(\frac{1}{f_{CF} \times d_{CF}} + \frac{1}{f_{CB} \times d_{CB}} \right)} \right\} \times \frac{1}{1+q} \quad (\text{GA.7-17})$$

$$b_{CB,I} = b_{CF,i} \times q \quad (\text{GA.7-18})$$

$$b_{CF} = \min. \{ b_{CF,I}; b_{CF,m\acute{a}x.} \} \quad (\text{GA.7-19})$$

$$b_{CB} = \min. \{ b_{CB,I}; b_{CB,m\acute{a}x.} \} \quad (\text{GA.7-20})$$

$$d_{CF} = d_{C1} + b_{CF} \quad (\text{GA.7-21})$$

$$d_{CB} = d_{C2} - b_{CB} \quad (\text{GA.7-22})$$

Si $b_{CF} = b_{CF,m\acute{a}x.}$ y $b_{CB} = b_{CB,m\acute{a}x.}$, se trata de arandelas de alta resistencia:
Se aplican las ecuaciones (GA.7-7) a (GA.7-9).

Si $b_{CF} = b_{CF,m\acute{a}x.}$ y $b_{CB} < b_{CB,m\acute{a}x.}$, se trata de arandelas de media resistencia:
 $\Phi_{CB} < \Phi_{CF}$, $\Phi_C = \Phi_{CF}$. (Ecuación (GA.7-8)).

Si $b_{CF} < b_{CF,m\acute{a}x.}$ y $b_{CB} = b_{CB,m\acute{a}x.}$, se trata de arandelas de media resistencia:
 $\Phi_{CF} < \Phi_{CB}$, $\Phi_C = \Phi_{CB}$. (Ecuación (GA.7-9)).

Si $b_{CF} < b_{CF,m\acute{a}x.}$ y $b_{CB} < b_{CB,m\acute{a}x.}$, se trata de arandelas de baja resistencia: Debería ser $\Phi_{CF} = \Phi_{CB}$.

Para obtener resultados más precisos, las ecuaciones (GA.7-16) a (GA.7-22) tienen que repetirse dos veces. (Sin iteración los resultados son más conservadores) Entonces se aplican las ecuaciones (GA.7-7) a (GA.7-9).

NOTA 2 La relación de carga para las propias arandelas (Φ_w) no está documentada, ya que nunca es determinante (Φ_w se calcula igual al más pequeño de Φ_{CF} y Φ_{CB} , o es inferior a ambos).

GA.7.3 Junta

La relación de carga para la junta debe calcularse y limitarse como sigue:

$$\Phi_G = \sqrt{\left[\frac{F_G}{A_{Gt} \times c_G \times Q_R} \right]^2 + \left[\frac{|F_S| + |M_Z| \times 2 / d_{Gt}}{F_G \times \mu_G} \right]^2} \leq 1,0 \quad (\text{GA.7-23})$$

La característica de la junta Q_R y el factor de fricción μ_G deben tomarse del capítulo GA.9.

El factor de corrección $c_G \geq 1$ tiene en cuenta el posible soporte por fricción en las superficies de la brida. También debe tomarse del capítulo GA.9 o suponerse de la siguiente forma:

$$c_G = 1 + \mu_G \times b_{Gt} / (2 \times e_{G(A)}) \quad (\text{GA.7-24})$$

NOTA 1 El factor de corrección $c_G > 1$ se basa en un cálculo de la carga límite con tensiones de compresión en las tres direcciones de la junta, siendo posibles debido a la fricción en las superficies de contacto.

NOTA 2 El área teórica de la junta se emplea aquí (aunque la junta está cargada principalmente sobre su área efectiva) para expresar la relación de carga frente a una destrucción total (no frente a la condición real).

El término $F_S + |M_Z| \times 2 / d_{Gt}$ tiene en cuenta la fuerza de cizalla y el momento de torsión globales. Su transferencia se asume como posible solo por fricción (por lo que $F_G \cdot \mu_G$ va en el denominador).

GA.7.4 Brida integral, manguito o collar

La relación de carga para una brida integral, manguito o collar debe determinarse y limitarse de la siguiente forma:

$$\Phi_F = \frac{|F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P) + F_R \times h_H|}{W_F} \leq 1,0 \quad (\text{GA.7-25})$$

$$W_F = \frac{\pi}{4} \times \left\{ f_F \times 2 \times b_F \times e_F^2 \times (1 + 2 \times \Psi_{\text{opt}} \times \Psi_Z - \Psi_Z^2) + f_E \times d_E \times e_D^2 \times c_M \times j_M \times k_M \right\} \quad (\text{GA.7-26})$$

$$f_E = \min. (f_r; f_s) \quad (\text{GA.7-27})$$

$$\delta_Q = \frac{P \times d_E}{f_E \times 2 \times e_D \times \cos \varphi_S} \quad (\text{GA.7-28})$$

$$\delta_R = \frac{F_R}{f_E \times \pi \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S} \quad (\text{GA.7-29})$$

Para envolventes cónicas y cilíndricas:

$$c_M = \sqrt{1,333 \times \left[1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2 \right] \times \left[1 - (0,75 \times \delta_Q^2 + 1 \times \delta_R^2) \right]} \quad (\text{GA.7-30})$$

$$c_S = \frac{\pi}{4} \times \left[\sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_S \times (0,5 \times \delta_R - 0,75 \times \delta_Q) \right] \quad (\text{GA.7-31})$$

Para envolventes esféricas:

$$c_M = \sqrt{1,333 \times \left[1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2 \right] \times \left[1 - (0,25 \times \delta_Q^2 + 3 \times \delta_R^2) \right]} \quad (\text{GA.7-32})$$

$$c_S = \frac{\pi}{4} \times \left[\sqrt{1 - 0,75 \times (0,5 \times \delta_Q + \delta_R)^2} + j_S \times (1,5 \times \delta_R - 0,25 \times \delta_Q) \right] \quad (\text{GA.7-33})$$

Para todos los casos:

$$j_M = \text{sign} \{ F_G \times h_G + F_Q \times (h_H - h_P) + F_R \times h_H \} = \pm 1 \quad (\text{GA.7-34})$$

$$j_S = \pm 1 \quad (\text{GA.7-35})$$

$$-1,0 \leq k_M \leq +1,0 \quad (\text{GA.7-36})$$

$$0 \leq k_S \leq +1,0 \quad (\text{GA.7-37})$$

$$\Psi_{(j_s, k_M, k_S)} = \frac{f_E \times d_E \times e_D \times \cos \varphi_S}{f_F \times 2 \times b_F \times e_F} \times \left\{ (0,5 \times \delta_Q + \delta_R) \times \tan \varphi_S - \frac{\delta_Q \times 2 \times e_P}{d_E} + j_S \times k_S \times \sqrt{\frac{e_D \times c_M \times c_S \times (1 + j_S \times k_M)}{d_E \times \cos^3 \varphi_S}} \right\} \quad (\text{GA.7-38})$$

$$\Psi_{\text{opt}} = j_M \cdot (2 \cdot e_P / e_F - 1) \quad (-1,0 \leq \Psi_{\text{opt}} \leq +1,0) \quad (\text{GA.7-39})$$

$$\Psi_{\text{máx.}} = \Psi_{(+1, +1, +1)} \tag{GA.7-40}$$

$$\Psi_0 = \Psi_{(0, 0, 0)} \tag{GA.7-41}$$

$$\Psi_{\text{mín.}} = \Psi_{(-1, -1, +1)} \tag{GA.7-42}$$

NOTA 1 Los valores de j_S , k_M , k_S y Ψ_Z a emplear aquí están definidos en la tabla GA.7-1 y en la secuencia de cálculo descrita a continuación de la tabla GA.7-1.

Tabla GA.7-1 – Determinación de Ψ_Z

j_M	Intervalo de Ψ_{opt}	k_M	Ψ_Z
$j_M = +1$	$\Psi_{\text{máx.}} \leq \Psi_{\text{opt}}$	$(k_M = +1)$	$\Psi_Z = \Psi_{\text{máx.}}$
	$\Psi_0 \leq \Psi_{\text{opt}} < \Psi_{\text{máx.}}$	$(k_M = +1)$	$\Psi_Z = \Psi_{\text{opt}}$
	$\Psi_{\text{opt}} < \Psi_0$	$k_M < +1$	$\Psi_Z = \Psi_{(-1, k_M, +1)}$
$j_M = -1$	$\Psi_{\text{opt}} \leq \Psi_{\text{mín.}}$	$(k_M = -1)$	$\Psi_Z = \Psi_{\text{mín.}}$
	$\Psi_{\text{mín.}} < \Psi_{\text{opt}} \leq \Psi_0$	$(k_M = -1)$	$\Psi_Z = \Psi_{\text{opt}}$
	$\Psi_0 < \Psi_{\text{opt}}$	$k_M > -1$	$\Psi_Z = \Psi_{(+1, k_M, +1)}$

La secuencia de cálculo es como sigue:

- a) El valor de e_D se ha calculado previamente mediante la ecuación (GA.5-16).
- b) Se calculan f_E , δ_Q , δ_R , c_M de las ecuaciones (GA.7-27), (GA.7-28), (GA.7-29), (GA.7-30) o (GA.7-32). Si el valor de c_M en la raíz es negativo, el cubo está sobrecargado y debe rediseñarse.
- c) Se calculan $c_{M(j_S=+1)}$, $c_{M(j_S=-1)}$, j_M , Ψ_{opt} , Ψ_0 , $\Psi_{\text{máx.}}$, $\Psi_{\text{mín.}}$ de las ecuaciones (GA.7-31) o (GA.7-33), (GA.7-34), (GA.7-39) a (GA.7-42). Si $\Psi_{\text{máx.}} < -1,0$ o $\Psi_{\text{mín.}} > +1,0$, el anillo está sobrecargado y la brida debe rediseñarse.
- d) Se determinan k_M y Ψ_Z de acuerdo con la tabla GA.7-1. Cuando la tabla dé $k_M < +1$ o $k_M > -1$, el valor de k_M debe determinarse de forma que W_F de la ecuación (GA.7-26) sea máximo (véase el paso e) que sigue). El valor Ψ_Z asociado con k_M viene dado por la ecuación (GA.7-38).
- e) Se calculan W_F y Φ_F de las ecuaciones (GA.7-26) y (GA.7-25).

NOTA 2 En el caso típico de una brida con una envolvente cilíndrica ($\varphi_S = 0$), cargada mediante presión interna ($P > 0$) y una fuerza de tracción ($F_R > 0$), es válido lo siguiente: $j_M = +1$; $\Psi_0 < 0 < \min(\Psi_{\text{opt}}, \Psi_{\text{máx.}})$. La determinación de Ψ_Z se simplifica en este caso a: $\Psi_Z = \min(\Psi_{\text{opt}}, \Psi_{\text{máx.}})$.

NOTA 3 En el caso de una brida con una sección inusualmente delgada $e_x < e_2$, se recomienda la verificación adicional de la ecuación (GA.7-45) para la brida integral.

GA.7.5 Brida ciega

La relación de carga para una brida ciega debe determinarse y limitarse de la siguiente forma:

$$\Phi_F = \text{máx.} \left\{ \begin{array}{l} \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times d_{Ge} / 6 + F_R \times (1 - \rho) \times d_{Ge} / 2 \right| \\ \left| F_B \times h_G + F_Q \times (1 - \rho^3) \times d_{Ge} / 6 \right|; \left| F_R \times (1 - \rho) \times d_{Ge} / 2 \right| \end{array} \right\} \times \frac{1}{W_F} \leq 1,0 \tag{GA.7-43}$$

$$W_F = \frac{\pi}{4} \times f_F \times \left\{ 2 \times b_F \times e_F^2 + d_0 \times (1 - \rho) \times e_0^2 \right\} \quad (\text{GA.7-44})$$

Si existe una sección potencialmente crítica en la que $e_x < e_F$ (véase la figura GA.3-9), entonces debe calcularse una relación de carga adicional Φ_X de la siguiente forma:

$$\Phi_X = \frac{F_B \times (d_3 - d_X)}{2 \times W_X} \leq 1,0 \quad (\text{GA.7-45})$$

$$W_X = \frac{\pi}{4} \times f_F \times \left\{ (d_4 - 2 \times d_{5e} - d_X) \times e_F^2 + d_X \times e_X^2 \right\} \quad (\text{GA.7-46})$$

GA.7.6 Brida libre con manguito o collar

GA.7.6.1 Brida libre

La relación de carga para una brida libre debe determinarse y limitarse de la siguiente forma:

$$\Phi_L = \frac{F_B \times h_L}{W_L} \leq 1,0 \quad (\text{GA.7-47})$$

$$W_L = \frac{\pi}{2} \times f_L \times b_L \times e_L^2 \quad (\text{GA.7-48})$$

GA.7.6.2 Manguito o collar

La relación de carga para un manguito o collar debe determinarse y limitarse mediante el apartado GA.7.4.

Si hay una junta plana con $d_{G2} > d_7$, la relación de carga para un manguito o collar puede calcularse también a partir de la siguiente ecuación. Entonces es válido el resultado más favorable (es decir, el valor más pequeño de Φ_F).

$$\Phi_F = \frac{|F_Q + F_R| \times h_H}{W_Q} \leq 1,0 \quad (\text{GA.7-49})$$

$$W_Q = \frac{\pi}{4} \times d_S \times \left[\min. \left\{ f_S \times e_S^2; f_F \times e_F^2 \right\} + \min. \left\{ f_F \times e_F^2; Q_R \times (d_{G2} - d_7)^2 / 4 \right\} \right] \quad (\text{GA.7-50})$$

GA.7.6.3 Optimización

Para todas las bridas libres con manguito o collar, los brazos de palanca h_G , h_H , h_L pueden determinarse por la variación del diámetro d_7 de forma que las ecuaciones (GA.7-47) a (GA.7-50) y las ecuaciones (GA.7-25) a (GA.7-42) den todas ellas el resultado más favorable, es decir, $\max.(\Phi_F, \Phi_L)$ es un mínimo. La variación puede hacerse usando el parámetro $x_{(l)}$ en el apartado GA.5.4.

En el caso $F_Q + F_R > 0$, el resultado más favorable normalmente se obtiene cerca de $d_{7,\min.}$ ($x_{(l)} = 0$). En contraste, en el estado de montaje ($F_Q + F_R = 0$) el óptimo está cerca de $d_{7,\max.}$ ($x_{(l)} = 1$).

NOTA El diámetro d_7 puede ser diferente en todas las condiciones de carga. En el estado de montaje ($l = 0$) el cálculo de los límites de carga puede realizarse con $d_7 \neq d_{7(0)}$.

GA.8 Complementos al método

GA.8.1 Dimensiones de los pernos métricos estándar

Tabla GA.8.1 – Diámetros de los pernos métricos (dimensiones en milímetros)

Tamaño de perno	d_{B0}	p_t (rosca)	d_{Be}	d_{BS}	d_{BS}	d_{B4}
véase la nota 1		véase la nota 1	véase la nota 2	véase la nota 3	véase la nota 4	véase la nota 5
M 6	6	1,00	5,06	–	5,3	10
M 8	8	1,25	6,83	–	7,1	13
M 10	10	1,50	8,59	–	9,0	16
M 12	12	1,75	10,36	8,5	10,8	18
(M 14)	14	2,00	12,12	10,0		21
M 16	16	2,00	14,12	12,0	14,6	24
(M 18)	18	2,5	15,65	13,0		27
M 20	20	2,5	17,65	15,0	18,3	30
(M 22)	22	2,5	19,65	17,0		33
M 24	24	3,0	21,19	18,0	22,0	36
(M 27)	27	3,0	24,19	20,5		41
M 30	30	3,5	26,72	23,0	27,7	46
(M 33)	33	3,5	29,72	25,5		50
M 36	36	4,0	32,25	27,5	33,3	55
(M 39)	39	4,0	35,25	30,5		60
M 42	42	4,5	37,78	32,5	39,0	65
(M 45)	45	4,5	40,78	35,5		70
M 48	48	5,0	43,31	37,5	44,7	75
(M 52)	52	5,0	47,31	41,0		80
M 56	56	5,5	50,84	44,0	52,4	85
(M 60)	60	5,5	54,84			90
M 64	64	6,0	58,37	51,0	60,0	95
(M 68)	68	6,0	62,37			100
M 72*6	72	6,0	66,37	58,5	68,0	105
(M 76*6)	76	6,0	70,37			110
M 80*6	80	6,0	74,37	66,0	76,0	115
(M85*6)	85	6,0	79,37			120
M 90*6	90	6,0	84,37	75,0	86,0	130
(M 95*6)	95	6,0	89,37			135
M100*6	100	6,0	94,37	84,0	96,0	145

NOTA 1 Para M 6 a M64 el paso p_t es el de la serie normal de acuerdo con la Norma ISO 261.

NOTA 2 Los valores d_{Be} corresponden a las siguientes definiciones:

$$d_{Be} = (d_{B2} + d_{B3})/2 \text{ (véase la figura GA.3-2); } d_{Be} = d_{B0} - 0,9382 \times p_t.$$

NOTA 3 Diámetro del espárrago abocardado

NOTA 4 Diámetro del cuerpo para la rosca laminada

NOTA 5 Anchura de llave normal; empleada para el cálculo de la presión de contacto por la carga de los pernos (véase GA.7.1).

GA.8.2 Métodos de apriete de los pernos

GA.8.2.1 Dispersión de los métodos de apriete de los pernos

Todos los métodos de apriete de los pernos implican algún grado de imprecisión. Para tener esto en cuenta, se usan en los cálculos valores de dispersión ε_{n-} y ε_{n+} .

Debido a la dispersión, la carga real del perno $F_{B(0), act}$ difiere de la carga nominal del perno $F_{B(0), nom}$ como sigue:

$$F_{B(0), nom} \times (1 - \varepsilon_{n-}) \leq F_{B(0), act} \leq F_{B(0), nom} \times (1 + \varepsilon_{n+}) \quad (\text{GA.8-1})$$

Para el montaje de un solo perno, en la tabla GA.8-2 se dan valores de dispersión indicativos ε_{1+} y ε_{1-} .

Para el montaje con n_B pernos, los valores de dispersión resultantes ε_{n+} y ε_{n-} son inferiores a aquellos correspondientes a un solo perno por razones estadísticas. Mediante la siguiente ecuación se da una aproximación razonable de la influencia del número de pernos n_B :

$$\varepsilon_n = \varepsilon_1 \times \left(1 + 3 / \sqrt{n_B}\right) / 4 \quad (\text{GA.8-2})$$

Esta ecuación tiene que aplicarse para ε_{n+} , ε_{1+} y para ε_{n-} y ε_{1-} .

Tabla GA.8-2 – Valores indicativos de ε_{1+} y ε_{1-} para un solo perno

Método de apriete de los pernos Método de medición	Factores que afectan a la dispersión	Valor de dispersión ε_{1-}	Valor de dispersión ε_{1+}
Manual, con llave de anillo estándar Apreciación del operador, no controlado	Fricción, rigidez, cualificación	$0,3 + 0,5 * \mu_B$	$0,3 + 0,5 * \mu_B$
Llave de impacto	Fricción, rigidez, calibración	$0,2 + 0,5 * \mu_B$	$0,2 + 0,5 * \mu_B$
Llave con limitador de par = llave con medición del par solamente	Fricción, lubricación, calibración	$0,1 + 0,5 * \mu_B$	$0,1 + 0,5 * \mu_B$
Tensionador hidráulico Medición de la presión hidráulica	Rigidez, longitud del perno, calibración	0,20	0,40
Llave o tensionador hidráulico Medición del alargamiento del perno	Rigidez, longitud del perno, calibración	0,15	0,15
Llave. Medición del giro de la tuerca (cerca del límite de elasticidad del perno)	Rigidez, fricción, calibración	0,10	0,10
Llave. Medición del par y del giro de la tuerca (cerca del límite de elasticidad del perno)	Calibración	0,07	0,07
<p>NOTA 1 μ_B es el coeficiente de fricción entre el perno y la tuerca, pero también en la rosca (véase también GA.8.2.3).</p> <p>NOTA 2 Los operadores con mucha experiencia pueden alcanzar valores de dispersión inferiores a los valores dados (por ejemplo $\varepsilon_{1+} = 0,15$ en lugar de $\varepsilon_{1+} = 0,20$ usando una llave con limitador de par en un caso $\mu_B = 0,20$): para operadores sin experiencia los valores de dispersión pueden ser mayores que los mostrados.</p> <p>NOTA 3 Con tensionador hidráulico ε_{1-} y ε_{1-} no son iguales, debido al hecho de que se aplica al perno una carga adicional mientras se gira la tuerca hasta hacer contacto, antes de la transferencia de la carga a la tuerca.</p>			

GA.8.2.2 Apriete manual no controlado

Mediante el uso de llaves fijas de anillo estándar (sin brazo de palanca adicional, sin impactos de martillo y sin medición de la fuerza o par), la carga inicial media alcanzada en el perno está limitada por la longitud de la llave (aproximadamente $20 \cdot d_{B0}$), la potencia del operador (máximo aproximado de 1 000 N) y la fricción ($\mu_B > 0,1$).

Para $d_{B0} < 24$ mm puede alcanzarse una tensión inicial en el perno superior a 600 MPa, si el operador no tiene destreza, el perno puede destruirse.

Para $d_{B0} > 36$ mm la tensión inicial alcanzada en el perno es inferior a 200 MPa, no suficiente en la mayoría de los casos.

Para apriete manual no controlado efectuado por operadores con suficiente experiencia, puede emplearse la siguiente estimación para la carga media total en el perno:

$$F_{B(0)} = \text{mín.} \{A_{B0} \times f_{B(0)}; n_B \times 200\,000 \text{ N}\} \quad (\text{GA.8-3})$$

NOTA El apriete no controlado no se recomienda para operadores que no tengan demasiada experiencia; no es apropiado para pernos mayores de M36.

GA.8.2.3 Montaje mediante una llave con limitador de par

Para un par nominal prefijado (dado) utilizado para apretar un perno, la fuerza esperada total es:

$$F_{B(0),\text{nom}} = n_B \times M_{t,\text{nom}} / (1,2 \times \mu_B \times d_{B0}) \quad (\text{GA.8-4})$$

El par nominal aplicado para apretar un perno, debe calcularse a partir de:

$$M_{t,\text{nom}} = F_{B(0),\text{nom}} \times 1,2 \times \mu_B \times d_{B0} / n_B \quad (\text{GA.8-5})$$

El coeficiente de fricción μ_B en estas ecuaciones es un valor promedio que tiene en cuenta la fricción en la rosca del perno y en la tuerca o cara de la cabeza. (En lo siguiente se incrementa ligeramente frente a los valores reales para cubrir los efectos del paso de la rosca). Los valores de μ_B dados a continuación son indicativos; los valores más altos corresponden a los aceros austeníticos.

Para superficies lisas lubricadas:

$$\mu_B = 0,10 \dots 0,15$$

Para condiciones "normales" medias:

$$\mu_B = 0,15 \dots 0,25$$

Para superficies ásperas secas:

$$\mu_B = 0,20 \dots 0,35$$

NOTA Una llave con limitador de par simple con una longitud aproximada de 1 m, sin dispositivo multiplicador de par, genera un par máximo aproximado $M_{t,\text{nom}} = 1\,000 \text{ Nm}$.

GA.8.3 Rotaciones de la brida

GA.8.3.1 Utilización de las rotaciones de la brida

- Pueden usarse los valores medidos de la suma de las rotaciones ($\theta_{F1} + \theta_{F2}$) o ($\theta_{L1} + \theta_{L2}$) {o ($\theta_{F1} + \theta_{L2}$) o ($\theta_{L1} + \theta_{F2}$)} para controlar la carga del perno durante el montaje.
- Si el fabricante de la junta limita la inclinación admisible de las superficies de contacto, entonces este requisito puede verificarse mediante cálculo de la suma de rotaciones esperada ($\theta_{F1} + \theta_{F2}$).

GA.8.3.2 Cálculo de las rotaciones de la brida

La rotación elástica de cada brida, brida ciega, manguito o collar (subíndice F) o brida libre (subíndice L) puede calcularse a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\Theta_F = (Z_F/E_F) \times \{ F_G \cdot h_G + F_Q \times (h_H - h_P + h_Q) + F_R \cdot (h_H + h_R) \} \quad (\text{GA.8-7})$$

$$\Theta_L = (Z_L/E_L) \times F_B \times h_L \quad (\text{GA.8-8})$$

Las fórmulas anteriores son aplicables a todas las condiciones de carga ($I = 0, 1, 2, 3, \dots$) siempre que estén disponibles los valores apropiados de E_F , E_L y F_B , F_G , F_Q , F_R para cada condición de carga. Las fuerzas pueden tomarse del capítulo GA.6.

NOTA 1 Los cálculos precedentes dan solamente las rotaciones elásticas. Para posibles pequeñas deformaciones plásticas, en las primeras cargas las rotaciones verdaderas pueden ser ligeramente superiores; en cargas repetidas (para cambios de carga) las rotaciones verdaderas corresponden a las rotaciones elásticas.

NOTA 2 Los cálculos del capítulo GA.6 dan algunas veces solamente límites inferiores o superiores para las fuerzas. También puede calcularse solamente un límite superior o inferior de las rotaciones de la brida.

GA.9 Propiedades de la junta

GA.9.0 Generalidades

El objetivo de este capítulo es presentar los valores de las propiedades de las juntas para su uso en este método.

NOTA Los datos de este capítulo están variablemente basados en mediciones, en la experiencia o en simples estimaciones. Todos los valores son no mandatorios. Se deberían usar preferentemente datos validados, si se encuentran disponibles.

GA.9.1 Explicaciones básicas

El comportamiento de las juntas no es comúnmente conocido; en el comportamiento supuesto se encuentran las siguientes explicaciones básicas.

GA.9.1.1 Parámetros mecánicos de la junta

GA.9.1.1.1 Carga de la junta

Durante el apriete del perno, la fuerza de compresión de la junta se incrementa hasta un valor real (máximo) $F_{G(0)} = F_{G(0), \text{act}}$; la presión de la junta correspondiente (tensión de compresión) es $Q_{(0)} = Q_{(0), \text{act}}$. La carga de compresión causa una deformación de compresión axial $U = \Delta e_G / e_{G(0,0)}$ [1]; el espesor de la junta cambia a un valor real $e_{G,\text{act}} = e_{G(0,0)} - \Delta e_{G,\text{act}}$.

NOTA 1 Las fuerzas y deformaciones de compresión de la junta se definen como positivas; esto es opuesto al uso general. Por tanto, aquí con una deformación positiva $\Delta e_{G,\text{act}}$ el espesor decrece $e_{G,\text{act}}$.

Para la deformación bajo carga $U_{(L)}$ se suponen las siguientes ecuaciones:

$$dQ_{(L)}/dU_{(L)} = D_{G(Q,t,\tau)} \quad (\text{para } dQ_{(L)} > 0) \quad (\text{GA.9-1})$$

$$D_{G(Q,t,\tau)} = C_{0(t,\tau)} + C_{1(t,\tau)} \times Q_{(L)} \quad (\text{GA.9-2})$$

$C_{0(t,\tau)}$ y $C_{1(t,\tau)}$ son los parámetros de la junta para las cargas mecánicas.

Los símbolos adicionales son t para la temperatura y τ para el tiempo.

Las dos ecuaciones tienen la siguiente solución:

$$Q_{(L)} = (C_0/C_1) \times \{\exp(C_1 \cdot U_{(L)}) - 1\} \quad (\text{GA.9-3})$$

$$U_{(L)} = \ln\{1 + Q_{(L)} \times C_1/C_0\}/C_1 \approx Q_{(L)}/\{C_0 + 0,5 \times C_1 \times Q_{(L)}\} \approx (Q_{(L)}/C_0) \{1 - 0,5 \times C_1 \times Q_{(L)}/C_0\} \quad (\text{GA.9-4})$$

El parámetro C_0 siempre es positivo; el parámetro C_1 puede ser positivo o negativo, sin embargo siempre es necesario $D_G > 0$ (véase la figura GA.9-1).

Las cargas acaban en $Q_{(L)} = Q_{(L, \text{máx.})} = Q_{(0), \text{act.}}$

NOTA 2 $C_1 > 0$ es típico para juntas blandas no metálicas endurecidas por compresión. $C_1 < 0$ tiene lugar para juntas metálicas sólidas que soportan deformaciones plásticas por cargas que se incrementan.

GA.9.1.1.2 Descarga de la junta

Para la deformación en la descarga (y recarga) $U_{(U)}$ se suponen las siguientes ecuaciones:

$$dQ_{(U)}/dU_{(U)} = E_{G(Q, t, \tau)} \quad (\text{para } dQ_{(U)} \neq 0) \quad (\text{GA.9-5})$$

$$E_{G(Q, t, \tau)} = K_{0(t, \tau)} + K_{1(t, \tau)} \times Q_{(L, \text{máx.})} \quad (\text{GA.9-6})$$

$K_{0(t, \tau)}$ y $K_{1(t, \tau)}$ son los parámetros de la junta para las cargas mecánicas para $Q_{(U)} < Q_{(L, \text{máx.})}$.

Como E_G depende de $Q_{(L, \text{máx.})}$ (no de $Q_{(U)}$) la solución es la siguiente:

$$Q_{(U)} = Q_{(L, \text{máx.})} + E_G \times \{U_{(U)} - U_{(L, \text{máx.})}\} \quad (\text{GA.9-7})$$

$$U_{(U)} = U_{(L, \text{máx.})} + (Q_{(U)} - Q_{(L, \text{máx.})})/(K_0 + K_1 \times Q_{(L, \text{máx.})}) \quad (\text{GA.9-8})$$

El parámetro K_0 siempre es positivo; el parámetro K_1 puede ser positivo o negativo, sin embargo siempre es necesario $E_G > 0$ (véase la figura GA.9-1).

NOTA Hasta el día de hoy no se ha encontrado $K_1 < 0$.

La descarga acaba en $Q_{(U)} = Q_{(U, \text{mín.})} = Q_{(I)} \geq 0$. La deformación $Q_{(U)}/E_G$ correspondiente es reversible hasta el punto $Q_{(U)} = Q_{(L, \text{máx.})}$ precedente.

Las ecuaciones de carga vuelven a ser válidas otra vez para cargas cada vez mayores.

GA.9.1.1.3 Límite de carga de la junta

Por encima de $Q_{(L)} = Q_R$ la junta puede destruirse o dañarse. Debido a la fricción entre la superficie de la junta y la de la brida, la junta es adicionalmente soportada. La carga admisible en la junta se calcula como sigue:

$$Q_{(L)} \leq c_G \times Q_R \quad (\text{GA.9-9})$$

$$c_G = 1 + \mu_G \times b_G/(2 \times e_G) \quad (\text{GA.9-10})$$

NOTA 1 La denominación Q_R (R = resistencia) se usa aquí en lugar de la forma anterior $Q_{\text{máx.}}$ ya que en las Normas EN 1591-1:2001 [1], ENV 1591-2:2001 [2] y EN 13555:2004 [10] hay algunas incoherencias relacionadas con $Q_{\text{máx.}}$, $Q_{\text{MÁX.}}$.

NOTA 2 El efecto de fricción descrito es válido para juntas sólidas, por ejemplo, PTFE puro o metales sólidos. Para juntas de materiales compuestos no puede describirse, por ejemplo para grafito expandido con inserción de metal perforado o juntas en espiral. Para estas juntas se recomienda asumir $c_G = 1,0$.

GA.9.1.1.4 Cambios de carga en la junta

Los cambios de cargas externas (presión del fluido P , cargas externas adicionales F_A, M_A) después del montaje cambian las fuerzas internas (F_G, F_B). Las expansiones térmicas contribuyen a los cambios de cargas. Por tanto el coeficiente de expansión térmica α_G de la junta también es un parámetro mecánico de la junta. (Su influencia en general no es importante, pero se incluye en los cálculos para que sean completos).

La deformación de la junta debida a la fluencia/relajación puede incrementarse con el tiempo. Todos los parámetros de la junta usados se suponen válidos por un largo periodo de tiempo. Entonces la deformación de la junta puede incrementarse solo por cambios de carga. Este efecto se calcula en el apartado GA.6.4.

NOTA 1 El significado "largo periodo de tiempo" no está definido. Puede ser más de 1 h o 100 h o 1 000 h. Los cambios principales de carga se producen en las primeras horas. Por tanto, también el montaje se supone válido por un largo periodo de tiempo.

NOTA 2 El factor de fluencia anterior usado g_C no está incluido aquí ya que presupone una fluencia puramente elástica, que ya se mostró que no era un efecto esencial. El cálculo presentado ahora para una deformación irreversible Δe_G da mayores efectos que el anterior g_C . Las deformaciones bajo carga son mayores que las deformaciones en descarga/recarga ($D_G < E_G$) y pueden incluir también fluencia elástica.

GA.9.1.2 Parámetros de estanquidad de la junta

Una junta ideal da lugar a un montaje con la brida absolutamente estanco (bajo condiciones ideales sin fugas).

Para las juntas reales, el comportamiento a la estanquidad es mejor cuanto mayor sea la presión sobre la junta $Q = Q_G$.

Para fluidos líquidos, más allá de una cierta presión en la junta realmente puede asumirse una estanquidad ideal. (La tensión interna sobre la superficie del líquido evita las fugas).

Para fluidos gaseosos (sin tensión superficial) siempre debería asumirse una cierta fuga. Por medio de un parámetro de estanquidad (TP) se intenta limitar las fugas.

$$(TP) = (P^2/L) \quad (GA.9-11)$$

Aquí: $P/[MPa]$ = Presión del fluido; $L/[mg/(m.s)]$ = Tasa de fugas.

Una junta puede ser "estanca" para un (TP) dado en las condiciones posteriores de carga si se ha pretensionado como mínimo a la siguiente presión en el montaje (o en otra condición de carga):

$$Q_{A,\min.} = \min. \{ Q_{Q1} \times (TP)^{1/M1}; Q_{A2} \times (TP)^{1/M2} \} \quad (GA.9-12)$$

Mediante esta ecuación, la totalidad de la "línea de montaje" de la junta se aproxima mediante dos líneas rectas secantes (rectas en diagrama log-log); véase la figura GA.9-2.

Los valores Q_{AJ} son las tensiones de compresión requeridas en la junta a $|TP| = 1 = 10^0$, y MJ representa las pendientes de las dos líneas $J = 1, 2$. Siempre $M_1 < M_2$. En algunos casos solo puede definirse una línea 1. La validez de la línea 1 viene limitada por $(TP) < (TP)_{1mx}$; la línea 2 es válida para $(TP)_{1mx} < (TP) < (TP)_{2mx}$.

Si en el montaje ($I = 0$) se aplica realmente una presión en la junta $Q_{(0),act} \geq Q_{A,\min.}$, entonces en la condición posterior de carga $I = 0$ se requiere la siguiente presión mínima en la junta para obtener un (TP) dado:

$$Q_{S,\min.} = \max. \{ |P_{(I)}|; Q_{AJ}^{MJ/NJ} \cdot Q_{(0),act}^{1-MJ/NJ} \cdot (TP)^{1/NJ} \} \quad (GA.9-13)$$

Aquí Q_{AJ} , MJ , NJ son los parámetros Q_{A1} , $M1$, $N1$ o Q_{A2} , $M2$, $N2$ (que es determinante para (TP)). Q_{A1} , $M1$, $N1$ son válidos para $(TP) < (TP)_{1mx}$, Q_{A2} , $M2$, $N2$ para $(TP)_{1mx} < (TP) < (TP)_{2mx}$.

Para fluidos líquidos, los parámetros Q_{A1} , Q_{A2} no son apropiados; por tanto también se usa la vieja presión mínima en la junta $Q_{\min.} = Q_{A0}$.

El término $|P_{(1)}|$ en la ecuación (GA.9-13) es necesario para evitar la inestabilidad mecánica en la junta, siendo también el criterio de estanquidad para el fluido líquido.

Los parámetros de estanquidad de la junta Q_{A1} , $M1$, $N1$ y Q_{A2} , $M2$, $N2$ (si están disponibles) vienen dados en las tablas del apartado GA.9.2. Una aproximación bruta para $(TP)_{1mx}$ también aparece en las tablas; se puede calcular de una forma más precisa mediante la ecuación (GA.9-14).

$$(TP)_{1mx} = Q_{A2}/Q_{A1}^{M1*M2/(M2-M1)} \quad (GA.9-14)$$

Los valores dados de $(TP)_{2mx}$ indican los parámetros de estanquidad máximos medidos.

Si Q_{A2} , $M2$, $N2$ y $(TP)_{2mx}$ no están dados en las tablas, entonces solo podría definirse una línea de montaje 1. Entonces $(TP)_{1mx}$ es el parámetro de estanquidad máximo medido.

Si hay un valor dado $(TP)_{1mx} = 1$, entonces los valores Q_{A1} , $M1$, $N1$ se estiman sin datos medidos.

NOTA 1 En las mediciones del llamado ROTT (= ensayo de estanquidad a temperatura ambiente – *Room Temperature Tightness Test*, divulgado por el PVRC = Comité de Investigación de Equipos a Presión – *Pressure Vessel Research Committee*) se emplea un parámetro de estanquidad similar (su raíz cuadrada). Se utilizan diagramas dobles logarítmicos (presión en la junta – parámetro de estanquidad). De acuerdo con la Norma EN 13555:2004 [10] se utilizan diagramas dobles logarítmicos (tasa de fugas – presión en la junta). Aquí la presión del fluido P es un parámetro separado no incluido en los parámetros de estanquidad. Por tanto podría esperarse una mayor precisión, pero el gran número de variables no permite dicha ventaja. Los resultados correspondientes están disponibles del PERL [11]. Su aplicación en la forma de ROTT muestra, en efecto, que el parámetro de estanquidad es útil (ligeramente conservador pero simple. Posiblemente el uso de $P^{1.5}$ en lugar de P^2 de resultados más precisos).

NOTA 2 A partir de la Norma EN 13555:2004 [10] y del ROTT se ha constatado no solo una "línea de montaje" recta sino una curva de montaje que puede aproximarse bien mediante dos líneas de montaje rectas. (Se puede imaginar una aproximación mediante tres o más líneas de montaje rectas).

NOTA 3 La Norma EN 13555:2004 [10] no describe cómo tienen que determinarse las diferentes "líneas de trabajo". Es algo discutible a partir de solamente unos pocos puntos medidos. Algunas publicaciones basadas en el ROTT asumen que todas las líneas de trabajo rectas se cortan en un punto en la esquina inferior izquierda del diagrama. Sin embargo esta suposición no parece estar suficientemente comprobada y no es demasiado simple. Bastante más simple es la suposición de una pendiente igual para todas las líneas de trabajo. Con esta hipótesis $N1 = N2 = N$.

NOTA 4 Las mediciones de estanquidad descritas están hechas solo para fluidos gaseosos, la mayor parte helio (He) y en menor parte nitrógeno (N). Para otros gases deben esperarse otras tasas de fugas (probablemente menores). Algunos parámetros interesantes, como por ejemplo la rugosidad superficial, la anchura y el espesor de la junta y la temperatura del fluido, no están sometidos a variaciones en las mediciones de estanquidad. No se conocen enfoques teóricos validados para estos parámetros. Por tanto, el conocimiento disponible no permite calcular de forma precisa la fuga real en servicio. Por esta razón se propone usar en la práctica solamente un pocos valores diferentes de los parámetros de estanquidad, por ejemplo $(TP) = 10^0, 10^2, 10^4, 10^8, \dots$. Esto corresponde a estanquidades muy bajas, bajas, medias, altas y muy altas (el mayor (TP) da la menor tasa de fugas).

NOTA 5 No hay mediciones de estanquidad disponibles para medios líquidos. Por tanto podrían aceptarse los viejos valores estimados $Q_{min.} = Q_{A0}$. Sin embargo también es lógico asumir $Q_{A0} \leq Q_{A1}$. Ambas hipótesis son básicamente para los valores Q_{A0} dados en las siguientes tablas. La hipótesis adicional utilizada $Q_{s, min.} \geq |P_{(1)}|$ corresponde al anterior factor de la junta $m = 1,0$.

GA.9.2 Tablas para las propiedades de las juntas

Todas las propiedades tabuladas son solamente informativas. Se permite la aplicación de otros valores validados.

NOTA 1 Los parámetros de estanquidad dados Q_{A1} , $M1$, $N1$, $(TP)_{1mx}$ y Q_{A2} , $M2$, $N2$, $(TP)_{2mx}$ se determinan por análisis de los resultados del PERL [11]. Los parámetros para 10 tipos de juntas se obtienen a partir de 26 series documentadas (las diferencias entre dos o más series para juntas nominalmente iguales no son pequeñas. Los parámetros tabulados tienden a ser conservadores). Para juntas no medidas, los parámetros Q_{A1} , $M1$, $N1$ se estiman y se toma $(TP)_{1mx} = 1$ (esto indica un mal comportamiento a la estanquidad aunque en realidad puede ser posible un comportamiento mejor, pero no está verificado por datos experimentales). Para el valor de Q_{A0} dado véase la nota 5 del apartado GA.9.1.2.

NOTA 2 Los parámetros mecánicos dados α_G se toman de la literatura; para materiales de juntas no metálicos se estiman la mayoría de ellos.

NOTA 3 Los parámetros mecánicos dados μ_G se toman de la literatura; se estima la influencia de la temperatura. Todos los μ_G deben representar los límites inferiores de contacto entre la junta y una brida de acero.

NOTA 4 Los parámetros mecánicos dados K_0 , K_1 y Q_R provienen de diferentes fuentes. Para juntas puramente no metálicas y de materiales compuestos K_0 , K_1 y Q_R se basan en unas pocas mediciones y varias experiencias prácticas (estos parámetros no están bien establecidos). Para juntas metálicas sólidas los valores K_0 y Q_R se toman de la literatura para materiales estructurales (K_0 = módulo de elasticidad; Q_R = tensión de diseño o de elasticidad), y se estima $K_1 = 0$.

NOTA 5 Los parámetros mecánicos dados C_0 , C_1 se suponen o estiman a partir de K_0 , K_1 . Se observan las siguientes relaciones necesarias lógicas: $C_0 \leq K_0$, $C_1 \leq K_1$. También se espera que estos cuatro parámetros no se incrementen (normalmente decrecen) cuando se incrementa la temperatura, excepto si se producen cambios estructurales y/o químicos (como por ejemplo para la ARAMIDA). Con un valor supuesto para C_0 , los valores C_1 se estiman de forma que el resultado de la ecuación (GA.9-4) para $Q_{(L)} = Q_R$ sea $U_{(L)} \approx 0,002$ para juntas metálicas sólidas, $U_{(L)} \approx 0,20$ para juntas puramente no metálicas y $U_{(L)} \approx 0,06 \dots 0,10$ para juntas de materiales compuestos. Para juntas metálicas sólidas estos valores son probablemente suficientemente correctos; para todas las demás juntas es deseable realizar verificaciones experimentales.

Tabla GA.9-1 – Juntas planas no metálicas (blandas), también con inserción de metal

Junta	Parámetros mecánicos (dependiendo de la temperatura)							
	Tiempo	α_G	μ_G	C_0	C_1	K_0	K_1	Q_R
Tipo y material (límite c_G)	°C	10^{-6} *K ⁻¹	–	MPa	–	MPa	–	MPa
Parámetros de estanquidad (requeridos sin influencia de la temperatura)								
Caucho	0 .. 40	(8,)	0,30	35	8	220	10	28
($c_G > 1$)	100		0,35	25	8	200	10	20
$Q_{A0} = 0,5$ MPa	150		0,40	20	8	180	10	14
$Q_{A1} = 1,0$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$	200		0,45	15	8	160	10	10
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	250	(9,)	0,50					
PTFE (blando)	0 .. 40	(8,)	0,06	50	12	560	20	50
($c_G > 1$)	100		0,06	40	12	500	18	40
$Q_{A0} = 5$ MPa	150		0,06	30	12	450	16	30
$Q_{A1} = 5$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$	200		0,06	20	12	400	14	20
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	250	(9,)	0,06					
PTFE, expandido	0 .. 40	(8,)	0,06	70	16	800	36	160
($c_G > 1$)	100		0,06	70	16	750	34	150
$Q_{A0} = 5$ MPa	150		0,06	60	16	700	32	140
$Q_{A1} = 5$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$	200		0,06	50	16	650	30	130
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	250	(9,)	0,06					
PTFE, modificado	0 .. 40	(8,)	0,06	90	16	1 000	32	200
($c_G > 1$)	100		0,06	90	16	900	28	190
$Q_{A0} = 5$ MPa	150		0,06	90	16	800	24	180
$Q_{A1} = 5$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 10^4$	200		0,06	80	16	700	20	150
$Q_{A2} = 20$; $M2 = 8$; $N2 = 2$; $(TP)_{2mx} = 10^7$	250	(9,)	0,06	70	16	600	16	100
Grafito expandido	-100	8,0	0,06	35	16	40	26	100
sin inserción de metal ($c_G > 1$)	0 .. 40	8,0	0,06	35	16	40	26	100
$Q_{A0} = 5$ MPa	100	8,1	0,06	35	16	40	26	100
$Q_{A1} = 5$; $M1 = 3$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$	200	8,2	0,06	35	16	40	26	95

Junta	Parámetros mecánicos (dependiendo de la temperatura)							
	Tiempo	α_G	μ_G	C_0	C_1	K_0	K_1	Q_R
Tipo y material (límite c_G)	°C	10^{-6} *K ⁻¹	–	MPa	–	MPa	–	MPa
Parámetros de estanquidad (requeridos sin influencia de la temperatura)								
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	300	8,3	0,06	30	16	40	26	90
	400	8,4	0,06	30	16	40	26	85
Grafito expandido con inserción de metal perforada ($c_G = 1$)	-100	8,1	0,06	70	16	110	24	200
	0 .. 40	8,2	0,06	70	16	100	24	200
$Q_{A0} = 5$ MPa	100	8,3	0,06	70	16	90	24	200
$Q_{A1} = 5$; $M1 = 3$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 10^4$	200	8,4	0,06	60	16	80	24	180
$Q_{A2} = 50$; $M2 = 12$; $N2 = 2$; $(TP)_{2mx} = 10^6$	300	8,5	0,06	55	16	70	24	160
	400	8,6	0,06	50	16	60	24	140
Grafito expandido con inserción de metal plana adhesiva ($c_G = 1$)	-100	8,1	0,06	80	15	160	22	200
	0 .. 40	8,2	0,06	80	15	140	22	200
$Q_{A0} = 5$ MPa	100	8,3	0,06	80	15	120	22	200
$Q_{A1} = 5$; $M1 = 3$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$	200	8,4	0,06	70	15	100	22	180
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	300	8,5	0,06	60	15	80	22	160
	400	8,6	0,06	55	15	60	22	140
Grafito expandido y hojas metálicas laminadas en capas delgadas ($c_G = 1$)	-100	8,3	0,06	130	13	260	16	260
	0 .. 40	8,4	0,06	120	13	240	17	260
$Q_{A0} = 5$ MPa	100	8,5	0,06	110	14	220	18	260
$Q_{A1} = 5$; $M1 = 3$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 10^4$	200	8,6	0,06	100	14	200	19	240
$Q_{A2} = 40$; $M2 = 10$; $N2 = 2$; $(TP)_{2mx} = 10^8$	300	8,7	0,06	90	15	180	20	220
	400	8,8	0,06	80	15	160	21	200
Fibra sin amianto con aglomerante (ARAMIDA) ($c_G > 1$)	0 .. 40	(6,)	0,12	80	14	600	28	140
	100		0,14	80	13	800	26	120
$Q_{A0} = 10$ MPa	150		0,16	80	12	1 000	24	100
$Q_{A1} = 10$; $M1 = 3$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 10^4$	200		0,18	75	11	1 200	22	80
$Q_{A2} = 50$; $M2 = 12$; $N2 = 2$; $(TP)_{2mx} = 10^7$	250	(7,)	0,20	70	10	1 400	20	60

Tabla GA.9-2 – Juntas estriadas de acero con capas blandas a ambos lados

Junta	Parámetros mecánicos (dependiendo de la temperatura)							
	Tiempo	α_G	μ_G	C_0	C_1	K_0	K_1	Q_R
Parámetros de estanquidad (requeridos sin influencia de la temperatura)	°C	10^{-6} *K ⁻¹	–	MPa	–	MPa	–	MPa
Capas de PTFE sobre acero o hierro dulce	0 .. 40	10,2	0,06	800	16	4 000	24	350
$Q_{A0} = 10$ MPa ($c_G = 1$)	100	10,8	0,06	800	15	4 000	22	330
$Q_{A1} = 20$; $M1 = 10$; $N1 = 4$; $(TP)_{1mx} = 1$	200	11,6	0,06	750	14	4 000	20	290
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	300	12,4	0,06	700	14	4 000	18	250
Capas de PTFE sobre acero inoxidable ($c_G = 1$)	0 .. 40	15,5	0,06	1 100	16	4 000	24	500
$Q_{A0} = 10$ MPa	100	16,0	0,06	1 100	15	4 000	22	480
$Q_{A1} = 20$; $M1 = 10$; $N1 = 4$; $(TP)_{1mx} = 1$	200	16,5	0,06	1 100	14	4 000	20	450
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	300	17,0	0,06	1 000	14	4 000	18	420
Capas de grafito sobre acero dulce ($c_G = 1$)	0 .. 40	10,2	0,06	1 000	16	4 000	24	350
	100	10,8	0,06	800	15	4 000	22	330
$Q_{A0} = 10$ MPa	200	11,6	0,06	800	14	4 000	20	300
$Q_{A1} = 20$; $M1 = 10$; $N1 = 4$; $(TP)_{1mx} = 1$	300	12,4	0,06	800	14	4 000	18	270
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	400	13,2	0,06	700	13	4 000	16	240
Capas de grafito sobre acero de baja aleación resistente al calor ($c_G = 1$)	0 .. 40	10,4	0,06	700	16	4 000	24	400
	100	11,0	0,06	900	15	4 000	22	390
$Q_{A0} = 10$ MPa	200	11,8	0,06	900	14	4 000	20	360
$Q_{A1} = 20$; $M1 = 10$; $N1 = 4$; $(TP)_{1mx} = 1$	300	12,4	0,06	850	14	4 000	18	330
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	400	13,0	0,06	800	13	4 000	16	300
	500	13,6	0,06	800	12	4 000	14	270
Capas de grafito sobre acero inoxidable ($c_G = 1$)	0 .. 40	15,5	0,06	1 100	16	4 000	24	500
	100	16,0	0,06	1 100	15	4 000	22	480
$Q_{A0} = 10$ MPa	200	16,5	0,06	1 100	14	4 000	20	460
$Q_{A1} = 30$; $M1 = 10$; $N1 = 4$; $(TP)_{1mx} = 10^{12}$	300	17,0	0,06	1 100	14	4 000	18	440
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	400	17,5	0,06	1 000	13	4 000	16	400
	500	18,0	0,06	1 000	12	4 000	14	380
Capas de plata sobre acero inoxidable resistente al calor ($c_G = 1$)	0 .. 40	16,2	0,10	5 200	6	16 000	8	600
	100	16,4	0,11	4 900	6	15 000	8	570
$Q_{A0} = 80$ MPa	200	16,6	0,12	4 600	6	14 000	8	540
$Q_{A1} = 80$; $M1 = 10$; $N1 = 4$; $(TP)_{1mx} = 1$	300	17,0	0,13	4 400	6	13 000	8	500
$Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	400	17,5	0,14	4 000	6	12 000	8	460
	500	18,0	0,15	3 500	6	11 000	8	400
	600	18,5	0,16	2 500	6	10 000	8	250

Tabla GA.9-3 – Juntas en espiral con relleno blando

Junta	Parámetros mecánicos (dependiendo de la temperatura)							
	Tiempo	α_G	μ_G	C_0	C_1	K_0	K_1	Q_R
Parámetros de estanquidad (requeridos sin influencia de la temperatura)	°C	10^{-6} *	–	MPa	–	MPa	–	MPa
Relleno de PTFE , soportado con anillo por un lado ($c_G = 1$)	-100	14,5	0,10	170	20	500	25	120
	0 .. 40	15,0	0,10	160	20	400	25	120
$Q_{A0} = 10$ MPa $Q_{A1} = 10$; $M1 = 6$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	100	15,5	0,10	150	20	300	25	120
	200	16,0	0,12	140	20	200	25	110
	300	16,5	0,14	130	20	100	25	100
Relleno de PTFE , soportado con anillo por ambos lados ($c_G = 1$)	-100	14,5	0,10	250	25	600	30	250
	0 .. 40	15,0	0,10	250	25	500	30	250
$Q_{A0} = 10$ MPa $Q_{A1} = 10$; $M1 = 6$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 10^8$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	100	15,5	0,10	240	25	400	30	250
	200	16,0	0,12	220	25	300	30	240
	300	16,5	0,14	180	25	200	30	200
Relleno de grafito , soportado con anillo por un lado ($c_G = 1$)	-100	14,5	0,10	190	25	620	40	150
	0 .. 40	15,0	0,10	180	25	600	40	150
$Q_{A0} = 10$ MPa $Q_{A1} = 10$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 10^7$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	100	15,5	0,10	180	25	580	40	150
	200	16,0	0,12	170	25	560	40	140
	300	16,5	0,14	160	25	540	40	130
	400	17,0	0,16	150	25	520	40	120
	500	17,5	0,18	130	25	500	40	100
Relleno de grafito , soportado con anillo por ambos lados ($c_G = 1$)	-100	14,5	0,10	290	30	820	60	300
	0 .. 40	15,0	0,10	280	30	800	60	300
$Q_{A0} = 10$ MPa $Q_{A1} = 10$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 10^7$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	100	15,5	0,10	270	30	780	60	280
	200	16,0	0,12	250	30	760	60	260
	300	16,5	0,14	230	30	740	60	240
	400	17,0	0,16	210	30	720	60	220
	500	17,5	0,18	190	30	700	60	200

Tabla GA.9-4 – Juntas metálicas sólidas

Junta	Parámetros mecánicos (dependiendo de la temperatura)							
	Tiempo	α_G	μ_G	C_0	C_1	K_0	K_1	Q_R
Tipo y material (límite c_G)	°C	$10^{-6} \cdot K^{-1}$	-	MPa	-	MPa	-	MPa
Parámetros de estanquidad (requeridos sin influencia de la temperatura)								
Aluminio (Al), recocido ($c_G > 1$)	-100	22,4	0,12	65 000	-480	75 000	0	100
	0 .. 40	23,0	0,14	60 000	-480	70 000	0	100
$Q_{A0} = 30$ MPa	100	23,8	0,16	55 000	-520	65 000	0	90
$Q_{A1} = 30; M1 = 8; N1 = 2; (TP)_{1mx} = 1$	200	24,6	0,18	50 000	-760	60 000	0	60
$Q_{A2} = ; M2 = ; N2 = ; (TP)_{2mx} = -$	300	25,2	0,20	40 000	-920	50 000	0	40
	(400)	(26)	0,22	20 000	-.....	30 000	0	20
Cobre (Cu), recocido, latón (recocido) ($c_G > 1$)	-100	17,0	0,12	110 000	-380	120 000	0	210
	0 .. 40	17,6	0,14	105 000	-380	115 000	0	210
$Q_{A0} = 60$ Mpa	100	18,4	0,16	100 000	-460	110 000	0	180
$Q_{A1} = 60; M1 = 8; N1 = 2; (TP)_{1mx} = 1$	200	19,2	0,18	95 000	-540	105 000	0	150
$Q_{A2} = ; M2 = ; N2 = ; (TP)_{2mx} = -$	300	20,0	0,20	85 000	-620	95 000	0	120
	400	(21)	0,22	75 000	-760	85 000	0	90
Hierro (Fe), dulce ($c_G > 1$)	0 .. 40	(12,)	0,10	200 000	-420	210 000	0	380
	100		0,12	195 000	-480	205 000	0	340
$Q_{A0} = 100$ Mpa	200		0,14	185 000	-560	195 000	0	280
$Q_{A1} = 80; M1 = 8; N1 = 2; (TP)_{1mx} = 1$	300		0,16	175 000	-640	185 000	0	240
$Q_{A2} = ; M2 = ; N2 = ; (TP)_{2mx} = -$	400	(12,)	0,18	165 000	-760	175 000	0	200
Acero, dulce ($c_G > 1$)	0 .. 40	10,6	0,10	200 000	-340	210 000	0	440
	100	11,2	0,12	200 000	-380	205 000	0	410
$Q_{A0} = 190$ MPa	200	12,0	0,14	190 000	-420	195 000	0	360
$Q_{A1} = 100; M1 = 8; N1 = 2; (TP)_{1mx} = 1$	300	12,8	0,16	180 000	-500	185 000	0	300
$Q_{A2} = ; M2 = ; N2 = ; (TP)_{2mx} = -$	400	13,6	0,18	170 000	-660	175 000	0	230
	(500)	14,4	0,20	160 000	-880	165 000	0	170
Acero, baja aleación, resistente al calor ($c_G > 1$)	0 .. 40	10,8	0,10	200 000	-280	210 000	0	500
	100	11,4	0,12	195 000	-280	205 000	0	490
$Q_{A0} = 120$ MPa	200	12,2	0,14	185 000	-300	195 000	0	460
$Q_{A1} = 120; M1 = 8; N1 = 2; (TP)_{1mx} = 1$	300	12,8	0,16	175 000	-320	185 000	0	420
$Q_{A2} = ; M2 = ; N2 = ; (TP)_{2mx} = -$	400	13,4	0,18	165 000	-340	175 000	0	370
	500	14,0	0,20	155 000	-400	165 000	0	310

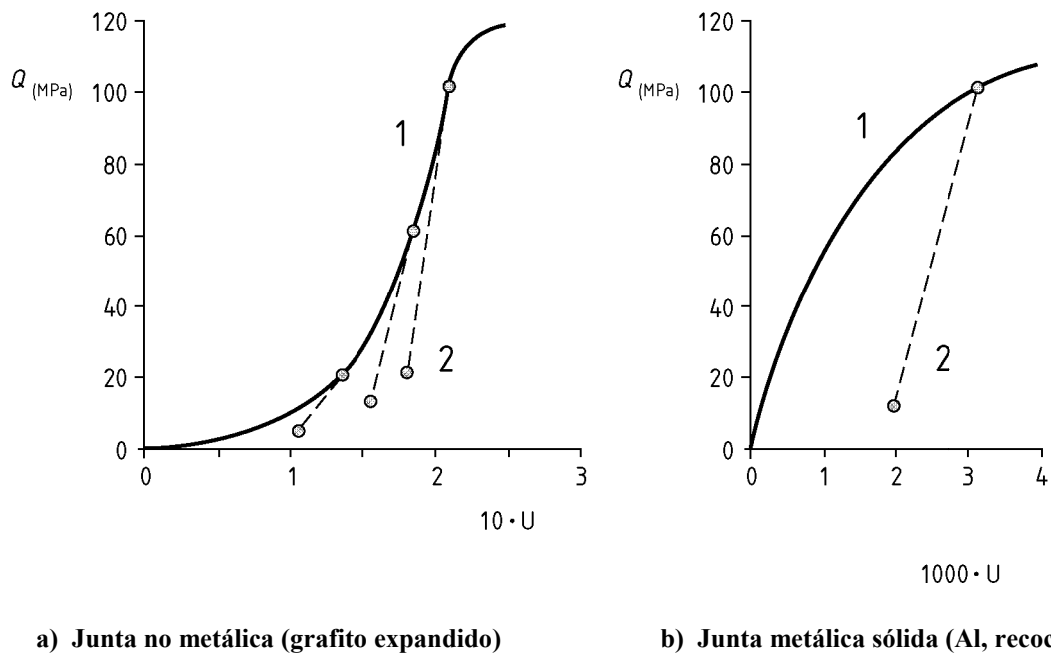
Junta	Parámetros mecánicos (dependiendo de la temperatura)							
	Tiempo	α_G	μ_G	C_0	C_1	K_0	K_1	Q_R
Tipo y material (límite c_G)	°C	$10^{-6} \cdot ^\circ\text{K}^{-1}$	-	MPa	-	MPa	-	MPa
Parámetros de estanquidad (requeridos sin influencia de la temperatura)								
Acero inoxidable ($c_G > 1$)	0 .. 40	16,0	0,14	190 000	-240	200 000	0	550
	100	16,5	0,16	185 000	-240	195 000	0	530
$Q_{A0} = 150$ MPa $Q_{A1} = 150$; $M1 = 8$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	200	17,0	0,18	180 000	-240	190 000	0	500
	300	17,5	0,20	170 000	-240	180 000	0	480
	400	18,0	0,22	160 000	-260	170 000	0	420
	500	18,5	0,24	150 000	-280	160 000	0	370
	(600)	19,0	0,26	140 000	-320	150 000	0	320
Acero inoxidable, resistente al calor ($c_G > 1$)	0 .. 40	15,8	0,14	200 000	-180	210 000	0	660
	100	16,0	0,16	195 000	-200	205 000	0	630
$Q_{A0} = 200$ MPa $Q_{A1} = 200$; $M1 = 8$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	200	16,2	0,18	190 000	-200	200 000	0	600
	300	16,5	0,20	185 000	-220	195 000	0	560
	400	17,0	0,22	180 000	-240	190 000	0	510
	500	17,5	0,24	170 000	-260	180 000	0	450
	600	18,0	0,26	160 000	-300	170 000	0	380

Tabla GA.9-5 – Juntas metaloplásticas revestidas

Junta	Parámetros mecánicos (dependiendo de la temperatura)							
	Temp	α_G	μ_G	C_0	C_1	K_0	K_1	Q_R
Parámetros de estanquidad (requeridos sin influencia de la temperatura)	°C	$10^{-6} *$ K ⁻¹	-	MPa	-	MPa	-	MPa
Envolvente de acero inoxidable, relleno y recubrimiento de PTFE expandido ($c_G = 1$)	-100	12,0	0,12	170	25	210	30	180
	0 .. 40	12,3	0,14	170	25	200	30	180
$Q_{A0} = 10$ MPa $Q_{A1} = 10$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	100	12,6	0,16	160	25	190	30	170
	200	12,9	0,18	150	25	180	30	160
	(300)	13,2	0,20	140	25	170	30	150
Envolvente de aleación de níquel, relleno y recubrimiento de PTFE expandido ($c_G = 1$)	-100	12,0	0,10	170	25	210	30	180
	0 .. 40	12,3	0,12	170	25	200	30	180
$Q_{A0} = 10$ MPa $Q_{A1} = 10$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	100	12,6	0,14	160	25	190	30	170
	200	12,9	0,16	150	25	180	30	160
	(300)	13,2	0,18	140	25	170	30	150
Envolvente de hierro o acero dulce, relleno y recubrimiento de grafito ($c_G = 1$)	0 .. 40	9,4	0,10	220	30	400	40	300
	100	9,8	0,12	210	30	380	40	290
$Q_{A0} = 10$ MPa $Q_{A1} = 10$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	200	10,2	0,14	200	30	360	40	280
	300	10,6	0,16	190	30	340	40	260
	400	11,0	0,18	180	30	320	40	240
	(500)	11,4	0,20	170	30	300	40	220
Envolvente de acero inoxidable o de acero de baja aleación, relleno y recubrimiento de grafito ($c_G = 1$)	0 .. 40	10,0	0,12	230	30	400	40	320
	100	11,2	0,14	220	30	380	40	310
$Q_{A0} = 10$ MPa $Q_{A1} = 10$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 10^5$ $Q_{A2} = 80$; $M2 = 10$; $N2 = 2$; $(TP)_{2mx} = 10^8$	200	11,4	0,15	210	30	360	40	300
	300	11,6	0,16	200	30	340	40	280
	400	11,8	0,20	190	30	320	40	260
	500	12,0	0,22	180	30	300	40	240

Tabla GA.9-6 – Juntas metaloplásticas

Junta	Parámetros mecánicos (dependiendo de la temperatura)							
	Tiempo	α_G	μ_G	C_0	C_1	K_0	K_1	Q_R
Parámetros de estanquidad (requeridos sin influencia de la temperatura)	°C	$10^{-6} *$ K ⁻¹	–	MPa	–	MPa	–	MPa
Envolvente de aluminio (recocido), relleno de grafito ($c_G = 1$)	-100	15,0	0,12	150	24	125	32	140
	0 .. 40	15,4	0,14	150	24	120	32	140
$Q_{A0} = 30$ MPa $Q_{A1} = 30$; $M1 = 8$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	100	15,8	0,16	130	24	115	32	120
	200	16,2	0,18	100	24	110	32	90
	(300)	16,6	0,20	70	24	100	32	60
Envolvente de cobre o latón (recocido), relleno de grafito ($c_G = 1$)	-100	12,6	0,12	180	24	165	32	160
	0 .. 40	13,0	0,14	170	24	160	32	160
$Q_{A0} = 40$ MPa $Q_{A1} = 40$; $M1 = 6$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	100	13,4	0,16	160	24	155	32	150
	200	13,8	0,18	150	24	150	32	140
	300	14,2	0,20	130	24	145	32	120
	(400)	14,6	0,22	110	24	140	32	100
Envolvente de de hierro o acero dulce, relleno de grafito ($c_G = 1$)	0 .. 40	9,4	0,10	200	24	300	32	180
	100	9,8	0,12	190	24	290	32	170
$Q_{A0} = 40$ MPa $Q_{A1} = 40$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 1$ $Q_{A2} =$; $M2 =$; $N2 =$; $(TP)_{2mx} = -$	200	10,2	0,14	180	24	280	32	160
	300	10,6	0,16	170	24	270	32	150
	400	11,0	0,18	160	24	260	32	140
	(500)	11,4	0,20	150	24	250	32	120
Envolvente de acero inoxidable o de acero de baja aleación, relleno de grafito ($c_G = 1$)	0 .. 40	10,0	0,12	220	30	400	36	320
	100	11,2	0,14	210	30	380	36	310
$Q_{A0} = 40$ MPa $Q_{A1} = 40$; $M1 = 4$; $N1 = 2$; $(TP)_{1mx} = 10^4$ $Q_{A2} = 160$; $M2 = 16$; $N2 = 2$; $(TP)_{2mx} = 10^5$	200	11,4	0,16	200	30	360	36	300
	300	11,6	0,18	190	30	340	36	280
	400	11,8	0,20	180	30	320	36	260
	500	12,0	0,22	170	30	300	36	240



Leyenda

- 1 Carga (montaje)
- 2 Descarga/recarga (condiciones posteriores)

Figura GA.9-1 – Ilustración del comportamiento mecánico de una junta

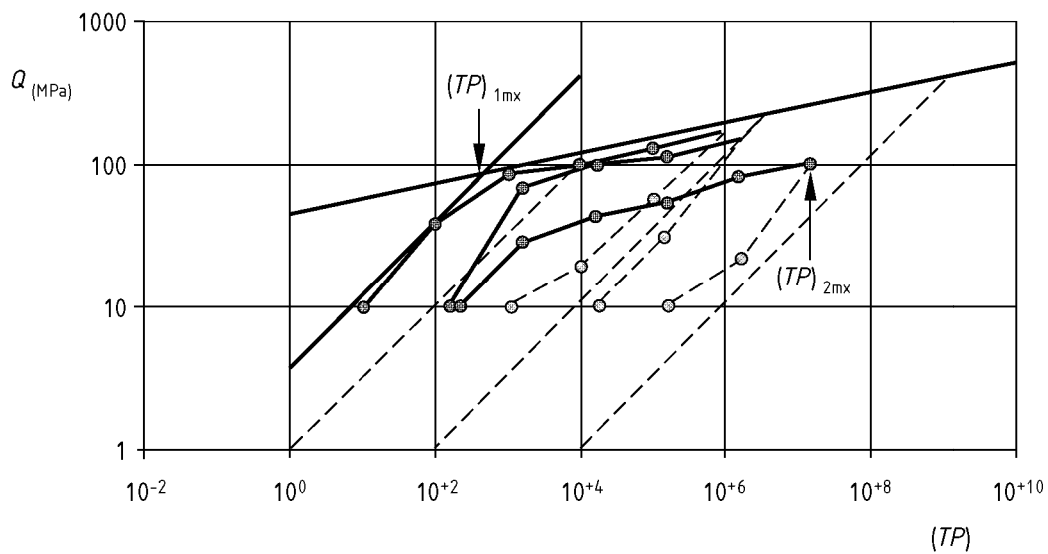
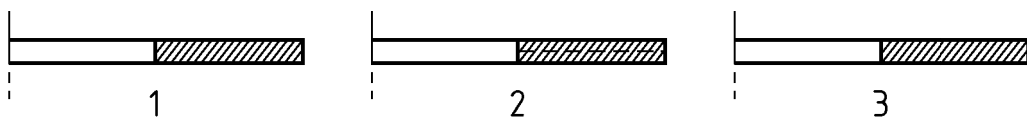
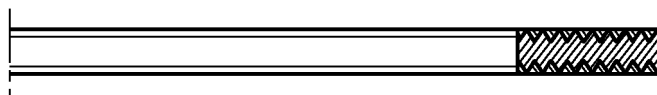


Figura GA.9-2 – Ilustración del comportamiento de estanquidad de una junta

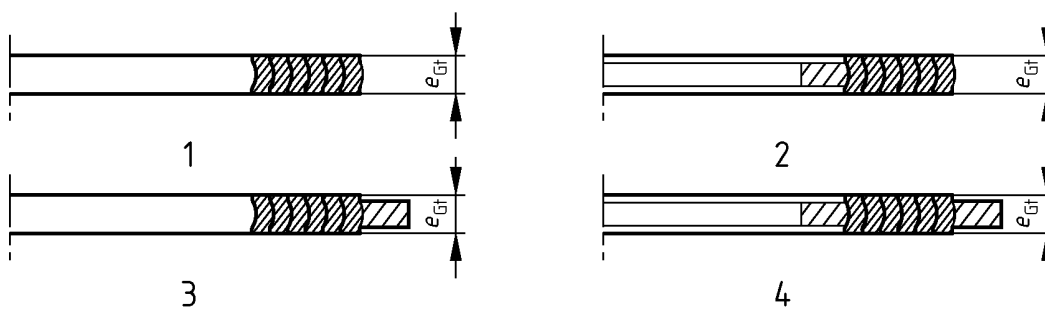


- 1) Homogénea
- 2) Inserción de metal perforada
- 3) Capas finas de hojas laminadas

a) Juntas planas no metálicas (tabla GA.9-1)

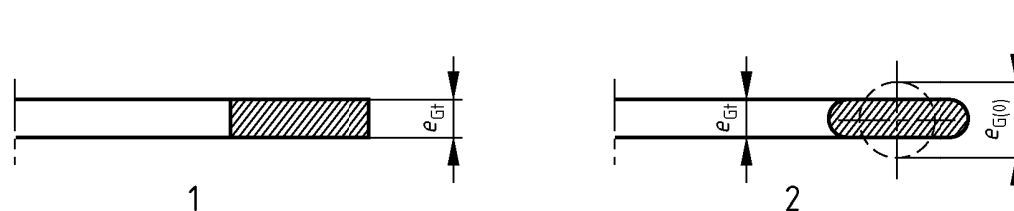


b) Juntas estriadas de acero con capas blandas a ambos lados (tabla GA.9-2)



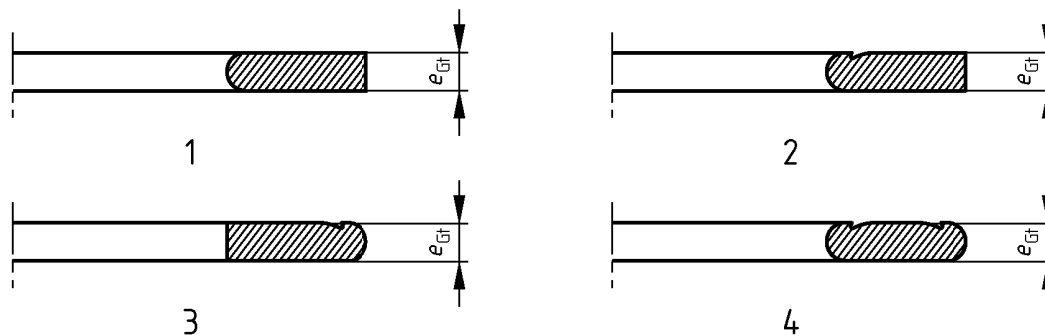
- 1) Sin anillo soporte
- 2) Con anillo soporte interno
- 3) Con anillo soporte externo
- 4) Con anillo soporte a ambos lados

c) Juntas en espiral con relleno blando (tabla GA.9-3)



- 1) Sección rectangular
- 2) Sección inicial circular, con aplastado durante el montaje

d) Juntas metálicas sólidas (tabla GA.9-4); véase también la figura GA.3-3



e) Juntas metaloplásticas con relleno blando (tablas GA.9-5 y GA.9-6)

Figura GA.9-3 – Secciones radiales de las juntas y tablas para los parámetros de las mismas

GA.10 Bibliografía

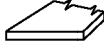
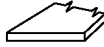

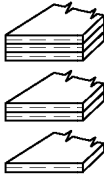
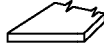

- [1] EN 1591-1:2001, *Flanges and their joints. Design rules for gasketed circular flange connections. Part 1: Calculation method.*
- [2] ENV 1591-2:2001, *Flanges and their joints. Design rules for gasketed circular flange connections. Part 2: Gasket parameters.*
- [3] *Wesstrom, D.B.; Bergh, S.E., "Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted Flange Connections"; Transactions of the ASME, July 1951, pp.553-568.*
- [4] *Richtlinienkatalog Festigkeitsberechnungen (RKF), Behälter und Apparate; Teil 1, BR-A13: "Behälter- und Apparateelemente. Flanschverbindungen"; Institut für Chemieanlagen, Dresden 1971; VEB Komplett Chemieanlagen Dresden, 1979.*
- [5] DIN 2505, *Berechnung von Flanschverbindungen; Entwurf November 1972.*
- [6] TGL 20360, *"Flanschverbindungen. Berechnung auf Festigkeit und Dichtigkeit"; February 1977.*
- [7] TGL 32903/13, *"Behälter und Apparate. Festigkeitsberechnung. Flanschverbindungen"; December 1983.*
- [8] *Wölfel, J., Rabisch, W.: "Berechnung und Standardisierung von Flanschverbindungen"; Chemische Technik, Leipzig, 1975, S.470-478.*
- [9] *Wölfel, J., "Berechnung der Dichtigkeit und Festigkeit von Flanschverbindungen"; Maschinenbautechnik, Berlin, 1985, S.244-247.*
- [10] EN 13555:2004, *Flanges and their joints. Gasket parameters and test procedures relevant to the design rules for gasketed circular flange connections.*
- [11] *PERL "Pressure Equipment, Reduction of Leak rate: gasket parameters measurement"; Project funded by the European Community under the 'Competitive and Sustainable Growth' Programme (1998-2002).*
- [12] CR 13642:1999, *Flanges and their joints. Design rules for gasketed circular flange connections. Background information.*


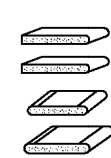

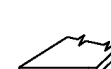

ANEXO H (Informativo)

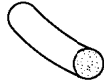

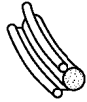
FACTORES RELATIVOS A LAS JUNTAS *m* E *y*

La tabla H.1 proporciona una lista de materiales de junta comúnmente utilizados y de caras de contacto con valores de diseño sugeridos para *m* e *y* que han resultado generalmente ser satisfactorios en el servicio real cuando se han utilizado los métodos del capítulo 11. Los valores de diseño y otros detalles dados en esta tabla son solamente sugerencias y no tienen carácter obligatorio. Deberían utilizarse los datos del fabricante si están disponibles.

Tabla H.1 – Factores relativos a las juntas *m* e *y*

Material de la junta	Factor de junta <i>m</i>	Tensión de asentamiento de diseño mínima <i>y</i> MPa	Esquemas	Dimensión <i>w</i> (mínima) mm
Goma sin tejido o un alto porcentaje de fibra de amianto ¹⁾ :				–
– por debajo de 75° IRH (grados internacionales de dureza de la goma);	0,50	0		–
– 75° IRH o superior.	1,00	1,4		–
Amianto ¹⁾ con un aglomerante adecuado para las condiciones de funcionamiento				
(3,2 mm de espesor)	2,0	11,0		–
(1,6 mm de espesor)	2,75	25,5		–
(0,8 mm de espesor)	3,50	44,8		–
Goma con inserción de tejido de algodón	1,25	2,8		
(3-capa	2,25	15,2		–
(2,50	20,0		–
Goma con inserción de tejido de amianto ¹⁾ ,	2,75	25,5		–
con o sin refuerzo de alambre				–
(–
(2-capa				–
(–
(–
(1-capa				–
(–
(–
Fibra vegetal	1,75	7,6		10
Metal arrollado en espiral (acero al carbono relleno de amianto ¹⁾)	2,50			–
(Acero inoxidable o monel)	3,00	69,0		–

Material de la junta		Factor de junta <i>m</i>	Tensión de asentamiento de diseño mínima y MPa	Esquemas	Dimensión <i>w</i> (mínima) mm
Metal corrugado con amianto ¹⁾ insertado o Metal corrugado, Camisa de metal corrugado rellena de amianto ¹⁾	Aluminio blando	2,50	20,0		—
	Cobre o latón blandos	2,75	25,5		—
	Hierro o acero blando	3,00	31,0		—
	Monel o acero aleado con 4 a 6% de cromo	3,25	37,9		—
	Aceros inoxidable	3,50	44,8		—
	Aluminio blando	2,75	25,5		—
	Cobre o latón blandos	3,00	31,0		—
	Hierro o acero blando	3,25	37,9		—
	Monel o acero aleado con 4 a 6% de cromo	3,50	44,8		—
	Aceros inoxidable	3,75	52,4		—
Camisa de metal plana rellena de amianto ¹⁾	Aluminio blando	3,25	37,9		—
	Cobre o latón blandos	3,50	44,8		—
	Hierro o acero blando	3,75	52,4		—
	Monel	3,50	55,1		—
	acero aleado con 4 a 6% de cromo	3,75	62,0		—
Aceros inoxidable	3,75	62,0	—		
Metal ranurado	Aluminio blando	3,25	37,9		—
	Cobre o latón blandos	3,50	44,8		—
	Hierro o acero blando	3,75	52,4		—
	Monel o acero aleado con 4 a 6% de cromo	3,75	62,0		—
	Aceros inoxidable	4,25	69,5		10
Metal plano macizo	Aluminio blando	4,00	60,6		—
	Cobre o latón blandos	4,75	89,5		6
	Hierro o acero blando	5,50	124		—
	Monel o acero aleado con 4 a 6% de cromo	6,00	150		—
	Aceros inoxidable	6,50	179		—
Junta anular ²⁾	Hierro o acero blando	5,50	124		—
	Monel o acero aleado con 4 a 6% de cromo	6,00	150		—
	Aceros inoxidable	6,50	179		—

Material de la junta	Factor de junta <i>m</i>	Tensión de asentamiento de diseño mínima y MPa	Esquemas	Dimensión <i>w</i> (mínima) mm
Juntas tóricas de goma: por debajo de 75° IRH entre 75° y 85° IRH	0 a 0,25	0,7 1,4		— — —
Anillos de goma de sección cuadrada: por debajo de 75° IRH entre 75° y 85° IRH	0 a 0,25	1,0 2,8		— — —
Anillos de goma de sección en T: por debajo de 75° IRH entre 75° y 85° IRH	0 a 0,25	1,0 2,8		— —
<p>1) Las nuevas juntas de plancha de fibras aglomeradas sin amianto no son necesariamente sustitutivos directos de los materiales basados en amianto. Especialmente pueden ser aplicables limitaciones de presión, temperatura y carga de los pernos. Deberían utilizarse siguiendo las recomendaciones actuales de los fabricantes.</p> <p>2) $b = w/8$.</p>				

ANEXO I (Informativo)**INFORMACIÓN ADICIONAL SOBRE EL DISEÑO DE PLACAS
TUBULARES DE INTERCAMBIADORES DE CALOR****I.1 Casos de carga para intercambiadores de calor de placas tubulares fijas****I.1.1 Objeto**

Este anexo proporciona información para la determinación de casos de carga a considerar para el diseño de intercambiadores de calor de placas tubulares fijas, apoyando lo indicado en el apartado 13.5.4.1. Para esta determinación se proponen dos procedimientos:

- un procedimiento general, cubierto en el apartado I.1.4, que explica cómo obtener todos los casos de carga que pueden regir el diseño;
- un procedimiento simplificado, cubierto en el apartado I.1.5, que permite limitar el número de casos de carga a estudiar. Sólo se puede utilizar para condiciones de funcionamiento normales.

I.1.2 Definiciones específicas

No hay definiciones específicas.

I.1.3 Símbolos específicos

No hay símbolos específicos.

I.1.4 Procedimiento general

Esta regla es aplicable a todos los tipos de condiciones de carga mencionados en el apartado 13.5.4.1: condiciones de funcionamiento normales, condiciones de funcionamiento excepcionales, condiciones de prueba de presión.

Los casos de carga, y sus parámetros relacionados, se determinan mediante el procedimiento siguiente:

- a) Se hace una lista de todas las condiciones de carga que pueden regir el diseño del intercambiador en condiciones de funcionamiento normales, condiciones de funcionamiento excepcionales y condiciones de prueba de presión.

Para cada una de estas condiciones de carga, se tienen en cuenta los siete casos de carga posibles enumerados en el apartado 13.5.4.1.

- b) Para cada uno de estos casos de carga se registra, como se muestra en la tabla I.1.4-1:

– La presión de diseño en el lado de los tubos (P_t) y en el lado de la envolvente (P_s).

– La dilatación térmica diferencial (γ).

– Las temperaturas de diseño de la placa tubular (T), de los tubos (T_t), de la envolvente (T_s) y del canal (T_c).

- c) Para cada uno de estos casos de carga que puedan regir el diseño, los cálculos deben realizarse utilizando los valores de las propiedades mecánicas (módulo elástico, tensión nominal de diseño, coeficiente de dilatación, etc.) a la temperatura de diseño de cada componente. Véase la tabla I.1.4-1.

Tabla I.1.4-1 – Tabla para condiciones de carga

Condición		P_t	P_s	γ	T	T_t	T_s	T_c
Condiciones de operación normal	1	$P_{t,1}$	$P_{s,1}$	γ_1	T_1	$T_{t,1}$	$T_{s,1}$	$T_{c,1}$
	2	$P_{t,2}$	$P_{s,2}$	γ_2	T_2	$T_{t,2}$	$T_{s,2}$	$T_{c,2}$
	n	$P_{t,n}$	$P_{s,n}$	γ_n	T_n	$T_{t,n}$	$T_{s,n}$	$T_{c,n}$
Condiciones de operación excepcional	$n + 1$	$P_{t,n+1}$	$P_{s,n+1}$	γ_{n+1}	T_{n+1}	$T_{t,n+1}$	$T_{s,n+1}$	$T_{c,n+1}$
	$n + 2$	$P_{t,n+2}$	$P_{s,n+2}$	γ_{n+2}	T_{n+2}	$T_{t,n+2}$	$T_{s,n+2}$	$T_{c,n+2}$
	$n + p$	$P_{t,n+p}$	$P_{s,n+p}$	γ_{n+p}	T_{n+p}	$T_{t,n+p}$	$T_{s,n+p}$	$T_{c,n+p}$
Condiciones de prueba de presión	$n + p + 1$	$P_{t,n+p+1}$	$P_{s,n+p+1}$	0	T_{n+p+1}	$T_{t,n+p+1}$	$T_{s,n+p+1}$	$T_{c,n+p+1}$
	$n + p + 2$	$P_{t,n+p+2}$	$P_{s,n+p+2}$		T_{n+p+2}	$T_{t,n+p+2}$	$T_{s,n+p+2}$	$T_{c,n+p+2}$
	$n + p + q$	$P_{t,n+p+q}$	$P_{s,n+p+q}$		T_{n+p+q}	$T_{t,n+p+q}$	$T_{s,n+p+q}$	$T_{c,n+p+q}$
Diseño de un intercambio de calor incluyendo $(n + p + q)$ condiciones de carga: – n condiciones de funcionamiento normal: 1 a n , – p condiciones excepcionales : $(n + 1)$ a $(n + p)$, – q condiciones de prueba de presión: $(n + p + 1)$ a $(n + p + q)$.								

I.1.5 Procedimiento simplificado para condiciones de funcionamiento normales

Esta regla se aplica únicamente a condiciones de funcionamiento normales. Permite estudiar un número restringido de casos de carga, gracias a un tratamiento genérico que cubre todos los casos de carga, de la manera siguiente:

- a) Se hace una lista de todos los casos de carga normales, según lo detallado en el apartado I.1.4a;
- b) Para cada uno de estos casos de carga, se registra (véase la tabla I.1.4-1):
 - La presión de diseño en el lado de los tubos (P_t) y en el lado de la envolvente (P_s);
 - La dilatación térmica diferencial (γ);
 - Las temperaturas de diseño de la placa tubular (T), de los tubos (T_t), de la envolvente (T_s) y del canal (T_c).
- c) Para cada uno de los casos de carga, se determina:
 - Los valores extremos (con sus signos algebraicos) entre los cuales (P_t), (P_s) y γ varían:

$$P_{t,\text{mín.}} \leq P_t \leq P_{t,\text{máx.}}$$

$$P_{s,\text{mín.}} \leq P_s \leq P_{s,\text{máx.}}$$

$$\gamma_{\text{mín.}} \leq \gamma \leq \gamma_{\text{máx.}}$$

que vienen dados por:

$$P_{t,\text{mín.}} = \text{mín.} \{ (P_{t,1}), (P_{t,2}), \dots, (P_{t,n}) \} \quad P_{t,\text{máx.}} = \text{máx.} \{ (P_{t,1}), (P_{t,2}), \dots, (P_{t,n}) \}$$

$$P_{s,\text{mín.}} = \text{mín.} \{ (P_{s,1}), (P_{s,2}), \dots, (P_{s,n}) \} \quad P_{s,\text{máx.}} = \text{máx.} \{ (P_{s,1}), (P_{s,2}), \dots, (P_{s,n}) \}$$

$$\gamma_{\text{mín.}} = \text{mín.} \{ (\gamma_1), (\gamma_2), \dots, (\gamma_n) \} \quad \gamma_{\text{máx.}} = \text{máx.} \{ (\gamma_1), (\gamma_2), \dots, (\gamma_n) \}$$

– El valor máximo de la temperatura de diseño de cada componente del intercambiador:

$$T_{\text{máx.}}, \quad T_{t,\text{máx.}}, \quad T_{s,\text{máx.}}, \quad T_{c,\text{máx.}}$$

que vienen dados por:

$$T_{\text{máx.}} = \text{máx.} \{ (T_1), (T_2), \dots, (T_n) \} \quad T_{t,\text{máx.}} = \text{máx.} \{ (T_{t,1}), (T_{t,2}), \dots, (T_{t,n}) \}$$

$$T_{s,\text{máx.}} = \text{máx.} \{ (T_{s,1}), (T_{s,2}), \dots, (T_{s,n}) \} \quad T_{c,\text{máx.}} = \text{máx.} \{ (T_{c,1}), (T_{c,2}), \dots, (T_{c,n}) \}$$

d) Las condiciones de carga envolventes a considerar son los ocho casos siguientes definidos en la tabla I.1.5-1:

Tabla I.1.5-1 – Condiciones de carga envolventes

Caso de carga	P_t	P_s	γ	T	T_t	T_s	T_c
<i>E0</i>	$P_{t,\text{mín.}}$	$P_{s,\text{mín.}}$	$\gamma_{\text{mín.}}$	$T_{\text{máx.}}$	$T_{t,\text{máx.}}$	$T_{s,\text{máx.}}$	$T_{c,\text{máx.}}$
<i>E1</i>	$P_{t,\text{máx.}}$	$P_{s,\text{mín.}}$	$\gamma_{\text{mín.}}$				
<i>E2</i>	$P_{t,\text{mín.}}$	$P_{s,\text{máx.}}$	$\gamma_{\text{mín.}}$				
<i>E3</i>	$P_{t,\text{máx.}}$	$P_{s,\text{máx.}}$	$\gamma_{\text{mín.}}$				
<i>E4</i>	$P_{t,\text{mín.}}$	$P_{s,\text{mín.}}$	$\gamma_{\text{máx.}}$				
<i>E5</i>	$P_{t,\text{máx.}}$	$P_{s,\text{mín.}}$	$\gamma_{\text{máx.}}$				
<i>E6</i>	$P_{t,\text{mín.}}$	$P_{s,\text{máx.}}$	$\gamma_{\text{máx.}}$				
<i>E7</i>	$P_{t,\text{máx.}}$	$P_{s,\text{máx.}}$	$\gamma_{\text{máx.}}$				

Puesto que algunos de estos ocho casos de carga pueden no existir en la práctica, este procedimiento simplificado puede dar por resultado espesores mayores que los obtenidos utilizando el procedimiento general del apartado I.1.4.

I.2 Cálculo de intercambiadores de calor de placas tubulares flotantes utilizando el apartado 13.5

I.2.1 Objeto

Este anexo proporciona información para calcular intercambiadores de calor de placas tubulares flotantes utilizando las reglas del apartado 13.5 relativas a intercambiadores de calor de placas tubulares fijas.

I.2.2 Definiciones específicas

No hay definiciones específicas.

I.2.3 Símbolos específicos

No hay símbolos específicos.

I.2.4 Método de diseño

Para el diseño mecánico, un intercambiador de calor de placas tubulares flotantes se trata como un caso especial de intercambiador de calor de placas tubulares fijas en el que la envolvente:

- no tiene rigidez axial: $K_s = 0$, lo que implica: $K_{s,t} = 0$
- no tiene fuelles de dilatación: $K_J = \infty$, lo que implica: $J = 1$

Esto conduce a:

$$P_e = P_s - P_t = P \quad (I.2-1)$$

permaneciendo sin cambios todas las ecuaciones de tensiones para placas tubulares, tubos, envolvente y canal.

De acuerdo con esto, se pueden aplicar las reglas del apartado 13.5 al diseño de intercambiadores de calor de placas tubulares flotantes sustituyendo P_e por P dado en el apartado 13.6.4.1.

ANEXO J (Normativo)

MÉTODO ALTERNATIVO PARA EL DISEÑO DE PLACAS TUBULARES DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

J.1 Objeto

Este anexo especifica los requisitos para el diseño de placas tubulares para intercambiadores de calor que son alternativos a los indicados en el capítulo 13. Se aplican a intercambiadores de calor de los tipos siguientes:

- Tipo de tubos en U, véase la figura J-1; también intercambiadores con tubos tapados y una sola placa de tubos, pero también intercambiadores con tubos curvados y un número arbitrario de placas tubulares separadas;
- cabezal flotante sumergido; véase la figura J-2;
- cabezal flotante sellado externamente; véase la figura J-3;
- cabezal flotante sellado internamente; véase la figura J-4;
- placas de tubos fijas con fuelle de dilatación; véase la figura J-5;
- placas de tubos fijas sin fuelle de dilatación; véase la figura J-6.

J.2 Definiciones específicas

Las definiciones siguientes son adicionales a las incluidas en el capítulo 3.

J.2.1 límite de los tubos exteriores:

El círculo que circunscribe todos los tubos.

J.2.2 relación de carga:

La carga o momento calculada aplicada a un componente y dividida por la carga admisible.

J.3 Símbolos y abreviaturas específicos

J.3.1 Generalidades

Se utilizan los siguientes símbolos y abreviaturas además de los indicados en el capítulo 4.

Las figuras J-1 a J-6 muestran de forma muy simplificada (esquemática) los seis tipos principales de intercambiadores de calor. Las figuras J-7 a J-13 son para la explicación de algunos detalles. Todas las figuras sirven únicamente para ilustrar características generales y la notación utilizada. No están pensadas para dar todos los detalles y todos los diseños distintos para los cuales es válido el método.

NOTA En las figuras J-1 a J-6, fuera de la placa tubular estacionaria (lado izquierdo, en las figuras J-5 y J-6 también el lado derecho) están esquematizadas unas "bridas oscuras". No es necesario conocer sus detalles para la determinación de las principales fuerzas axiales (parámetro de cálculo P_R), que están esquematizadas en el diámetro exterior de la placa tubular.

También por razones de simplificación, se muestran en general fondos planos (no cóncavos).

Generalmente, no se muestran en estas figuras los deflectores y elementos de apoyo.

Tampoco se muestran, por ejemplo, los otros tipos de variantes siguientes:

Figura J-1: Tubos tapados rectos; tubos curvados generales con dos o más placas de tubos.

Figura J-2: Placa tubular flotante prolongada como una brida; cabezal flotante totalmente soldado.

Figura J-3: Otras formas de sellado (junta tórica); y ubicación del sellado en la envolvente y no en el cabezal flotante.

Figura J-4: Otras formas de sellado (por ejemplo, prensaestopos con empaquetadura, posiblemente simultáneo como brida con junta).

Figura J-5: Otras formas de fuelles de dilatación.

Figura J-6: Posibles placas tubulares extraordinariamente delgadas.

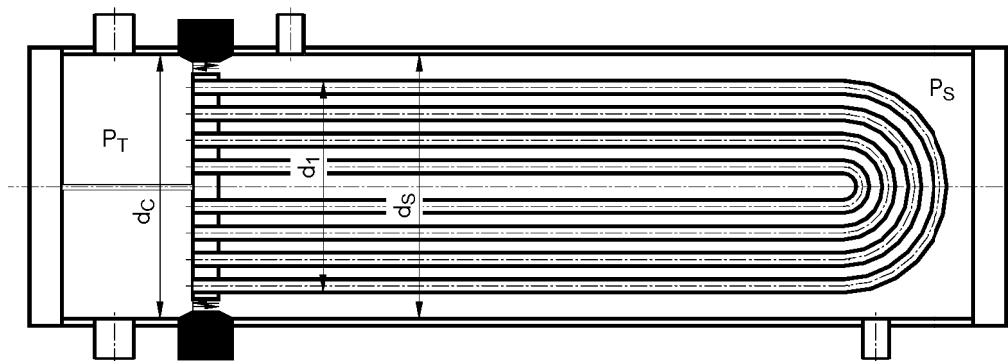


Figura J-1 – Tipo de tubos en U

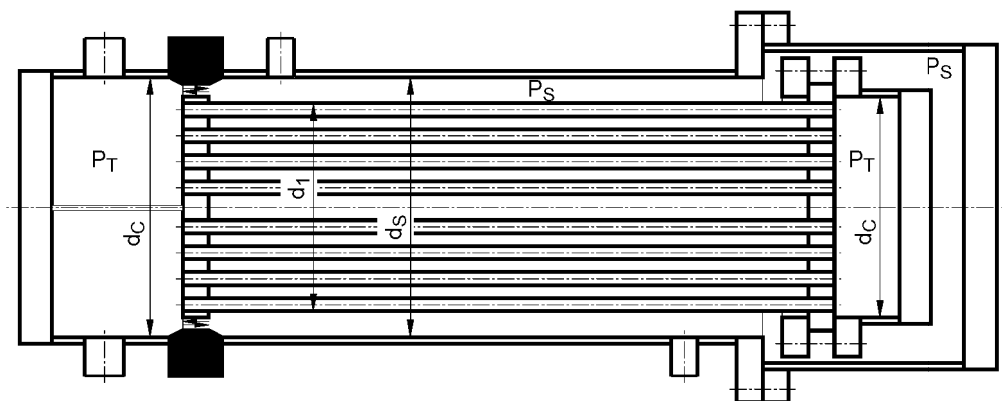


Figura J-2 – Cabezal flotante sumergido

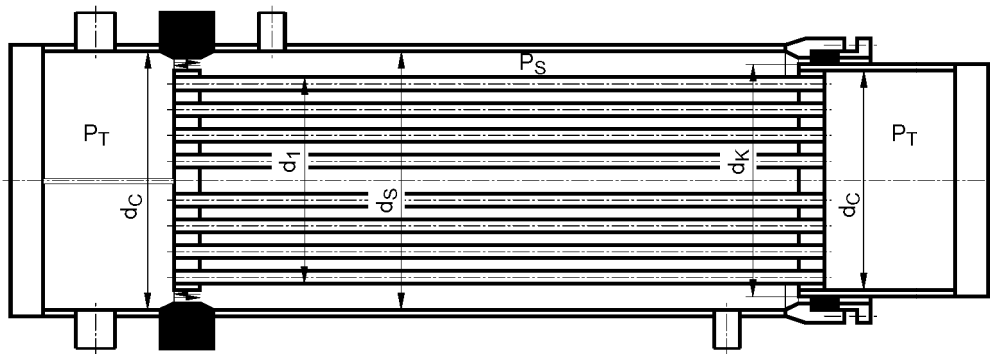


Figura J-3 – Cabezal flotante sellado externamente

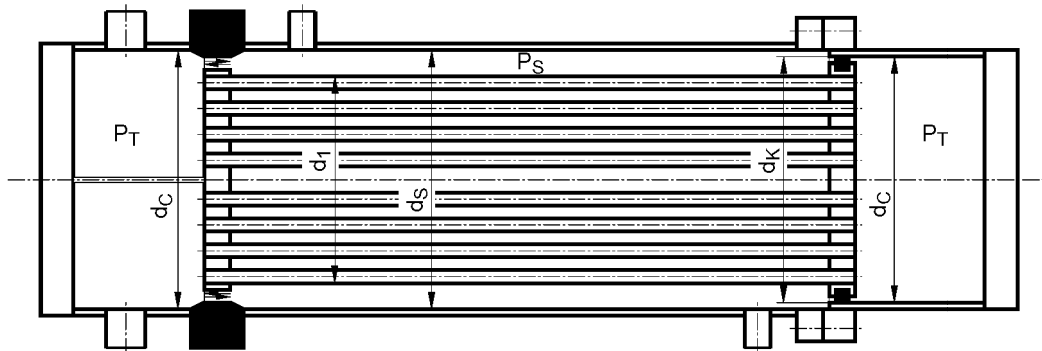


Figura J-4 – Cabezal flotante sellado internamente

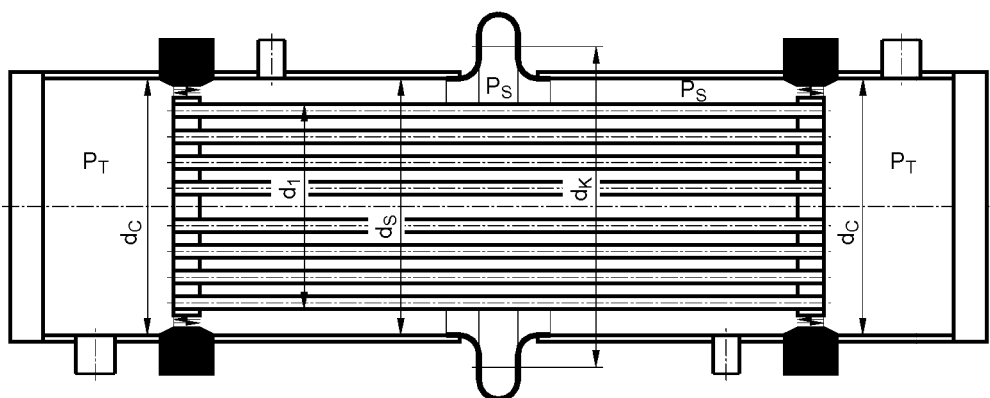


Figura J-5 – Placas tubulares fijas con fuelle de dilatación

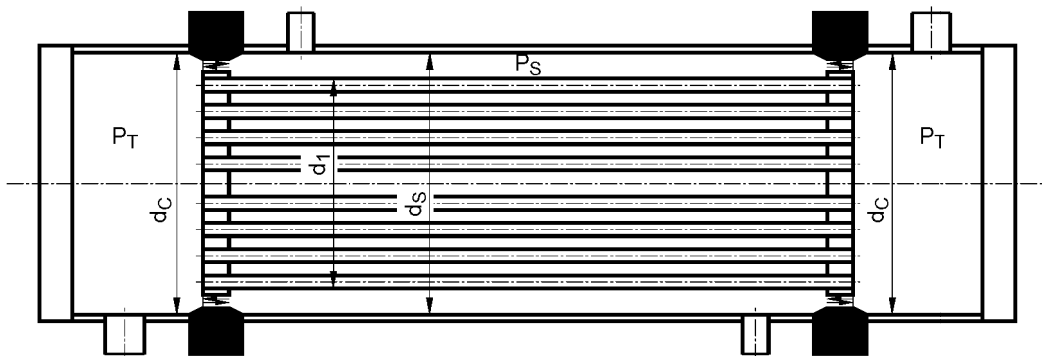


Figura J-6 – Placas tubulares fijas sin fuelle de dilatación

J.3.2 Subíndices

NOTA Las letras latinas mayúsculas se refieren a componentes o zonas de componentes o clases de valores. Las letras latinas minúsculas especifican propiedades o clases de cargas de o clases de reacciones.

A	para	Zona exterior de la región con tubos {C: Alemán: "Außenbereich"}.
B	para	Pernos; o Deflector.
C	para	Canal.
D	para	Diferencia de valores.
E	para	Valores efectivos.
F	para	Brida.
G	para	Junta.
I	para	Zona interior de la región con tubos {C: Alemán: "Innenbereich"}.
J	para	Fuelle de dilatación {C: capítulo 13}.
K	para	Compensación {C: Alemán: "Kompensation"}.
M	para	Valores relativos a momentos.
P	para	Placa (placa tubulares); o Valores relativos a presión.
Q	para	Valores relativos a carga general {C: Similar a "P" y "R"}.
R	para	Carga resultante; o Haz de tubos {C: Alemán: "Rohrbündel"}, región de tubos; o cualquier valor entre "Q" y "S".

S	para	Envolvente.
T	para	Tubos o lado de los tubos (lado del canal).
U	para	Región sin tubos.
W	para	Peso; o Soldadura.
X	para	Conexión de tubo a placa tubular
av	para	valor medio.
b	para	flexión.
c	para	compresión (tensión o fuerza).
e	para	externa (presión); o efectiva.
i	para	presión interna.
l	para	longitudinal;
mín.	para	valor mínimo;
máx.	para	valor máximo;
opt	para	valor óptimo;
red	para	valor reducido;
t	para	tracción (tensión o fuerza); o total, verdadero.

J.3.3 Símbolos

NOTA Las unidades se indican entre corchetes; [1] indica una magnitud "adimensional"; [-] identifica una magnitud que carece de unidad, por ejemplo, el símbolo Δ para diferencia o intervalo}.

A_R	es la sección transversal de la región con tubos, [mm ²];
$A_{R(\text{mín.})}$	es el área mínima de la región con tubos, [mm ²], véase el apartado J.5.1.1.3.2;
A_X	es la sección transversal de la conexión entre tubo y placa tubular, [mm ²];
a_T	es el espesor efectivo de la garganta de la soldadura final del tubo [mm], especificado de la manera siguiente: $a_{T,P}$ en la placa (placa tubular); $a_{T,T}$ en el tubo; $a_{T,R}$ entre placa y tubo;
B_0	es el determinante de todas las flexibilidades [1];
B_{R1}, B_{R2}, B_{R3}	es la flexibilidad para el haz de tubos [1];
B_{S1}, B_{S2}, B_{S3}	son las flexibilidades para la envolvente y el canal [1];

b_F	es la anchura verdadera de una brida como parte de la placa tubular [mm], véanse las figuras J-10 a J-13;
b_R	es anchura media del borde sin tubos sometido a presión por ambos lados [mm], véase el apartado J.5.1;
b_S	es la anchura verdadera del borde sin tubos sometido a presión sólo por un lado [mm], puede ser positiva o negativa; véase el apartado J.5.1;
b_U	es la anchura máxima del borde sin tubos [mm], obtenida de la disposición de la placa tubular; véase la figura J-7 y el apartado J.9.3;
$C_0, C_A, C_C, C_{AA}, C_{AC}, C_{CC}$	son coeficientes [1] para determinar la longitud de pandeo, véase el apartado J.7.1.3;
C_1, C_2	son factores para el diseño de fatiga [1], véase la figura J-15;
D_J	es el diámetro interior del fuelle de dilatación [mm]; véase el apartado 13.5;
d_C, d_S	son los diámetros interiores del canal (C), de la envolvente (S), [mm];
$d_0, d_{0,e}$	es el diámetro del agujero del tubo [mm], d_0 es el valor real, $d_{0,e}$ es el valor efectivo;
d_1	es el diámetro exterior medio de en la región con tubos [mm], véase el apartado J.5.1;
$d_{1(av)}$	es el promedio de $d_{1(min.)}$ y $d_{1(max.)}$, [mm], véase el apartado J.5.1.1.4;
$d_{1(max.)}$	es el valor máximo de d_1 , [mm], véase el apartado J.5.1.1.2;
$d_{1(min.)}$	es el valor mínimo de d_1 , [mm], véase el apartado J.5.1.1.3;
d_2	es el diámetro exterior verdadero [mm] sobre el cual actúan P_S y P_T ;
$d_3, d_{3,e}$	es el diámetro del círculo de los pernos [mm]; d_3 para el valor real, $d_{3,e}$ para el valor efectivo;
d_{GC}, d_{GS}	son los diámetros efectivos de la junta [mm] para el lado del canal (C), lado de la envolvente de (S);
d_K	es el diámetro para compensación {C: Alemán: "Kompensation"} de las fuerzas axiales [mm]; para cabezales flotantes es el diámetro de la cara deslizante en el prensaestopas con empaquetadura o en una junta tórica; para fuelle de dilatación es el diámetro interior medio de fuelle: $d_K = D_J + h_J$;
d_T	es el diámetro exterior del tubo [mm];
E_P, E_T	son los módulos elásticos de la placa tubular (P = placa) y de los tubos (T), [MPa];
E_C, E_S	son los módulos elásticos del canal (C) y de la envolvente (S), [MPa];
E^*	es el módulo elástico efectivo de la placa tubular [MPa], véanse las figuras 13.7.6-1, 13.7.6-2;
e_C	es el espesor de análisis del canal adyacente a la placa tubular [mm];
e_F	es la anchura media de una brida como parte de la placa tubular [mm], véanse las figuras J-10 a J-13;
e_P	es el espesor de análisis de la placa tubular [mm] en la región con tubos y en el borde sin tubos;
$e_{P,red}$	es un espesor posiblemente reducido de la placa tubular en su periferia exterior [mm]; $e_{P,red} \leq e_P$;
e_S	es el espesor de análisis de la envolvente adyacente a la placa tubular [mm];

$e_{S,av}$	es el espesor medio de la envolvente a lo largo de la longitud total L_T [mm];
e_T	es el espesor de los tubos [mm];
e_U	es el espesor de análisis de la placa de tubos en su mayor zona sin tubos [mm]; normalmente $e_U = e_P$;
F_B	es la fuerza total aplicada por los pernos (fuerza total para una conexión de bridas) [N], véase el anexo G;
$F_{G,C}, F_{G,S}$	son las fuerzas de reacción totales de la junta [mm] para el lado del canal (C), lado de la envolvente (S);
$[F_t], [F_c]$	son las fuerzas axiales totales admisibles en la envolvente [N], $[F_t]$ para tracción, $[F_c]$ para compresión, véase el apartado J.7.5;
F_R	es la fuerza axial total que actúa sobre el haz de tubos y la envolvente [N], véase el apartado J.7.5;
F_W	es el peso total que actúa como una fuerza en una placa tubular [N], véase el apartado J.9.4;
f_C	es la tensión nominal de diseño para el canal adyacente a la placa tubular [MPa];
f_F	es la tensión nominal de diseño para la brida como parte de la placa tubular [MPa]; normalmente $f_F = f_P$;
f_P	es la tensión nominal de diseño para la placa tubular [MPa];
f_S	es la tensión nominal de diseño para la envolvente adyacente a la placa tubular [MPa];
f_T	es la tensión nominal de diseño para los tubos [MPa];
$f_{T,t}$	es la tensión longitudinal admisible para los tubos sometidos a tracción [MPa]; véase el apartado J.7.3;
$f_{T,c}$	es la tensión longitudinal admisible para los tubos sometidos a compresión [MPa]; véase el apartado J.7.3;
f_X	es la tensión de diseño calculada para la conexión de tubo a placa tubular [MPa]; véase el apartado J.7.3; $f_{X,E}$ y $f_{X,W}$ son valores especiales de f_X ;
H_1, H_2, H_3	son factores (flexibilidades) utilizados en el diseño de fatiga [1], véase la figura J-15;
h_j	es la altura interior del fuelle de dilatación [mm]; véase el apartado 13.5;
j	es un número entero para identificar cualquier área trapezoidal (con o sin tubos);
k	es un número entero para identificar una región sin tubos (partición de paso);
K_{e1}, K_{e2}, K_{e3}	son factores de concentración de tensiones- deformaciones [1] utilizados en el diseño de fatiga, véase el apartado J.10;
L_1, L_2, L_3	son parámetros de carga [1], utilizado si en el cálculo de una relación de carga, véase el apartado J.9.1;
L_T	es la longitud total verdadera de los tubos [mm]; en la figura J-9 se muestra entre las caras exteriores de las placas de tubos;
l_A	es la longitud de los tubos [mm] entre la primera de placa tubular y el primer deflector de apoyo, véase la figura J-9;
l_B	es la longitud de los tubos [mm] entre todos deflectores de apoyo adyacentes, véase la figura J-9. si a lo largo de un tubo existe más de una longitud l_B , se presupone que todas las longitudes l_B son iguales;

l_C	es la longitud de los tubos [mm] entre el último deflector de apoyo y la segunda placa tubular, véase la figura J-9;
l_R	es una longitud característica del haz de tubos [mm], utilizada para el diseño de fatiga, véase el apartado J.10.3;
$l_{T,K}$	es la longitud de pandeo de los tubos [mm], véase el apartado J.7.1;
l_X	es la longitud del refuerzo entre el tubo y la placa tubular [mm], véase el apartado J.5.2.1;
M_1	es el momento flector resultante [Nmm/mm] en el diámetro d_1 ;
M_2	es el momento flector resultante [Nmm/mm] en el diámetro d_2 ;
M_A	es el momento flector activo de la carga de los pernos [Nmm/mm] en el diámetro d_2 , véase el apartado J.8.1;
M_B	es el momento flector activo de la presión del fluido [Nmm/mm] en el diámetro d_2 , véase el apartado J.8.2;
M_C	es el momento flector reactivo [Nmm/mm] debido a los componentes conectados, véase el apartado J.8.3;
M_D	es la limitación del momento flector reactivo [Nmm/mm] en el diámetro d_2 , véase el apartado J.8.4;
N_B	es el número de deflectores [1]; $N_{B,t}$ es el número total real, $N_{B,e}$ es el número efectivo;
N_C	es el número de ciclos de carga [1];
N_I	número ideal posible, no real existente, de tubos (general) [1]; véase el apartado J.5.1;
$N_{I,min.}$	es el número mínimo total de tubos extras potenciales para toda la región con tubos, [1], véase el apartado J.5.1.1.3.2;
$N_{I,(k)}$	es el número de tubos extras potenciales en un área trapezoidal sin tubos dada, [1], véase el apartado J.5.1.1.3.2;
$N_{I,(r)}$	es el número de tubos extras potenciales en una fila dada, [1], véase el apartado J.5.1.1.3.2;
N_T	es el número de tubos reales existentes [1]; en un tipo de tubos en U, el número de orificios de tubos [1];
n_B	es el número de pernos [1] de una conexión de bridas;
P_A, P_I	son las resultantes de fuerzas axiales activas y reactivas por unidad de superficie en el haz de tubos de la región con tubos [$N/mm^2 = MPa$]; P_A en la zona exterior, P_I en la zona interior; véase el apartado J.7.6;
P_D	es la diferencia directa entre la presión del fluido en el lado de los tubos y en el lado de la envolvente [MPa], véase el apartado J.6.2, J.7.2;
P_E	es la diferencia de presión efectiva en la región con tubos [MPa], véase el apartado J.7.2;
P_M	es una "presión" [MPa], que representa el momento flector resultante M_1 (resultante de momentos activos y reactivos que puede ser cero) en el límite exterior de la región con tubos, véase el apartado J.8.6;
P_Q	es una "presión" [MPa], que representa la fuerza axial resultante efectiva (resultante de fuerzas activas y reactivas que puede ser cero) en el límite exterior de la región con tubos, véanse los apartados J.6.3 y J.7.6;
P_R	es una "presión" [MPa], que representa la fuerza de cortadura axial activa resultante en el límite exterior de la región con tubos [MPa], véanse los apartados J.6.2, J.7.5;

p	es el paso de los tubos en la región con tubos [mm], véase la figura J-7;
p_b	es el paso de los tubos respecto a la altura del área trapezoidal, [mm];
p_c	es el paso de los tubos respecto a la anchura del área trapezoidal, [mm];
Q_A, Q_I	son fuerzas axiales reactivas por unidad de superficie en el haz de tubos de la región con tubos [$\text{N}/\text{mm}^2 = \text{MPa}$]; Q_A en la zona exterior, Q_I en la zona interior; véase el apartado J.7.4;
$[Q_t], [Q_c]$	Son las fuerzas axiales admisibles por unidad de superficie del haz de tubos en la región con tubos [N/mm^2]; $[Q_t]$ para tracción, $[Q_c]$ para compresión; véase el apartado J.7.3;
q	es un parámetro para el apoyo de los tubos [1], véase el apartado J.9.3;
r	es un número entero para identificar una fila de tubos;
r_o	es la distancia entre el eje de la placa tubular y el eje del agujero del tubo más alejado [mm]; véase la figura J-7(a) y la NOTA del apartado J.5.1.1.2 (también la figura 13.7-1).
T_S, T_T	son intervalos de temperaturas [K] entre la temperatura máxima y mínima para la envolvente (S) y para los tubos (T). Para su cálculo, la temperatura del conjunto debe suponerse que es de + 20 °C;
u, v, w	son valores auxiliares [1], utilizados en el apartado J.7.6;
x_S, x_T	son superficies relativas de la placa de tubos [1] sometidas a las presiones P_S, P_T respectivamente; véase el apartado J.7.1;
Y	es un valor auxiliar [1], utilizado en el apartado J.7.1;
α_S, α_T	son los coeficientes de dilatación térmica de la envolvente y de los tubos [K^{-1}];
β	es un parámetro auxiliado dado por la ecuación (J.10.2-3);
γ_k	es el factor de rigidez del borde sin tubos, véase el apartado J.10.3;
$\Delta d_{(\text{act})}$	es la diferencia real entre $d_{1(\text{máx.})}$ y $d_{1(\text{mín.})}$, [mm];
$\Delta d_{(\text{all})}$	es la diferencia admisible entre $d_{1(\text{máx.})}$ y $d_{1(\text{mín.})}$, [mm];
$\Delta M_1, \Delta M_2$	son intervalos de momentos flectores en la placa tubular [Nmm/mm], que se utilizan para comprobaciones de fatiga;
$\Delta P_F, \Delta P_S, \Delta P_T$	son intervalos de presiones [MPa], que se utilizan para comprobaciones de fatiga, véase el apartado J.10.2;
$\Delta S_1, \Delta S_2$	son intervalos de fuerzas cortantes en la placa tubular [N/mm], que se utilizan para comprobaciones de fatiga, véase el apartado J.10.3;
$\Delta \sigma_{b1}, \Delta \sigma_{b2}$	son intervalos de tensiones de flexión calculadas en la placa tubular [N/mm], que se utilizan para comprobaciones de fatiga, véase el apartado J.10.3;
$\Delta \sigma_{T1}$	es el intervalo de tensiones longitudinales calculadas en los tubos [Nmm^2], que se utilizan para comprobaciones de fatiga;
$\Delta \sigma_R$	es el intervalo de tensiones admisibles en la placa tubular [Nmm^2], que se utilizan para comprobaciones de fatiga;

- δ_X es un factor para la resistencia relativa de tubo a placa tubular [1], véase el apartado J.5.2;
- ζ es el parámetro de distribución de fuerzas [1] para placas tubulares apoyadas; esto es el radio relativo del límite entre las reacciones Q_I y Q_A , véanse los apartados J.7.1.1 y J.7.6.2;
- η es el parámetro de distribución de momentos [1] para todas las placas tubulares; esto es el radio relativo del límite entre los momentos flectores tangenciales constantes y variables en la placa de tubos, véanse los apartados J.6.3, J.7.1.1 y J.7.6.3;
- ϑ es la sección transversal relativa de los tubos [1]; véase el apartado J.7.1;
- κ_P es la resistencia a la cortadura relativa de la placa tubular [1], véase el apartado J.5.2;
- λ_A, λ_C son parámetros geométricos para el pandeo de los tubos [1], véase el apartado J.7.1;
- λ_R, λ_S son parámetros geométricos para bordes sin tubos [1], véase el apartado J.5.1;
- μ_X es el coeficiente de rozamiento [1] para la conexión de tubo a placa tubular por dilatación, véase el apartado J.7.3;
- μ^* es la eficiencia del ligamento de la placa tubular en flexión (capítulo 13); en este anexo se sustituye por φ_P ;
- ν_P es la relación de Poisson para placas tubulares sin taladrar [1];
- ν_S es la relación de Poisson para la envolvente [1];
- ν_T es la relación de Poisson para los tubos [1];
- ν^* es la relación de Poisson efectiva para la placa tubular taladrada [1], obtenida de el apartado 13.7;
- σ es una tensión activa general [Nmm²], que se tiene que especificar mediante subíndices, véase el apartado J.7.3, $\sigma_{T(P)}$;
- [σ] es una tensiones admisible general [Nmm²], que se tiene que especificar mediante subíndices, véase el apartado J.7.5;
- $\sigma_{T(P)}$ es una tensiones longitudinal media en los tubos [MPa], dividido por el factor de seguridad 1,50, véase el apartado J.7.3;
- $\Phi_B, \Phi_S, \Phi_U, \Phi_W$ y $\Phi_{P,t}$ son relaciones de cargas [1], véanse los apartados J.2.2 y J.9;
- φ_P es la resistencia a la flexión relativa de la placa tubular [1], véase el apartado J.5.2;
- χ es un parámetro para la región sin tubos en el límite [1], véase el apartado J.9.3;
- ψ_E es el parámetro de rigidez para la región con tubos [1], véase el apartado J.10.3;
- ω_R es el parámetro de rigidez para la región con tubos [1], véase el apartado J.10.3.

J.4 Generalidades

J.4.1 Condiciones de aplicabilidad

J.4.1.1 Geometría y materiales

El método se puede aplicar para haces de tubos (y algunos componentes conectados) bajo las condiciones siguientes:

- El haz de tubos completo (como el principal componente de un intercambiador de calor de placas tubulares) es asimétrico. Las desviaciones permitidas respecto a la asimetría se definen y limitan a continuación.
- Cada placa tubular (llamada también "placa", subíndice P) tiene solamente una región central con tubos (casi circular). Dentro de la región con tubos se permiten pequeñas zonas sin tubos, por ejemplo para particiones de paso y tirantes. El límite exterior de la región con tubos no tiene que ser exactamente circular, pero sí debe serlo aproximadamente.
- El espesor de la placa tubular e_p y el paso p son iguales (constantes) para toda la región con tubos. Para una segunda placa tubular dentro del haz de tubos, el espesor puede ser distinto, pero de nuevo constante.
- Fuera de la región con tubos, la placa podrá tener una región sin tubos que no sea demasiado grande.

Su límite exterior debe ser exactamente circular, así como el de todos los otros componentes el exterior (con sólo pequeñas desviaciones debidas al número finito de pernos de las bridas).

- Todos los tubos (interiores) tienen la misma sección transversal $d_T \cdot e_T$ y son del mismo material.
- Para haces de tubos con dos placas tubulares, todos los tubos tienen la misma longitud recta L_T ; no se conecta ningún tirante a ambas placas de tubos. (Para un haz de tubos con una sola placa tubular, las longitudes de los tubos curvados pueden ser distintas arbitrariamente. Si un haz de tubos con dos placas tubulares tiene tubos curvados, debe calcularse como un tipo de tubos en U, para los cuales cada placa tubular se calcula por separado).
- Los parámetros cumplen las condiciones siguientes:

La anchura del borde sin tubos no debería ser demasiado grande:

$$\lambda_{R,\text{máx.}} \leq 0,30 \quad (\text{J.4.1-1})$$

La geometría debería ser aproximadamente asimétrica:

$$\lambda_{R,\text{min}}/\lambda_{R,\text{máx.}} \geq 0,20 \quad (\text{J.4.1-2})$$

La región con tubos se puede calcular como una placa debilitada homogénea:

$$N_T \geq 20 \quad (\text{J.4.1-3})$$

Para haces de tubos verticales su peso se puede cubrir por la flexión de los tubos:

$$N_T \leq 30 \left(\frac{f_t}{L_t} \right) \quad (\text{J.4.1-4})$$

El espesor de la placa tubular no debería ser ni demasiado pequeño ni demasiado grande:

$$0,005 \leq e_p/d_1 \leq 0,50 \quad (\text{J.4.1-5})$$

Con cierta precaución el método se puede utilizar también fuera de las condiciones dadas.

J.4.1.2 Cargas

Este método es aplicable a las cargas siguientes:

- Presiones del fluido en el lado de los tubos (P_T) y en el lado de la envolvente (P_S), ambas arbitrarias, internas o externas.
- Momentos límites en el límite exterior de las placas tubulares.
- Peso del haz de tubos vertical.
- Dilatación axial (sólo se tiene que calcular para haces de tubos con placas tubulares fijas sin fuelle de dilatación).

J.4.2 Modelo mecánico

El método está basado en el modelo mecánico siguiente:

- El componente principal de un intercambiador de calor de placas tubulares es siempre un haz de tubos, situado generalmente dentro de un recipiente. El recipiente alrededor del haz de tubos y conectado al mismo puede subdividirse el general en una envolvente y dos canales en los extremos de la envolvente (posiblemente sólo un canal y un cabezal), incluidas también las bridas de la envolvente, los manguitos de conexión y los elementos de apoyo.

El método indicado permite calcular la resistencia del haz de tubos tan completamente como sea necesario. Si es necesario, pueden tenerse en cuenta algunas propiedades del recipiente, incluida también su comprobación. Pero no se dan todas las pruebas necesarias para el recipiente completo.

- El haz de tubos en general consta de dos placas tubulares (posiblemente sólo una), un gran número de tubos (interiores) y (normalmente) varios deflectores.

El método dado permite calcular la resistencia de las placas tubulares y de los tubos, incluidas sus uniones.

- Los deflectores se tratan como apoyos para evitar el pandeo de los tubos interiores. En general, debería tenerse en cuenta que no todos los tubos están soportados por todos los deflectores. Las distancias entre los deflectores y las placas tubulares no tienen que ser iguales. El espesor de los deflectores puede ser pequeño; en general, su resistencia no es crítica y no se calcula en el método dado.
- El modelo de cálculo para la región con tubos de la placa tubular es una placa plana casi homogénea debilitada, soportada por fuerzas de reacción (o momentos de reacción) por unidad de superficie de la placa desde los tubos. Por tanto, si el número de tubos es demasiado pequeño, los resultados se hacen inexactos. Las reacciones de los tubos pueden ser igual a cero o incluso negativas.

Para el primer borde sin tubos alrededor de la región con tubos (anchura media b_R , cargada por las y presiones de ambos fluidos), el modelo es la misma placa, pero no debilitada ni apoyada.

Fuera del primer borde sin tubos hay que generar un segundo borde sin tubos (anchura verdadera b_S , cargada sólo por la presión de un fluido) que se trata como una parte de un anillo de "brida" (anchura verdadera b_F , espesor medio e_F).

Estos anillos se calculan como anillos de bridas, para obtener (en la medida de lo posible) momentos límites correctos. Pero la anchura de los anillos no debería ser demasiado grande y los anillos deberían ser, al menos aproximadamente, asimétricos.

- El efecto adicional del peso de los haces de tubos verticales se calcula teniendo en cuenta la flexión de los tubos, que normalmente para esta clase de carga es suficiente para cubrir todo el efecto. Sólo para haces de tubos muy largos y/o tubos de baja resistencia no se cumple esta hipótesis.

- Las cargas de los pernos y las fuerzas de la junta de la brida requeridas se toman de un cálculo separado, por ejemplo, del anexo G o del capítulo 11. (Algunos efectos especiales para haces de tubos con bridas no se respetan en estos métodos, y por tanto permanecen algunas inexactitudes).
- Todos los cálculos de resistencia (excepto la evaluación de la fatiga según el capítulo J.10) están basados en el análisis de la carga límite (por tanto progresiva), utilizando el método estático (por tanto exactos o conservadores).
- Todos los modelos de cálculo (excepto pruebas para límite de carga de regiones sin tubos, apartado J.9.3) son asimétricos.

J.4.3 Método de cálculo

J.4.3.1 Comprobaciones requeridas

Todas las placas tubulares deben comprobarse a flexión dentro de la región con tubos y en su límite; véase el apartado J.9.1.

Todos los tubos de placas deben comprobarse a cortadura en el límite de la región con tubos; véase el apartado J.9.2.

Las placas tubulares delgadas también deben comprobarse para cargas locales en regiones sin tubos; véase el apartado J.9.3.

Las placas tubulares delgadas de haces de tubos verticales deben comprobarse además para tener en cuenta el efecto del peso; véase el apartado J.9.4.

Las placas tubulares fijas de intercambiadores de calor sin fuelle de dilatación también deben comprobarse para carga cíclica de acuerdo con el capítulo J.10, Evaluación de la fatiga.

Los intercambiadores de calor de placas tubulares fijas con fuelle de dilatación no tienen que comprobarse según el capítulo J.10, pero sus fuelles de dilatación tienen que comprobarse según el capítulo 14.

Todas las cargas requeridas de los pernos de las bridas y los diámetros de las juntas se determinan a partir de un cálculo adecuado de las conexiones entre placa tubulares y brida. Si este método de cálculo especial no está disponible, los datos requeridos deben determinarse basándose bien en el capítulo 11 o bien en el anexo G.

Para los diámetros de las juntas d_{GC} y d_{GS} es válido lo siguiente:

Capítulo 11: d_{GC} y d_{GS} deben tomarse como el valor de G en el canal y en las juntas de la envolvente respectivamente.

Anexo G: d_{GC} y d_{GS} deben tomarse como el valor de d_{Ge} en el canal y en las juntas de la envolvente respectivamente.

J.4.3.2 Situaciones a tener en cuenta en los cálculos

J.4.3.2.1 Se deben proporcionar cálculos de los límites de carga (J.5 a J.9)

- para todos los tipos de haces de tubos;
- utilizando todas las combinaciones reales posibles de presiones de diseño y cargas de diseño adicionales.

NOTA 1 En general, no es suficiente limitarse a un cálculo para el máximo absoluto $|P_T - P_S|$.

NOTA 2 Nótese que tienen que utilizarse las cargas de diseño reales posibles (no las cargas normales de funcionamiento).

J.4.3.2.2 Se debe hacer una evaluación de la fatiga (J.10)

- sólo para placas tubulares sin fuelle de dilatación;
- utilizando todas las presiones de funcionamiento, cargas adicionales y temperaturas que actúen normalmente de forma simultánea.

NOTA 3 En muchos casos es suficiente calcular sólo el cambio de carga peor, que viene dado por el valor más alto de $|\Delta P_F|$ obtenido de la ecuación (J.10.2-2). Pero en otros casos, con cambios de carga comparables distintos, especialmente si se aplican valores de carga ligeramente mayores con números de ciclos de carga sólo ligeramente menores, puede ser necesario hacer los cálculos varias veces y comprobar la aceptabilidad el apartado 17.7.

NOTA 4 Se tiene en cuenta que se utilizan las cargas normales de funcionamiento (no las cargas de diseño reales posibles).

J.4.3.3 Forma de trabajar con el método

J.4.3.3.1 Reglas básicas

Los cálculos deben hacerse en el estado corroído. Pueden ser necesarias varias iteraciones.

Cuando las dos placas tubulares de un haz de tubos tengan distintas dimensiones, materiales o condiciones de apoyo en los bordes, los cálculos deben hacerse para cada placa tubular.

El cálculo comienza con el apartado J.5.1. Como mínimo, en el apartado J.5.2 debe suponerse un valor para el espesor de la placa de tubos e_p . A continuación, dependiendo del tipo de intercambiador de calor, tiene que utilizarse el capítulo J.6 o el capítulo J.7.

Los capítulos J.8 y J.9 tienen que aplicarse siempre.

NOTA Muchos cálculos dentro de los capítulos J.5 a J.7 son independientes de e_p , sin embargo hay que tener en cuenta que l_x y e_F pueden cambiar si cambia e_p ; también f_p y F_B pueden depender de e_p . Por tanto, para estar en el lado seguro, se recomienda que después de cada cambio de e_p se repitan los cálculos comenzando por el apartado J.5.2.

J.4.3.3.2 Conclusiones principales

Si la relación total de cargas calculada $\Phi_{p,t}$ es inferior a 1,0, el resultado es aceptable; pero el espesor real requerido de la placa tubular puede ser inferior al supuesto, en cuyo caso debería repetirse el cálculo utilizando un valor menor de e_p .

Si la relación total de cargas calculada $\Phi_{p,t}$ es superior a 1,0, el resultado no es aceptable, en cuyo caso el espesor supuesto de la placa tubular e_p tiene que aumentarse repitiendo a continuación el cálculo.

J.4.3.3.3 Reglas adicionales

Si para haces de tubos con placas tubulares fijas sin fuelle de dilatación determinantes los criterios de fatiga, el diseño debe basarse en el capítulo J.10, Evaluación de la fatiga. En estos casos, no sólo un espesor mayor de la placa tubular puede conducir a resultados aceptables, por ejemplo un diseño menos rígido, sino que en algunos casos el resultado puede ser un diseño bastante mejor.

J.5 Parámetros para todos los tipos

J.5.1 Diámetros y anchuras

J.5.1.1 Diámetro exterior d_1 de la región con tubos

J.5.1.1.1 Generalidades

El procedimiento para calcular d_1 se da a continuación.

NOTA Los límites superior e inferior de d_1 pueden establecerse considerando el espacio dentro de la región con tubos que está disponible para tubos adicionales. d_1 se calcula a partir de los límites.

J.5.1.1.2 Diámetro máximo $d_{1(\text{máx.})}$

$d_{1(\text{máx.})}$ se determina como sigue:

$$d_{1(\text{máx.})} = 2r_0 + d_T \quad (\text{J.5.1-1})$$

NOTA Si un tubo aislado o un grupo pequeño de tubos queda fuera de la región con tubos principal (en una distancia mayor de un paso), debería despreciarse cuando se determina r_0 y d_T .

J.5.1.1.3 Diámetro mínimo $d_{1(\text{mín.})}$

J.5.1.1.3.1 Definición de zonas trapezoidales

Se trazan las líneas tangentes a los tubos exteriores para rodear la región con tubos con un polígono. Deben despreciarse las posiciones de los tirantes.

NOTA 1 Se muestra un ejemplo en las figuras J-7(c) y J-7(d).

NOTA 2 Para simplificar, cuando dos líneas tangentes tienen pendientes aproximadamente iguales, pueden sustituirse por una línea tangente única si esta línea queda fuera de los centros de cualquier tubo que cruce (es decir, si corta menos de una sección semitubular) (véase el área de la altura b_7 en la figura J-7(b)).

Se divide la región con tubos en zonas trapezoidales (perforadas o no perforadas) trazando líneas rectas paralelas a las filas de tubos.

Cuando la intersección de las líneas tangentes que forman el polígono queda más cerca de la línea entre centros de los tubos, la línea de construcción debe pasar a través de los centros de los tubos (véase la figura J-7(d)). Cuando la intersección de las líneas tangentes que forman el polígono queda más cerca de la línea tangente que de la línea entre centros de los tubos, la línea de construcción debe ser tangente a la fila de tubos (véase la figura J-7(b)). Esto también se aplica cuando la intersección está a media distancia entre la línea entre centros de los tubos y la línea tangente a los tubos. Se extienden las líneas de construcción al polígono circundante para formar áreas trapezoidales. Las alturas de las áreas trapezoidales se denotan como b_j ($j = 1, 2, \dots$) y las anchuras como c_j ($j = 0, 1, 2, \dots$).

J.5.1.1.3.2 Determinación de $A_{R(\text{mín.})}$

Se determina $A_{R(\text{mín.})}$ mediante uno de los siguientes tres métodos.

a) Conteo de tubos

Se determina el número total de tubos extras potenciales $N_{I(\text{mín.})}$ de la manera siguiente.

Se calcula el paso de los tubos p_b y p_c como sigue:

Sobre paso triangular:

$$p_b = 0,866p \quad (\text{J.5.1-2})$$

y

$$p_c = p \quad (\text{J.5.1-3})$$

Sobre paso cuadrado:

$$p_b = p \quad (\text{J.5.1-4})$$

y

$$p_c = p \quad (\text{J.5.1-5})$$

Para cada fila de tubos, se cuentan todas las posiciones sin ocupar dentro de la fila. Para las posiciones sin ocupar en los extremos de la fila, pueden añadirse múltiplos de medio tubo cuando la línea tangente queda dentro del centro del tubo extra potencial. Se obtiene así $N_{I(r)}$ para cada fila.

NOTA En la figura J-7(e) se muestra un ejemplo de esto.

Para una zona de partición de paso en la que la distancia entre las filas de tubos adyacentes es igual a un número entero de pasos de tubo, se cuentan todas las posiciones de tubos extras potenciales para obtener $N_{I(k)}$ para esa zona.

NOTA El área de la altura b_3 en la figura J-7(d) es una de las áreas en las que la distancia entre las filas de tubos adyacentes es igual a un número entero de pasos de tubo.

Para una zona de partición de paso u otra zona sin tubos, con distancias arbitrarias a las filas de tubos adyacentes, se calcula $N_{I(k)}$ para esa zona de la forma siguiente:

$$N_{I(k)} = \frac{[b_{k,p} + p_b](c_{k-1,p} + c_{k,p})}{2p_b \cdot p_c} \quad (\text{J.5.1-6})$$

En la ecuación J.5.1-6, $b_{k,p}$ es la distancia entre las líneas de los centros de las filas de tubos adyacentes y p_b es el correspondiente paso (vertical); $c_{k-1,p}$ y $c_{k,p}$ son las anchuras (superior e inferior) del área trapezoidal respectivamente; y p_c es el correspondiente paso (horizontal), véase la figura J-7(d). El número calculado $N_{I(k)}$ para cada zona de partición de este tipo debe redondearse al medio tubo superior más próximo.

NOTA El área de la altura b_5, p en la figura J-7(b) es un área sin tubos en la que la distancia entre las filas de tubos adyacentes es arbitraria.

$N_{I(\text{mín.})}$ es la suma de todos los tubos extras potenciales de las filas, $N_{I(r)}$, y todos los tubos extras potenciales de las zonas de partición de paso, $N_{I(k)}$. En casos extremos (cuando la disposición es muy compacta), $N_{I(\text{mín.})}$ puede ser igual a cero.

Se calcula el área $A_{R(\text{mín.})}$ de la manera siguiente:

$$A_{R(\text{mín.})} = (N_T + N_{I(\text{mín.})}) \cdot p_b \cdot p_c \quad (\text{J.5.1-7})$$

b) Cálculo de todas las áreas trapezoidales

Se calculan los valores b_j y c_j para cada área trapezoidal (véase la figura J-7(d)) como sigue:

- En las zonas perforadas, las alturas b_j tienen que calcularse como el múltiplo más próximo de p_b y $\frac{d_T}{2}$.

Las anchuras c_j se calculan de forma similar como el múltiplo más próximo de p_c y $\frac{d_T}{2}$. En caso de duda, siempre se asume el valor más pequeño.

- Para cualquier zona de partición de paso, la altura de la zona, sea o no un múltiplo exacto de p_b , se emplea en la ecuación J.5.1-8.

Se calcula $A_{R(\text{mín.})}$ para incluir todas las zonas perforadas y sin perforar de la manera siguiente:

$$A_{R(\text{mín.})} = 0,5 \cdot \{(c_0 + c_1) \cdot b_1 + (c_1 + c_2) \cdot b_2 + (c_2 + c_3) \cdot b_3 \dots\} = \sum_{j=1}^{j=j_{\text{máx.}}} 0,5 \cdot (c_{j-1} + c_j) \cdot b_j \quad (\text{J.5.1-8})$$

c) Medición del área

Se mide al área $A_{R(\text{mín.})}$

NOTA Esto podría hacerse con un ordenador u otro dispositivo.

J.5.1.1.3.3 Cálculo de $d_{1(\text{mín.})}$

Se calcula $d_{1(\text{mín.})}$ a partir de $A_{R(\text{mín.})}$, como sigue:

$$d_{1(\text{mín.})} = \sqrt{\frac{4A_{R(\text{mín.})}}{\pi}} \quad (\text{J.5.1-9})$$

NOTA Si $d_{1(\text{mín.})}$ excede $d_{1(\text{máx.})}$, el cálculo no es correcto y debería revisarse.

J.5.1.1.4 Diámetro promedio $d_{1(\text{av})}$

Se calcula $d_{1(\text{av})}$ como sigue

$$d_{1(\text{av})} = \frac{[d_{1(\text{mín.})} + d_{1(\text{máx.})}]}{2} \quad (\text{J.5.1-10})$$

J.5.1.1.5 Cálculo del diámetro exterior d_1

Se compara la diferencia de diámetro calculada y la tolerancia de diámetro admisible como sigue:

$$\Delta d_{(\text{act})} = d_{1(\text{máx.})} - d_{1(\text{mín.})} \quad (\text{J.5.1-11})$$

$$\Delta d_{(\text{all})} = \text{mín.} \{ 1,0p ; 0,03d_{1(\text{av})} \} \quad (\text{J.5.1-12})$$

Si se cumple la siguiente condición:

$$\Delta d_{(\text{act})} \leq \Delta d_{(\text{all})} \quad (\text{J.5.1-13})$$

En todos los cálculos siguientes se pone:

$$d_1 = d_{1(\text{av})} \quad (\text{J.5.1-14})$$

Si no se cumple la condición de la ecuación (J.5.1-13), se calcula M como sigue:

$$M = \text{Entero} \left(\frac{\Delta d_{(\text{act})}}{\Delta d_{(\text{all})}} \right) + 1 \quad (\text{J.5.1-15})$$

donde

$$\text{Entero} \left(\frac{\Delta d_{(\text{act})}}{\Delta d_{(\text{all})}} \right) \text{ es el entero menor o igual al valor de } \left(\frac{\Delta d_{(\text{act})}}{\Delta d_{(\text{all})}} \right)$$

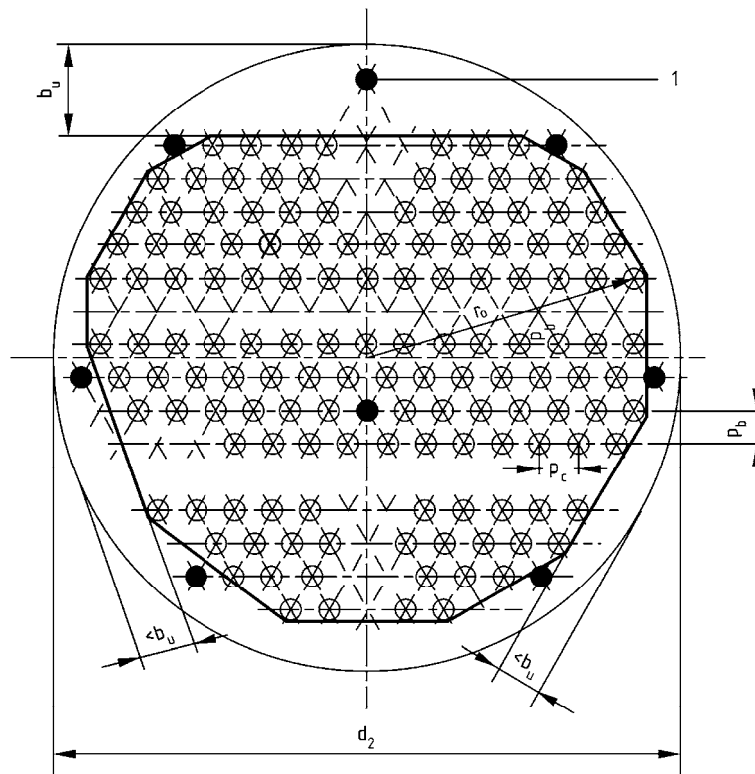
Se hacen todos los cálculos subsiguientes M veces con los valores de d_1 dados por:

$$d_1 = d_{1(\text{mín.})} + n \frac{(d_{1(\text{máx.})} - d_{1(\text{mín.})})}{(M-1)} \quad (\text{J.5.1-16})$$

donde $n = 0, 1, 2, \dots, (M-1)$

El resultado con la relación de cargas mayor, y por tanto con el mayor espesor de placa tubular requerido, debe tomarse como el espesor requerido para la placa tubular.

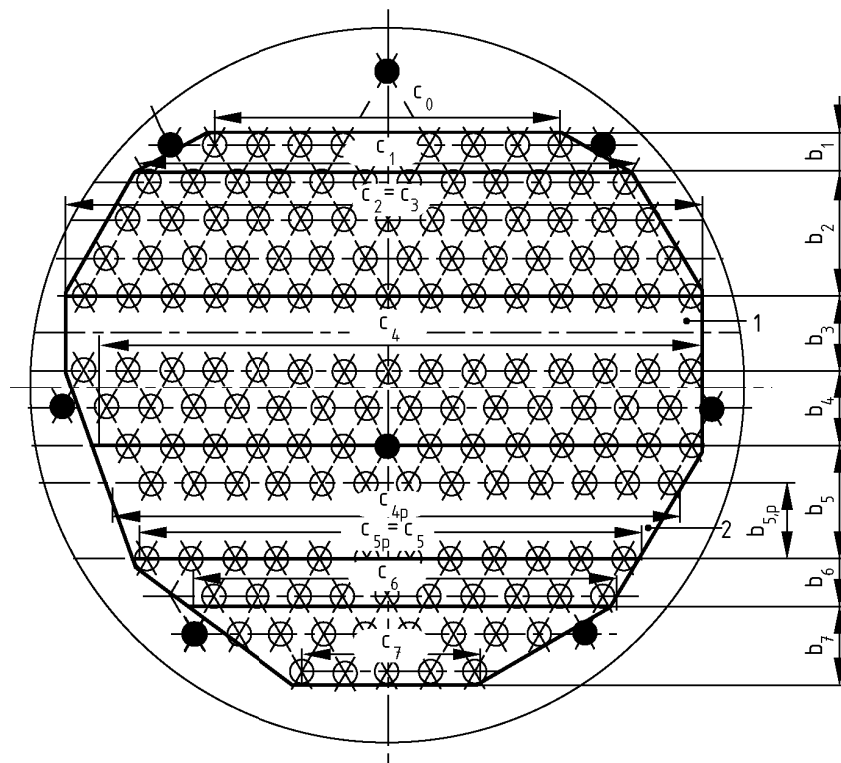
NOTA Los cálculos repetidos son necesarios para minimizar el error de los cálculos para los que se asume simetría de los componentes que no son axisimétricos.



Leyenda

1 Tirante

Figura J-7(a) – Construcción del polígono que rodea el área con tubos



Leyenda

- 1 Partición de paso con una altura igual a un múltiplo del paso de los tubos
 2 Partición de paso con una altura arbitraria

NOTA Las ecuaciones para calcular las dimensiones de la figura J-7(d) son:

Área 1	$c_0 = 8p_c + \frac{d_T}{2}$;	$b_1 = p_b$	
Área 2	$c_1 = 11p_c + \frac{d_T}{2}$;	$b_2 = 3p_b + \frac{d_T}{2}$	
Área 3	$c_2 = 14p_c + 2\left(\frac{d_T}{2}\right)$;	$b_3 = 2p_b$	
Área 4	$c_3 = 14p_c + 2\left(\frac{d_T}{2}\right)$;	$b_4 = 2p_b$	
Área 5	$c_4 = 13p_c + 2\left(\frac{d_T}{2}\right)$;	$b_5 = p_b + b_{5,p}$	
Área 6	$c_5 = 11p_c + 2\left(\frac{d_T}{2}\right)$;	$b_6 = p_b + \frac{d_T}{2}$	
Área 7	$c_6 = 9p_c + 2\left(\frac{d_T}{2}\right)$;	$b_7 = 2p_b$;	$c_7 = 4p_c + \frac{d_T}{2}$

Figura J-7(b) – Construcción de zonas trapezoidales

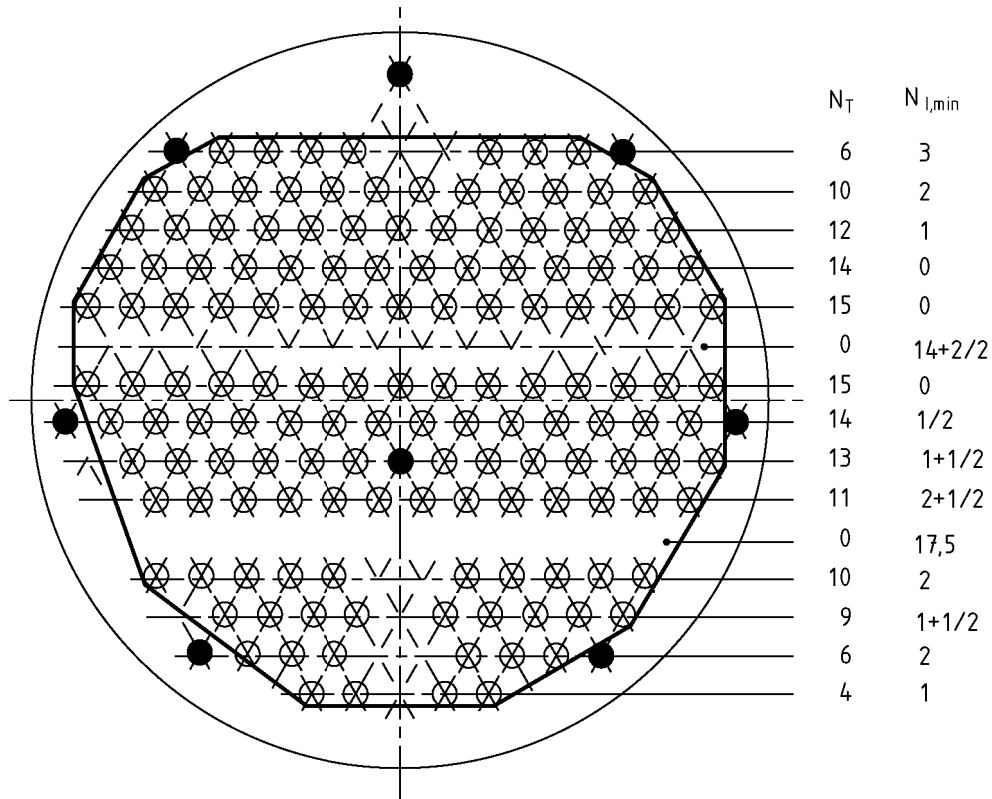


Figura J-7(c) – Método de cálculo de los tubos

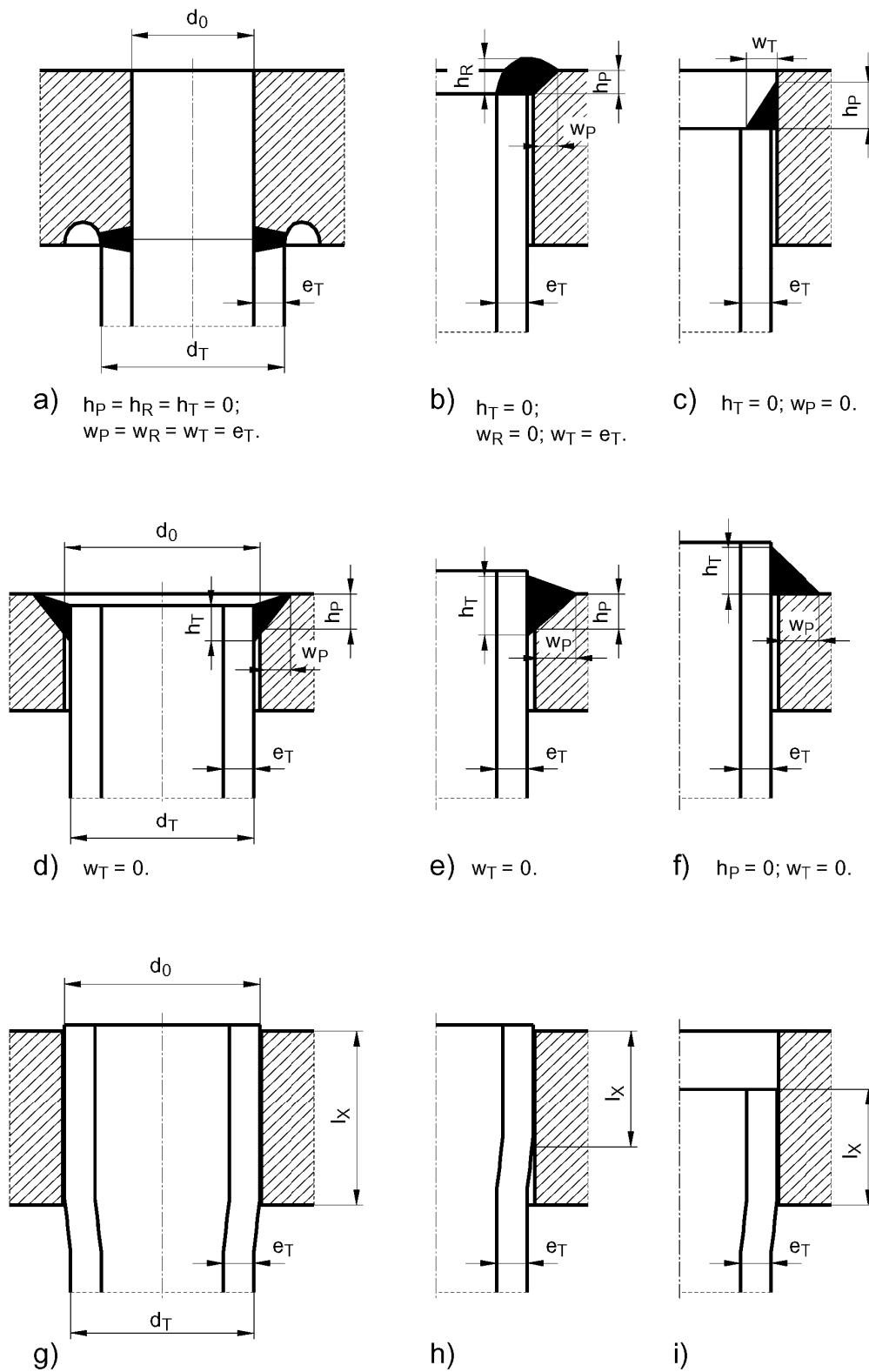


Figura J-8 – Conexiones de tubo a placa tubular

J.5.1.2 Otros diámetros, anchuras y parámetros

El diámetro exterior de la región de la placa tubular sometida a presión del fluido por ambos lados debe calcularse a partir de

$$d_2 = \min. \{ \max.(d_C, d_{GC}); \max.(d_S, d_{GS}) \} \quad (\text{J.5.1-17})$$

A continuación debe calcularse lo siguiente:

$$b_R = (d_2 - d_1)/2 \quad (\text{J.5.1-18})$$

$$\lambda_R = 2 \cdot b_R / d_1 \quad (\text{J.5.1-19})$$

$$b_S = \{ \max.(d_C; d_{GC}) - \max.(d_S; d_{GS}) \} / 2 \quad (\text{J.5.1-20})$$

$$\lambda_S = 2 \cdot b_S / d_2 \quad (\text{J.5.1-21})$$

NOTA b_S y λ_S pueden ser positivos o negativos y el signo debe respetarse estrictamente.

J.5.2 Perforación de la placa tubular

J.5.2.1 Orificios efectivos de los tubos

El diámetro efectivo de los orificios de los tubos debe determinarse a partir de:

$$d_{0,e} = \max. \{ d_0 - 2 \cdot \delta_X \cdot A_X / e_P; d_T - 2 \cdot e_T \} \quad (\text{J.5.2-1})$$

donde

$$\delta_X = \min. \{ 1, 0; f_T / f_P \} \quad (\text{J.5.2-2})$$

$$A_X = \left(l_X + \sqrt{d_T \cdot e_T} \right) \cdot e_T \quad (\text{J.5.2-3})$$

Para conexiones soldadas de tubo a placa tubular la longitud l_X es la altura de la soldadura h_T en el tubo; para tubos abocardados es la longitud abocardada l_X ; ambas se muestran en la figura J-8.

NOTA La ecuación (J.5.2-1) sólo puede evaluarse si se conoce e_P ; por tanto debe suponerse primero un valor para e_P .

J.5.2.2 Parámetros para un placa debilitada equivalente

La resistencia relativa a la flexión y la resistencia y relativa a la cortadura κ_P se calculan de la manera siguiente:

$$\varphi_P = 1 - d_{0,e} / p \quad (\text{J.5.2-4})$$

Para $\varphi_P < 0,50$:

$$\kappa_P = \sqrt{\varphi_P \cdot (1 - \varphi_P)} \quad (\text{J.5.2-5})$$

Para $\varphi_P \geq 0,50$: $\kappa_P = 0,50$ (J.5.2-6)

J.6 Placas tubulares no soportadas por tubos

J.6.1 Generalidades

NOTA 1 Los intercambiadores de calor en los cuales la placa tubular no tiene ningún apoyo en los tubos son como sigue: Tipo de tubos en U (figura J-1); intercambiadores con tubos tapados y una sola placa tubular, por ejemplo, calentadores eléctricos, intercambiadores con tubos curvados en general y una, dos o más placas de tubos.

NOTA 2 Para los cálculos últimos, las fuerzas axiales activas se expresan en función de las presiones activas correspondientes (P_D , P_R ; fuerzas por unidad de superficie de la placa tubular). Las presiones reactivas sobre placas tubulares no apoyadas no actúan (o son despreciables; y por tanto es $P_Q = P_D$). El parámetro de distribución de momentos η se necesita para cálculos posteriores.

J.6.2 Presiones activas

J.6.2.1 Diferencia de presiones directas del fluido en toda la placa tubular

$$P_D = P_T - P_S \quad (\text{J.6.2-1})$$

J.6.2.2 Presión resultante de fuerza de cortadura en el límite exterior de la región de los tubos

$$P_R = P_D \quad (\text{J.6.2-2})$$

J.6.3 Presión determinante y parámetro de distribución

$$P_Q = P_D \quad (\text{J.6.3-1})$$

$$\eta^2 = \min. \left(1; \frac{12 \cdot \kappa_P \cdot \varphi_P \cdot f_P \cdot e_P^2}{|P_D| \cdot d_1^2} \right) \quad (\text{J.6.3-2})$$

Después de este apartado el cálculo se continúa con el capítulo J.8. Hasta este punto, el espesor de la placa tubular sólo se ha necesitado en las ecuaciones (J.5.2-1) y (J.6.3-2) Teniendo en cuenta estas excepciones, todos los retornos iterativos posteriores están limitados según el apartado J.8.3 y lo siguiente.

Esta regla no es válida para la repetición de los cálculos completos con distintos diámetros d_1 (véase J.5.1.1.5).

J.7 Placas tubulares soportadas por tubos rectos

J.7.1 Parámetros generales y constantes

J.7.1.1 Alcance

NOTA 1 Los intercambiadores de calor en los cuales las placas tubulares se apoyan en los tubos son de los tipos siguientes: Cabezal flotante sumergido; cabezal flotante sellado externamente; cabezal flotante sellado internamente; placas tubulares fijos con fuelle de dilatación; placas tubulares fijos sin fuelle de dilatación. (figuras J-2 a J-6).

NOTA 2 Para los últimos cálculos, las fuerzas axiales activas se expresan en función de las presiones activas correspondientes (P_D , P_E , P_R ; fuerzas por unidad de superficie de la placa tubular). Presiones reactivas sobre las placas tubulares (Q_A , Q_B , debidas a fuerzas axiales en los tubos) pueden reducir la fuerza axial efectiva resultante P_Q determinante. Los parámetros de distribución de fuerzas y momentos ζ y η son necesarios para la determinación de P_Q .

J.7.1.2 Superficies relativas en la región con tubos

Las superficies relativas cargadas con la presión del fluido en la región con tubos son:

$$x_T = 1 - N_T \cdot \left(\frac{d_T - 2 \cdot e_T}{d_1} \right)^2 \quad (\text{J.7.1-1})$$

$$x_S = 1 - N_T \cdot \left(\frac{d_T}{d_1} \right)^2 \quad (\text{J.7.1-2})$$

La diferencia entre ambas es la sección transversal relativa de los tubos en la región con tubos:

$$\vartheta = x_T - x_S = 4 \cdot N_T \cdot (d_T - e_T) \cdot e_T / d_1^2 \quad (\text{J.7.1-3})$$

J.7.1.3 Longitud de pandeo de los tubos

La carga de pandeo de los tubos se expresa mediante la longitud de pandeo $l_{T,K}$. Esta longitud depende del apoyo que den los deflectores pero no de las cargas. La longitud de pandeo tiene que determinarse para el peor de todos los tubos del haz de tubos, que es el tubo que tenga la mayor longitud de pandeo.

La figura J-9 muestra cómo tiene que determinarse el número efectivo de deflectores de apoyo $N_{B,e}$, dependiendo del número total verdadero $N_{B,t}$. Si a diferencia de la figura J-9 todos los deflectores soportan todos los tubos, entonces es $N_{B,e} = N_{B,t}$.

Dependiendo del número efectivo de tubos $N_{B,e}$ la longitud de pandeo se determina de la forma siguiente:

Para $N_{B,e} = 0$:

$$l_{T,K} = 0,50 \cdot L_T \quad (\text{J.7.1-4})$$

Para $N_{B,e} = 1$ $l_C \leq l_A$:

$$l_{T,K} = \sqrt{0,250 \cdot l_A^2 + 0,106 \cdot l_A \cdot l_C + 0,132 \cdot l_C^2} \quad (\text{J.7.1-5})$$

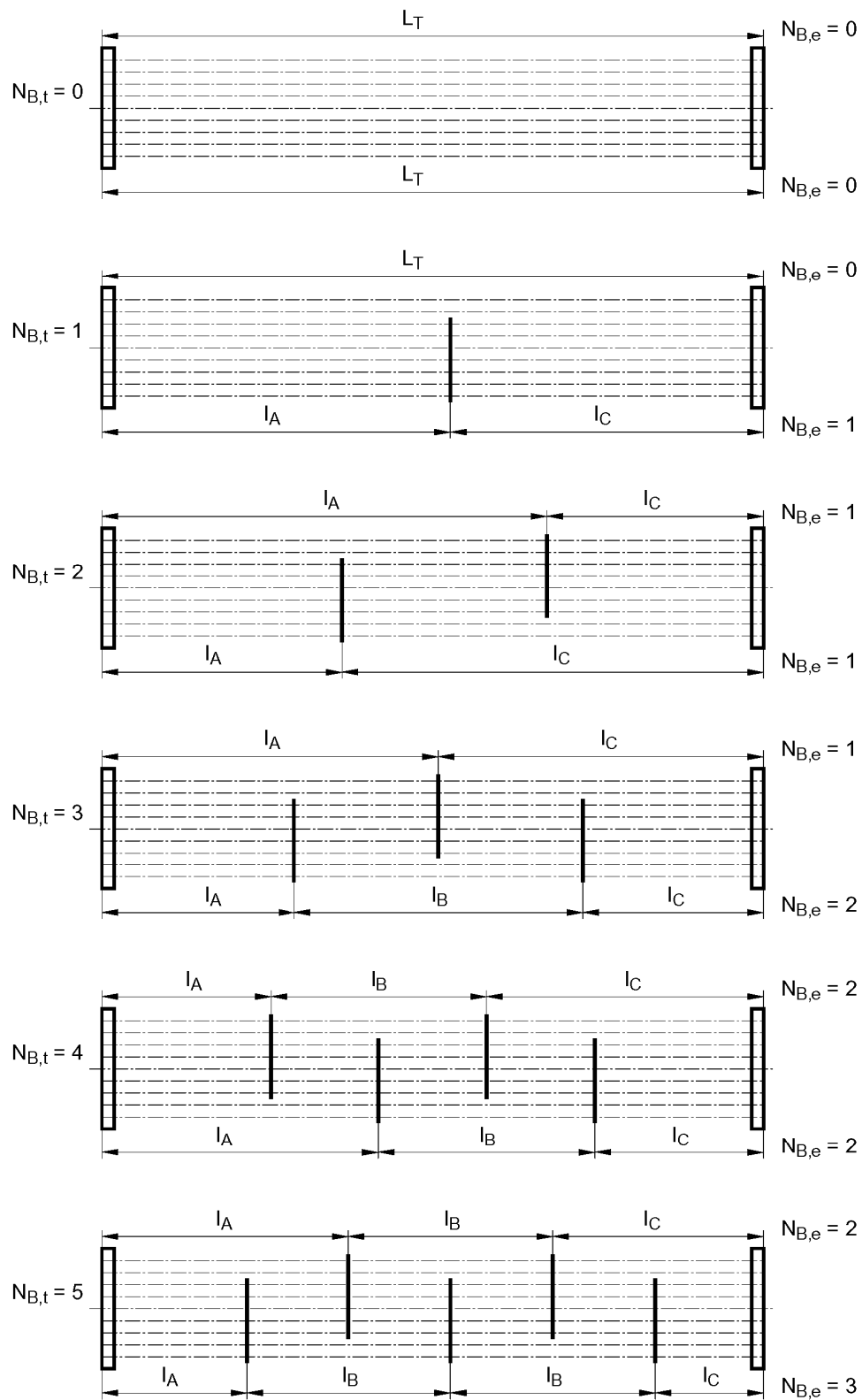


Figura J-9 – Definición de las longitudes de la región de tubos l_A , l_B , l_C , básicamente para pandeo

Para $N_{B,e} \geq 2$:

$$l_{T,K} = \text{máx.} \{0,70 \cdot l_A; Y \cdot l_B; 0,70 \cdot l_C\} \quad (\text{J.7.1-6})$$

Para $l_C \leq l_A$:

$$\lambda_A = l_A/l_B = l_A:l_B \quad (\text{J.7.1-7})$$

$$\lambda_C = l_C/l_B = l_C:l_B \quad (\text{J.7.1-8})$$

$$Y = \sqrt{C_0 + C_A \cdot \lambda_A + C_C \cdot \lambda_C + C_{AA} \cdot \lambda_A^2 + C_{AC} \cdot \lambda_A \cdot \lambda_C + C_{CC} \cdot \lambda_C^2} \quad (\text{J.7.1-9})$$

Los coeficientes C_0 a C_{CC} se dan en la tabla J-1. La evaluación de la ecuación (J.7.1-9) no es necesaria para $\lambda_A > 1,43$. Entonces puede suponerse $Y = 1,00$, que en estos casos no es determinante.

NOTA 3 En el caso general es $0,50 \leq Y \leq 1,00$.

Para $N_{B,e} > 10$ debe utilizarse:

$$Y = 1,00 \quad (\text{J.7.1-10})$$

NOTA 4 La determinación dada de longitud de pandeo $l_{T,K}$ está basada en nuevos cálculos. Difiere respecto a la del apartado 13.9 y por tanto se ha seleccionado una denominación distinta de $l_{T,bk}$ {C: Subíndice "K" del alemán "Knickung" (= palabra especial para pandeo de vigas)}.

NOTA 5 Si es necesario presuponer $l_C \leq l_A$ puede obtenerse fácilmente intercambiando l_C y l_A .

NOTA 6 Para cabezales flotantes sellados internamente, si no se impide el pandeo de los tubos conectados con retorcimiento simultáneo de todo el haz de tubos mediante detalles constructivos (por ejemplo, un perno en una ranura longitudinal), contrariamente a la determinación dada, debería suponerse siempre $l_{T,K} = 1,0 \cdot L_T$.

Tabla J-1 – Coeficientes para la determinación de las longitudes de pandeo

$N_{B,e} =$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$C_0 =$	0,250 0	0,488 8	0,663 5	0,772 3	0,839 1	0,881 6	0,909 2	0,929 2	0,943 1
$C_A =$	0,106	0,102	0,069	0,039	0,029	0,015	0,011	0,009	0,007
$C_C =$	0,114	0,110	0,067	0,039	0,029	0,015	0,011	0,009	0,007
$C_{AA} =$	0,132	0,091	0,069	0,057	0,038	0,032	0,024	0,018	0,014
$C_{AC} =$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$C_{CC} =$	0,080	0,010	0,000	0,000	0,000	0,005	0,005	0,004	0,004

J.7.1.4 Espesores efectivos de la garganta de soldaduras de extremos de tubos

Para las distintas formas de soldaduras de tubo a placa tubular (véase la figura J de-8), se utilizan en los cálculos siguientes distintos espesores efectivos de garganta (independientes de las cargas) de la manera siguiente:

$$a_{T,P} = \frac{0,6 \cdot h_p^2 + w_p^2}{\sqrt{h_p^2 + w_p^2}} \quad (\text{J.7.1-11})$$

$$a_{T,R} = \frac{0,6 \cdot h_R^2 + w_R^2}{\sqrt{h_R^2 + w_R^2}} \quad (\text{J.7.1-12})$$

$$a_{T,T} = \frac{0,6 \cdot h_T^2 + w_T^2}{\sqrt{h_T^2 + w_T^2}} \quad (\text{J.7.1-13})$$

Si en la figura J-8 h_R y/o w_R no están definidos, esos valores deben tomarse como la media entre la placa y el tubo:

$$h_R = (h_p + h_T)/2 \quad (\text{J.7.1-14})$$

$$w_R = (w_p + w_T)/2 \quad (\text{J.7.1-15})$$

J.7.2 Presiones directas activas

Diferencia de presiones directas del fluido en toda la placa tubular

$$P_D = P_T - P_S \quad (\text{J.7.2-1})$$

Diferencia de presiones efectivas del fluido en la región con tubos de la placa tubular:

$$P_E = P_T \cdot x_T - P_S \cdot x_S \quad (\text{J.7.2-2})$$

J.7.3 Apoyo de los tubos

J.7.3.1 Tensiones longitudinales admisibles en los tubos

J.7.3.1.1 Las tensiones de tracción o longitudinales admisibles en los tubos deben calcularse a partir de:

$$f_{T,t} = f_T - \frac{|P_S| \cdot d_T}{2 \cdot e_T} \quad (\text{J.7.3-1})$$

Si $f_{T,t}$ es negativa, los tubos están sobrecargados por la presión del fluido P_S y deben que rediseñarse.

J.7.3.1.2 Las tensiones de compresión longitudinales admisibles en los tubos deben calcularse a partir de:

$$f_{T,c} = \sigma_{T(P)} + \frac{f_T - |\sigma_{T(P)}|}{\sqrt{1 + \left\{ \frac{1,216}{E_T} \cdot (1,30 \cdot f_T - |\sigma_{T(P)}|) \cdot \left(\frac{l_{T,K}}{d_T - e_T} \right)^2 \right\}^2}} \quad (\text{J.7.3-2})$$

donde

$$\sigma_{T(P)} = \frac{P_S \cdot d_T^2 - P_T \cdot (d_T - 2 \cdot e_T)^2}{6 \cdot (d_T - e_T) \cdot e_T} \quad (\text{J.7.3-3})$$

NOTA 1 Si $f_{T,c}$ es negativa, los tubos podrían sufrir pandeo debido a la presión del fluido P_T , incluso sin fuerza de compresión axial. Entonces los tubos no proporcionan ningún apoyo, sino que son una carga adicional para las placas tubular. Tal situación es desafortunada pero no está prohibida. Deberían adoptarse precauciones.

NOTA 2 Este cálculo de las tensiones de compresión longitudinales admisibles en los tubos supone una mayor seguridad y por tanto es más conservador que el cálculo según el apartado 13.9.3, porque aquí se está aplicando análisis de límites.

J.7.3.2 Tensiones de diseño calculadas para la conexión de tubo a placa tubular

J.7.3.2.1 Para extremos de tubos solamente soldados la tensión de diseño para la conexión debe calcularse de la manera siguiente:

$$f_X = f_{XW} = \min.(f_P \cdot a_{T,P}; f_R \cdot a_{T,R}; f_T \cdot a_{T,T}) / e_T \quad (\text{J.7.3-4})$$

donde

$$f_R = (f_P + f_T) / 2 \quad (\text{J.7.3-5})$$

J.7.3.2.2 Para extremos de tubos solamente abocardados la tensión de diseño para la conexión debe calcularse de la manera siguiente:

$$f_X = f_{XE} = 2 \cdot f_T \cdot l_X \cdot \mu_X / (d_T - e_T) \quad (\text{J.7.3-6})$$

donde se toma

$\mu = 0,25$ para orificios sin ranuras;

$\mu = 0,35$ para orificios con una ranura;

$\mu = 0,50$ para orificios con 2 o más ranuras.

La figura J-8 muestra algunas conexiones abocardadas típicas en las cuales puede verse, por ejemplo, la longitud l_X .

J.7.3.2.3 Para extremos de tubos abocardados y soldados las tensiones de diseño para la conexión pueden suponerse de esta manera:

$$f_X = f_{XW} + 0,6 \cdot f_{XE} \quad (\text{J.7.3-7})$$

NOTA Si la longitud del abocardado y el abocardamiento se hace después de la soldadura, en lugar del factor 0,6 de la ecuación (J.7.3-8) se permite utilizar un factor mayor 0,8 ... 1,0.

J.7.3.3 Fuerzas axiales admisibles por unidad de superficie del haz de tubos

$$[Q_t] = \vartheta \cdot \min.\{f_{T,t}; f_X\} \quad (\text{J.7.3-8})$$

$$[Q_c] = \vartheta \cdot \min.\{f_{T,c}; f_X\} \quad (\text{J.7.3-9})$$

NOTA Normalmente es $- [Q_c] < + [Q_t]$. Si no se cumple esta condición en casos excepcionales ($f_{T,c} < 0$), el haz de tubos se sobrecarga y debería rediseñarse.

J.7.4 Presiones reactivas

Las fuerzas axiales reactivas esperadas por unidad de superficie del haz de tubos en la región con tubos son Q_t en la zona interior y Q_A en la zona exterior. Tienen que determinarse de la manera siguiente:

Para $P_E > + [Q_c]$:

$$Q_t = - [Q_c] \quad (\text{J.7.4-1})$$

$$Q_A = + [Q_t] \quad (\text{J.7.4-2})$$

Para $-[Q_t] \leq P_E \leq +[Q_c]$:

$$Q_I = -P_E \quad (\text{J.7.4-3})$$

Para $P_R > 0$:

$$Q_A = +[Q_t] \quad (\text{J.7.4-4})$$

Para $P_R < 0$:

$$Q_A = -[Q_c] \quad (\text{J.7.4-5})$$

NOTA Si $P_R = 0$ y $Q_I = -P_E$, entonces Q_A , P_I y P_A (véase J.7.6.1) no se requieren, ya que siempre se cumple: $\zeta^2 = \eta^2 = 1$ y $P_Q = 0$ (véase J.7.6 que trata estos términos).

Utilizando estos resultados, la condición (J.7.6-4) para el requisito mínimo de la resistencia del haz de tubos se cumple y puede despreciarse el resto del apartado J.7.6.

Para $P_E < -[Q_t]$:

$$Q_I = +[Q_t] \quad (\text{J.7.4-6})$$

$$Q_A = -[Q_c] \quad (\text{J.7.4-7})$$

J.7.5 Presión resultante activa

J.7.5.1 Generalidades

La fuerza de cortadura axial activa resultante en el límite exterior de la región con tubos se expresa mediante una presión correspondiente P_R . Es una carga activa para todos los tipos, excepto intercambiadores de calor con placas tubulares fijas sin fuelle dilatación en los cuales también las fuerzas reactivas están incluidas en P_R .

J.7.5.2 Cabezal flotante sumergido (véase la figura J-2)

$$P_R = +P_D = +P_T - P_S \quad (\text{J.7.5-1})$$

J.7.5.3 Cabezal flotante sellado externamente (d_K se muestra en la figura J-3)

$$P_R = +P_D + P_S \cdot (d_K/d_1)^2 = +P_T + P_S \cdot \{(d_K/d_1)^2 - 1\} \quad (\text{J.7.5-2})$$

J.7.5.4 Cabezal flotante sellado internamente (d_K se muestra en la figura J-4)

$$P_R = -P_D \cdot \{(d_K/d_1)^2 - 1\} = +(P_S - P_T) \cdot \{(d_K/d_1)^2 - 1\} \quad (\text{J.7.5-3})$$

J.7.5.5 Placas tubulares fija con fuelle de dilatación (d_K se muestra en la figura J-5)

$$P_R = +P_D + P_S \cdot (d_K/d_1)^2 = +P_T + P_S \cdot \{(d_K/d_1)^2 - 1\} \quad (\text{J.7.5-4})$$

J.7.5.6 Placas tubulares fijas sin fuelle de dilatación (véase la figura J-6)

Aquí P_R es estáticamente indeterminada. En lo que sigue, sólo se dan los valores extremos posibles y admisibles. Los últimos cálculos pueden hacerse utilizando cualquier valor de P_R comprendido entre los valores extremos dados; debe utilizarse el resultado final más favorable. Se recomienda hacer el primer cálculo para $P_R = 0$, si esto es posible (si $P_{R,\min.} < 0$ y $P_{R,\max.} > 0$).

NOTA La optimización mencionada de la resultante axial P_R es correcta independientemente del apriete de las conexiones de las bridas de las placas tubulares. Si no hay tales conexiones de bridas, no hay ninguna duda; de lo contrario, es recomendable adoptar precauciones. No hay todavía disponible un método de cálculo más completo.

$$P_{R,m\acute{a}x.} = \text{mín.} \{P_E + [Q_t]; (F_R + [F_c])/A_R\} \quad (\text{J.7.5-5})$$

$$P_{R,m\acute{i}n.} = \text{mín.} \{P_E - [Q_c]; (F_R - [F_t])/A_R\} \quad (\text{J.7.5-6})$$

Aquí se utilizan los parámetros siguientes:

$$A_R = d_1^2 \cdot \pi/4 \quad (\text{J.7.5-7})$$

$$F_R = P_D \cdot A_R + P_S \cdot d_S^2 \cdot \pi/4 = \{P_T \cdot d_1^2 + P_S \cdot (d_S^2 - d_1^2)\} \cdot \pi/4 \quad (\text{J.7.5-8})$$

Las fuerzas axiales admisibles de tracción y compresión en la envolvente ($[F_t]$ y $[F_c]$) deberían determinarse de acuerdo con el apartado 16.14. Para mayor comodidad, se incluyen a continuación las fórmulas correspondientes:

$$[F_t] = \pi d_S \cdot e_S \cdot [\sigma_{Sxt}] \cdot \text{mín.} \{1; 1 + P_S/[P_{Si}]\} \quad (\text{J.7.5-9})$$

$$[F_c] = \pi d_S \cdot e_S \cdot [\sigma_{Sxt}] \cdot \text{mín.} \{[\sigma_{Sxc}]/[\sigma_{Sxt}]; 1 - P_S/[P_{Si}]; 1 + P_S/[P_{Se}] - P_S/(2 \cdot [P_{Si}])\} \quad (\text{J.7.5-10})$$

Aquí se utilizan los símbolos adicionales siguientes:

$[P_{Si}]$ es la presión interna del fluido admisible para la envolvente; $[P_{Si}] = P_{m\acute{a}x.}$ (7.4)

$[P_{Se}]$ es la presión externa del fluido admisible para la envolvente; $[P_{Se}] = P_{e,m\acute{a}x.}$ (16.14)

$[\sigma_{Sxt}]$ es la tensión de tracción longitudinal admisible en la envolvente; $[\sigma_{Sxt}] = f_S$

$[\sigma_{Sxc}]$ es la tensión de compresión longitudinal admisible en la envolvente; $[\sigma_{Sxc}] = \sigma_{c,all}$ (16.14)

J.7.6 Presión determinante que representa la fuerza axial efectiva resultante

J.7.6.1 Resultantes de las fuerzas axiales activas y reactivas por unidad de superficie del haz de tubos

$$P_1 = P_E + Q_1 \quad (\text{J.7.6-1})$$

$$P_A = P_E + Q_A \quad (\text{J.7.6-2})$$

NOTA Si la resistencia de los tubos es suficientemente grande para dar un apoyo óptimo a las placas tubulares, entonces es $P_1 = 0$. Además, aunque este óptimo no se alcance, el haz de tubos puede tener un diseño aceptablemente bueno.

J.7.6.2 Parámetro de distribución de las fuerzas

El parámetro de distribución de las fuerzas ζ debe calcularse de esta manera:

$$\zeta^2 = (P_A - P_R)/(P_A - P_1) \quad (\text{J.7.6-3})$$

Un requisito mínimo necesario para la resistencia del haz de tubos es:

$$0 \leq \zeta^2 \leq 1 \quad (\text{J.7.6-4})$$

Si no se cumple este requisito, el haz de tubos no es capaz de soportar las cargas activas y debe rediseñarse.

J.7.6.3 Presión determinante

J.7.6.3.1 La fuerza axial efectiva resultante determinante está representada por la presión P_Q ; depende del parámetro de distribución de las fuerzas ζ y del parámetro de distribución de los momentos η . P_Q y η tienen que determinarse simultáneamente utilizando el algoritmo siguiente:

El primer lugar hay que calcular:

$$\eta_{\min.}^2 = \frac{12 \cdot \kappa_P \cdot \varphi_P \cdot f_P \cdot e_P^2}{|P_D| \cdot d_1^2} \quad (\text{J.7.6-5})$$

J.7.6.3.2 Caso especial $|P_1| > 0$ y $\zeta > \eta_{\max.}$

Luego, calcular:

$$\eta_{\max.}^2 = \eta_{\min.}^2 \cdot |P_A/P_1| \quad (\text{J.7.6-6})$$

Si verdaderamente $\zeta > \eta_{\max.}$, se utilizan los siguientes valores y el cálculo se continúa en el capítulo J.8; de lo contrario, tiene que continuarse en el apartado J.7.6.3.3.

$$\eta = \eta_{\max.} = \sqrt{\eta_{\max.}^2} \quad (\text{J.7.6-7})$$

$$P_Q = (P_A - P_1) \cdot \{1 - \zeta^2 + \zeta^2 \cdot \ln \zeta^2\} + P_1 \quad (\text{J.7.6-8})$$

J.7.6.3.3 Otros casos.

Se calculan los parámetros auxiliares siguientes:

$$u = \zeta^2 \cdot |P_1/P_A| \quad (\text{J.7.6-9})$$

$$v = \eta_{\min.}^2 - u \quad (\text{J.7.6-10})$$

Se adopta un valor inicial $w = 1,5$ y luego se calcula:

$$\eta^2 = \zeta^2 + \left[(v - u \cdot w) / 2 \right] + \sqrt{\left[(v - u \cdot w) / 2 \right]^2 + \zeta^2 \cdot v \cdot w} \quad (\text{J.7.6-11})$$

Se determina con mayor precisión

$$w = 2 \cdot (\eta / \zeta + 1) / (\eta / \zeta + 2) \quad (\text{J.7.6-12})$$

y se calcula de nuevo η^2 a partir de la ecuación (J.7.6-11).

NOTA Las ecuaciones (J.7.6-11) y (J.7.6-12) pueden tratarse como un ciclo iterativo hasta alcanzar cualquier precisión; pero el algoritmo propuesto sin repetición de la ecuación (J.7.6-12) es suficientemente preciso a efectos prácticos.

SI $\eta^2 < 1,0$ entonces se utiliza η según se ha determinado y se calcula

$$P_Q = (P_A - P_1) \cdot \{1 - 3 \cdot \zeta^2 + 2 \cdot \zeta^3 / \eta + \zeta^2 \cdot \ln \eta^2\} + P_1 \quad (\text{J.7.6-13})$$

de lo contrario ($\eta^2 \geq 1,0$) se toma

$$\eta = 1,0 \quad (\text{J.7.6-14})$$

y se calcula

$$P_Q = (P_A - P_1) \cdot \{1 - 3 \cdot \zeta^2 + 2 \cdot \zeta^3\} + P_1 \tag{J.7.6-15}$$

J.8 Momentos flectores en los bordes

Las figuras J-10 a J-13 muestran (esquemáticamente simplificadas) cuatro configuraciones esenciales de bordes distintas, cada una de ellas con dos variantes ($b_S > 0$ lado del canal; $b_S < 0$ lado de la envolvente). Se hace referencia a estas figuras en la siguiente determinación de M_A, M_B, M_C, M_D .

J.8.1 M_A = momento flector de la carga activa de los pernos

Configuración del borde de acuerdo con la figura J-10: Ambos lados integrales (sin junta):

$$M_A = 0 \tag{J.8.1-1}$$

Configuración del borde de acuerdo con la figura J-11: Ambos lados con bridas (dos juntas).

$$M_A = -F_B \cdot b_S / (\pi d_2) \tag{J.8.1-2}$$

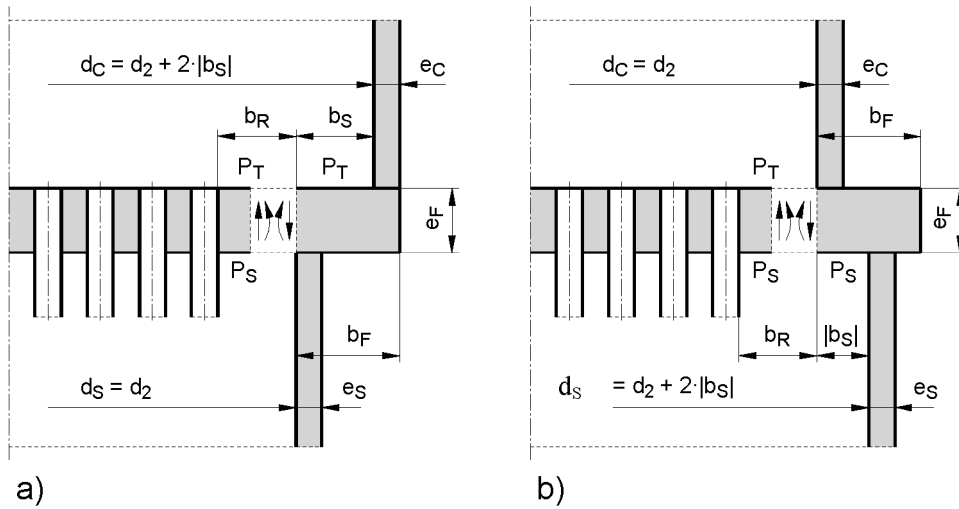


Figura J-10 – Ambos lados integrales (sin junta)

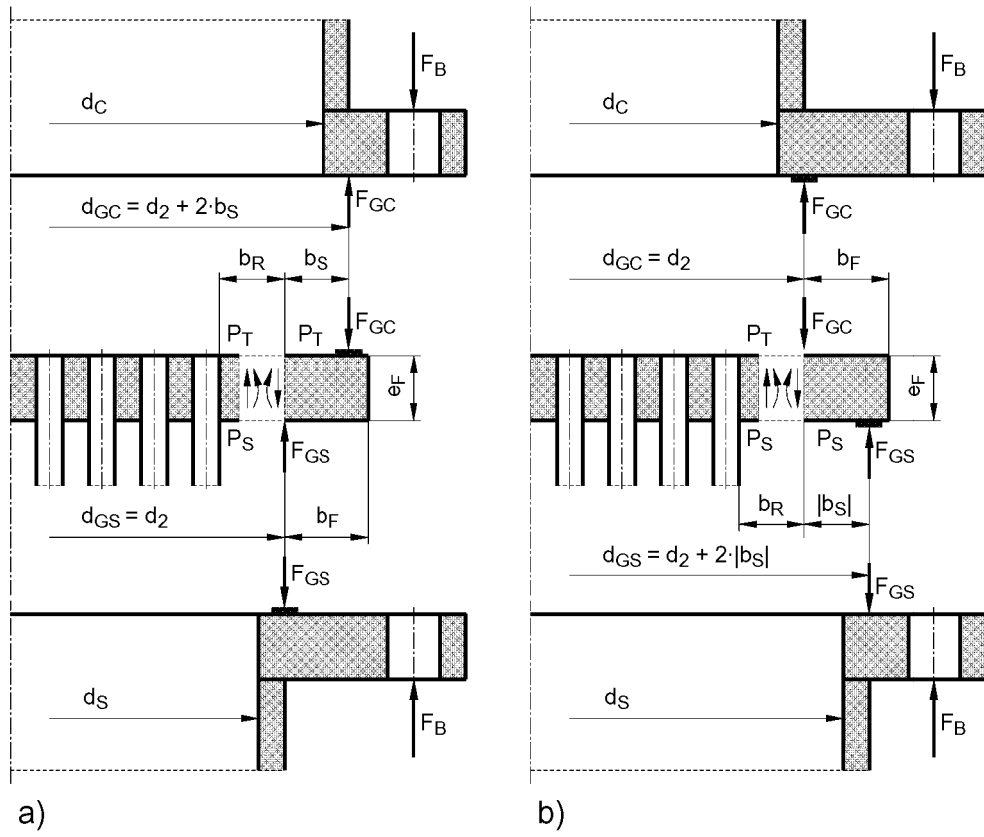


Figura J-11 – Ambos lados integrales (dos juntas)

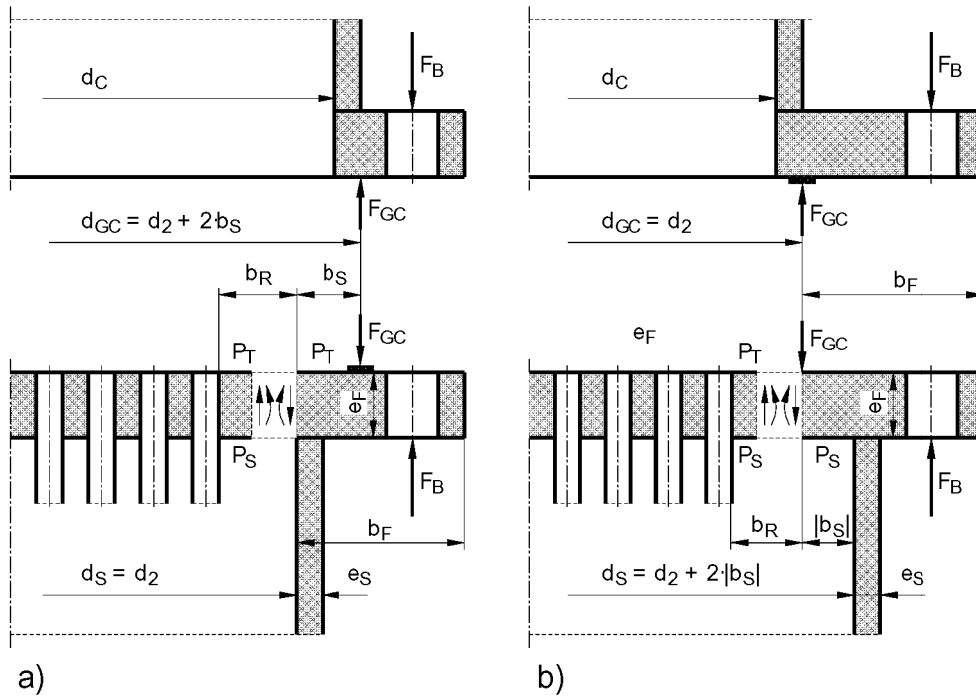


Figura J-12 – Canal con brida (una junta)

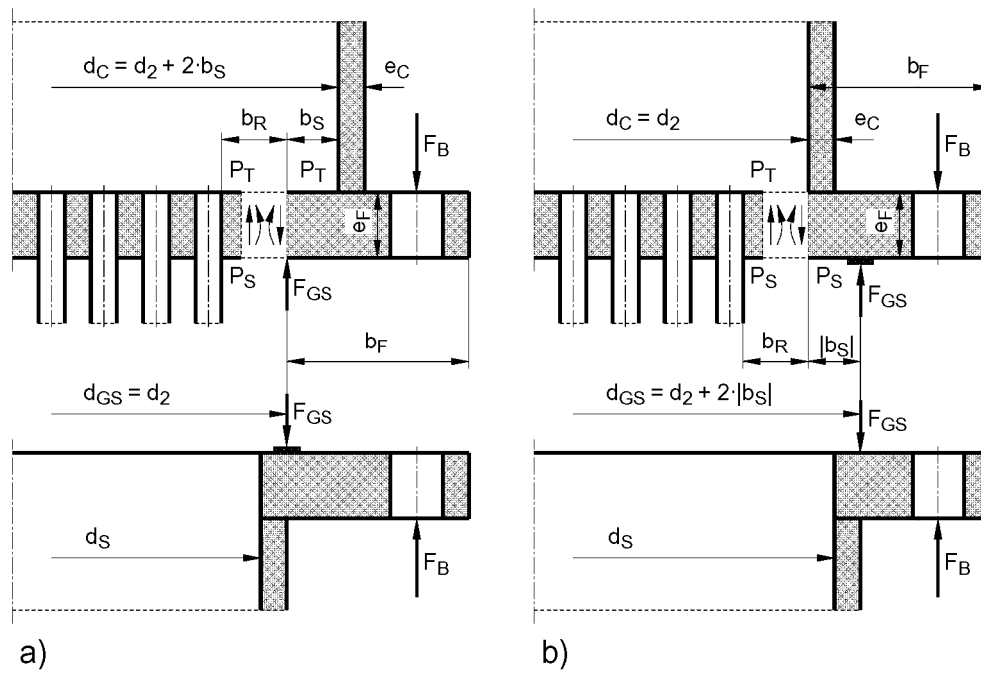


Figura J-13 – Envolvere con brida (una junta)

Configuración del borde de acuerdo con la figura J-12: Canal con brida (una junta):

$$M_A = +F_B \cdot (d_{3e} - d_{GC}) / (2 \cdot \pi d_2) \quad (\text{J.8.1-3})$$

Configuración del borde de acuerdo con la figura J-13: Envoltente con brida (una junta):

$$M_A = -F_B \cdot (d_{3e} - d_{GS}) / (2 \cdot \pi d_2) \quad (\text{J.8.1-4})$$

donde

$$d_{3e} = d_3 \cdot (1 - 2/n_B^2) \quad \dots (\text{J.8.1-5})$$

J.8.2 M_B = momento flector debido a la presión activa del fluido

Para todos los casos puede suponerse $|\lambda_S| < 0,05$ simple $M_B = 0$. Más preciso:

Todas las configuraciones de bordes con $b_S > 0$, $\lambda_S > 0$:

$$M_B = +P_T \cdot (d_2 + 2 \cdot b_S) \cdot b_S / 4 \quad (\text{J.8.2-1})$$

Todas las configuraciones de bordes con $b_S < 0$, $\lambda_S < 0$:

$$M_B = +\{P_S \cdot (d_2 - 2 \cdot b_S) + (P_D - P_R) \cdot d_1^2 / d_2\} \cdot b_S / 4 \quad (\text{J.8.2-2})$$

J.8.3 M_C = momento flector reactivo debido a componentes conectados

Configuración del borde de acuerdo con la figura J-10: Ambos lados integrales (sin junta):

$$M_C = \frac{f_F \cdot e_F^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot b_F}{d_2} \right) + \frac{e_C^2}{4} \cdot \sqrt{f_C^2 - 3 \cdot \left(\frac{P_T \cdot d_C}{4 \cdot e_C} \right)^2} + \frac{e_S^2}{4} \cdot \sqrt{f_S^2 - 3 \cdot \left(\frac{P_S \cdot d_S}{4 \cdot e_S} \right)^2} \quad (\text{J.8.3-1})$$

Configuración del borde de acuerdo con la figura J-11: Ambos lados con bridas (dos juntas):

$$M_C = \frac{f_F \cdot e_F^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot b_F}{d_2} \right) \quad (\text{J.8.3-2})$$

Configuración del borde de acuerdo con la figura J-12: Canal con brida (una junta):

$$M_C = \frac{f_F \cdot e_F^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot b_F}{d_2} \right) + \frac{e_S^2}{4} \cdot \sqrt{f_S^2 - 3 \cdot \left(\frac{P_S \cdot d_S}{4 \cdot e_S} \right)^2} \quad (\text{J.8.3-3})$$

Configuración del borde de acuerdo con la figura J-13: Envoltente con brida (una junta):

$$M_C = \frac{f_F \cdot e_F^2}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot b_F}{d_2} \right) + \frac{e_C^2}{4} \cdot \sqrt{f_C^2 - 3 \cdot \left(\frac{P_T \cdot d_C}{4 \cdot e_C} \right)^2} \quad (\text{J.8.3-4})$$

NOTA Si los términos bajo el radical (a la vez para el canal C como para la envoltente S) son negativos, entonces las envoltentes cilíndricas del canal o de la envoltente ya están en situación de sobrecarga por el solo hecho de la presión P_T o P_S .

J.8.4 M_D = limitación del momento flector reactivo por la placa tubular

Para todas las configuraciones de bordes es válida la misma limitación:

$$M_D = \frac{f_P \cdot e_{P,red}^2}{4} \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{P_R \cdot d_2}{2 \cdot f_P \cdot e_{P,red}} \right)^2 \right\} \quad (J.8.4-1)$$

NOTA Si toda la placa tubular tiene el mismo espesor constante, entonces es válido $e_{P,red} = e_P$.

J.8.5 Momento flector del borde óptimo resultante

El momento flector resultante M_2 (en la placa tubular por unidad de longitud circular en el diámetro d_2) puede variar dentro del intervalo $M_{2,min.} \leq M_2 \leq M_{2,máx.}$. Debido a pequeñas deformaciones plásticas, el valor real de M_2 se aproxima a un valor $M_{2,opt}$, que es el óptimo para la carga límite. Estos valores se calculan de la forma siguiente:

$$M_{2,máx.} = \text{mín.} \{M_A + M_B + M_C; +M_D\} \quad (J.8.5-1)$$

$$M_{2,min.} = \text{máx.} \{M_A + M_B - M_C; -M_D\} \quad (J.8.5-2)$$

$$M_{2,opt} = \frac{-d_1^2}{8 \cdot (1 + \lambda_R)} \cdot \left\{ \frac{P_Q}{2 \cdot (2 + k_P)} + P_R \cdot \lambda_R + P_D \cdot \lambda_R^2 \cdot (1 + \lambda_R/3) \right\} \quad (J.8.5-3)$$

$$M_2 = \text{máx.} \{M_{2,min.}; \text{mín.} (M_{2,opt}; M_{2,máx.})\} \quad (J.8.5-4)$$

Aquí, el parámetro de resistencia modificado k_P se define de la forma siguiente:

$$k_P = \kappa_P \cdot (1 - \ln \eta^2) \quad (J.8.5-5)$$

NOTA Obsérvese que debido a que $\eta^2 \leq 1,0$ siempre es $\ln \eta^2 \leq 0$ y $k_P \geq \kappa_P$.

J.8.6 Presión que representa el momento

$$P_M = M_2 \cdot 8 \cdot (1 + \lambda_R) / d_1^2 + P_R \cdot \lambda_R + P_D \cdot \lambda_R^2 \cdot (1 + \lambda_R/3) \quad (J.8.6-1)$$

J.9 Condiciones de carga límites para la todas las placas tubulares

J.9.1 Flexión dentro de la región con tubos

Se calculan los parámetros de carga necesarios y a continuación la relación de cargas para flexión Φ_B .

$$L_1 = \frac{3 \cdot |P_Q|}{(2 + k_P) \cdot \varphi_P} \quad (J.9.1-1)$$

$$L_3 = \frac{3 \cdot (|P_Q + P_M \cdot (2 - \lambda_R)| + |P_M \cdot \lambda_R|)}{(1 + k_P) \cdot \varphi_P + \lambda_R} \quad (J.9.1-2)$$

$$L_3 = \frac{|P_Q| + |P_Q + P_M \cdot 6|}{\varphi_P + \lambda_R} \quad (J.9.1-3)$$

$$\Phi_B = \max.(L_1; L_2; L_3) \cdot \frac{d_1^2}{12 \cdot f_P \cdot e_P^2} \leq 1,0 \quad (\text{J.9.1-4})$$

J.9.2 Cortadura en el límite de la región con tubos

La relación de cargas para cortadura en el límite de la región con tubos tiene que calcularse de esta manera:

$$\Phi_S = \frac{|P_R| \cdot d_1}{2 \cdot \varphi_P \cdot f_P \cdot e_P} \leq 1,0 \quad (\text{J.9.2-1})$$

J.9.3 Carga local en regiones sin tubos

Es necesario hacer la siguiente comprobación adicional en regiones sin tubos pero sólo para placas tubulares delgadas, por ejemplo para $|P_R| < |P_D| \cdot 2 \cdot b_U / d_1$; esto sólo es aplicable para $P_I = 0$. En general, esta situación se puede dar para intercambiadores de placas tubulares fijas sin fuelle de dilatación y también para cabezales flotantes sellados internamente.

La comprobación siguiente es local e independiente de las comprobaciones globales hechas según los apartados J.9.1, J.9.2 y J.9.4.

Cuando $P_D < 0$:

$$m_2 = \frac{+4 \cdot M_{2,\text{máx.}}}{f_P \cdot e_P^2} \quad (\text{J.9.3-1})$$

$$q = \frac{(1,1 \cdot [Q_t] + P_E) \cdot 4 \cdot b_U^2}{f_P \cdot e_P^2} \quad (\text{J.9.3-2})$$

Cuando $P_D > 0$:

$$m_2 = \frac{-4 \cdot M_{2,\text{mín.}}}{f_P \cdot e_P^2} \quad (\text{J.9.3-3})$$

$$q = \frac{(1,1 \cdot [Q_c] - P_E) \cdot 4 \cdot b_U^2}{f_P \cdot e_P^2} \quad (\text{J.9.3-4})$$

Los momentos flectores en los bordes $M_{2,\text{máx.}}$ y $M_{2,\text{mín.}}$ vienen dados por las ecuaciones (J.8.5-1) y (J.8.5-2) respectivamente.

La anchura b_U debe tomarse de la disposición de la placa tubular, véase la figura J-7. Si en casos excepcionales esto no está disponible, debe suponerse en cada caso $b_U \geq 1,5 \cdot b_R$. Es necesario tener en cuenta que en algunos casos la anchura b_U puede determinar el espesor requerido de la placa tubular e_P .

Parámetro determinante y relación de cargas:

$$\chi_{(1)} = \varphi_P + m_2 + 2 \cdot \sqrt{q \cdot \varphi_P} \quad (\text{J.9.3-5})$$

$$\chi_{(2)} = \left\{ \sqrt{\frac{1 + \varphi_P}{1 + 2 \cdot \chi_{(1)} / q}} + \sqrt{1 + m_2} \right\}^2 \quad (\text{J.9.3-6})$$

$$\chi = \min. \{ \chi_{(1)}; \chi_{(2)} \} \quad (\text{J.9.3-7})$$

$$\Phi_U = \frac{2 \cdot |P_D| \cdot b_U^2}{\chi \cdot f_P \cdot e_P^2} \leq 1,0 \quad (\text{J.9.3-8})$$

J.9.4 Efecto adicional del peso

El efecto del peso debe tenerse en cuenta para haces de tubos verticales con placas tubulares delgadas, por ejemplo, $e_P/d_2 < 0,02$; también puede tenerse en cuenta para placas tubulares más gruesas.

La fuerza F_W debe incluir el peso de todos los componentes y de todos los fluidos soportados por la placa tubular. En el caso de intercambiadores de calor de placas tubulares fijas sin fuelle de dilatación, puede suponerse que el peso total está igualmente distribuido entre las dos placas tubulares.

$$\Phi_W = \frac{2 \cdot |F_W| \cdot \lambda_R}{\pi \cdot (\varphi_P + \lambda_R) \cdot f_P \cdot e_P^2} \leq 1,0 \quad (\text{J.9.4-1})$$

J.9.5 Interacción de distintas cargas

Debe cumplirse la condición final siguiente:

$$\Phi_{P,t} = \max. \{ \Phi_B + \Phi_W; \Phi_S; \Phi_U \} \leq 1,0 \quad (\text{J.9.5-1})$$

Si no se cumple esta condición se tiene que repetir el cálculo de 5.2 a 9.5 con un espesor mayor de la placa tubular $e_P = e_{P,new}$, que puede suponerse de la forma siguiente.

$$e_{P,new} \geq (e_{P,old}) \cdot (\Phi_{P,t})^{0,5 \cdot 1,0} \quad (\text{J.9.5-2})$$

Esta ecuación también se puede utilizar para estimar un nuevo espesor reducido de la placa tubular si la relación de cargas total es inferior a 1,0. También en ese caso tiene que repetirse el cálculo.

NOTA 1 En la ecuación (J.9.5-2) el exponente depende de la relación de cargas determinante; el valor 1,0 sólo es válido si Φ_S es determinante.

NOTA 2 En el nuevo cálculo debería utilizarse el hecho de que no todos los valores cambiarán respecto al cálculo anterior (antiguo).

J.10 Evaluación de la fatiga para intercambiadores de calor de placas tubulares fijas sin fuelle de dilatación

J.10.1 Exención del análisis de fatiga

Si se cumple la condición siguiente, no es necesario hacer ninguna comprobación de fatiga:

$$|\alpha_T \cdot t_T - \alpha_S \cdot t_S| < 0,2 \cdot 10^{-3} \quad (\text{J.10.1-1})$$

J.10.2 Análisis de fatiga simplificado

No es necesario un análisis de fatiga detallado si se cumple la condición siguiente, basada en una sencilla evaluación de la fatiga:

$$|\Delta P_F| < \left(2 \cdot \sqrt{\frac{e_P}{L_T}} + \frac{0,5 \cdot b_R^2}{L_T \cdot e_P} \right) \cdot \frac{\vartheta \cdot \Delta \sigma_R}{K_{e2}} \quad (\text{J.10.2-1})$$

en la cual el intervalo de presiones ficticias viene dado por:

$$\begin{aligned} \Delta P_F = E_T \cdot \vartheta (\alpha_T \cdot t_T - \alpha_S \cdot t_S) - \Delta P_T \cdot \{x_T + 2 \cdot \lambda_R + 2 \cdot \nu_T \cdot (1 - x_T + \vartheta/4) + \beta\} + \\ + \Delta P_S \cdot \{x_S + 2 \cdot \lambda_R + 2 \cdot \nu_T \cdot (1 - x_S - \vartheta/4) + 2 \cdot \beta \cdot \nu_S\} \end{aligned} \quad (\text{J.10.2-2})$$

donde

$$\beta = \frac{\vartheta \cdot E_T \cdot d_S}{4 \cdot E_S \cdot e_{S,av}} \quad (\text{J.10.2-3})$$

Para el factor de concentración efectiva de tensiones/deformaciones K_{e2} véase la figura J-14: El intervalo de tensiones ficticias admisibles $\Delta\sigma_R$ debe calcularse a partir de lo siguiente:

$$\Delta\sigma_R = f_e \cdot f_{t^*} \cdot \left(\frac{40\,000}{\sqrt{N_C}} + 200 \right) \text{MPa} \quad (\text{J.10.2-4})$$

Los factores de corrección, f_e y f_{t^*} , que tienen cuenta el espesor y la temperatura de la placa tubular respectivamente, deben tomarse del capítulo 18.

NOTA Para mayor comodidad, las fórmulas correspondientes al capítulo 18 (escritas de forma más condensada) se incluyen a continuación:

$$f_e = F_c^{(0,1 \cdot \ln(N_C/100))} \quad (\text{J.10.2-5})$$

donde

$$F_c = \min. \{1,0; \max. [(25\text{mm}/e_P)^{0,182}; 0,722]\} \quad (\text{J.10.2-6})$$

Para materiales ferríticos:

$$f_{t^*} = \min. \{1,0; 1,030 - 0,015 \cdot (t^*/100 \text{ }^\circ\text{C}) - 0,015 \cdot (t^*/100 \text{ }^\circ\text{C})^2\} \quad (\text{J.10.2-7})$$

Para materiales austeníticos:

$$f_{t^*} = \min. \{1,0; 1,043 - 0,043 \cdot (t^*/100 \text{ }^\circ\text{C})\} \quad (\text{J.10.2-8})$$

La temperatura de diseño de la placa tubular es:

$$T^* = 0,75 \cdot T_{p,\max} + 0,25 \cdot T_{p,\min} \quad (\text{J.10.2-9})$$

J.10.3 Análisis detallado de la fatiga

J.10.3.1 Parámetros

La longitud característica (para efecto de las cargas límites en dirección radial de la placa tubular) es:

$$l_R = 4 \sqrt{\frac{D^* \cdot L_T}{2 \cdot \vartheta \cdot E_T}} \quad (\text{J.10.3-1})$$

donde

$$D^* = \frac{E^* \cdot e_P^3}{12 \cdot (1 - \nu^{*2})} \quad (\text{J.10.3-2})$$

donde E^* y ν^* deben obtenerse de las figuras 13.7.8-1 y 13.7.8-2 haciendo el valor de μ^* igual al de φ .

$$D = \frac{E_p \cdot e_p^3}{12 \cdot (1 - \nu_p^2)} \quad (\text{J.10.3-3})$$

$$\psi_E = D^*/D \quad (\text{J.10.3-4})$$

Los factores de rigidez del haz para la región con tubos y para el borde sin tubos deben determinarse de esta manera:

$$\omega_R = d_1/(2 \cdot l_R) \quad (\text{J.10.3-5})$$

$$\gamma_R = b_R/l_R = \omega_R \cdot \lambda_R \quad (\text{J.10.3-6})$$

Las flexibilidades adimensionales tienen que calcularse a partir de:

$$B_{R1} = H_1 + H_2 \cdot 2 \cdot \gamma_R + H_3 \cdot \gamma_R^2 + \psi_E \cdot \gamma_R^3/3 \quad (\text{J.10.3-7})$$

$$B_{R2} = H_2 + H_3 \cdot \gamma_R + \psi_E \cdot \gamma_R^2/2 \quad (\text{J.10.3-8})$$

$$B_{R3} = H_3 + \psi_E \cdot \gamma_R \quad (\text{J.10.3-9})$$

Para los parámetros H_1 , H_2 y H_3 véase la figura J-15.

$$B_{S1} = \frac{E_T \cdot \vartheta \cdot l_R}{E_S \cdot e_{S,av}} \quad (\text{J.10.3-10})$$

$$B_{S2} = 0 \quad (\text{J.10.3-11})$$

$$B_{S3} = \frac{D^*}{l_R \cdot (k_S + k_C)} \quad (\text{J.10.3-12})$$

donde las rigideces rotacionales, k_S y k_C , se calculan de acuerdo con el apartado 13.5.3.

$$B_0 = (B_{R1} + B_{S1}) \cdot (B_{R3} + B_{S3}) - B_{R2}^2 \quad (\text{J.10.3-13})$$

J.10.3.2 Fuerzas y momentos

Los intervalos de fuerzas y momentos debidos a los intervalos de ΔP_F y ΔM_A son los siguientes: ΔS_2 y ΔM_2 se aplican a d_2 y ΔS_1 y ΔM_1 se aplican a d_1 . Vienen dados por:

$$\Delta S_2 \cdot l_R = - \{ \Delta P_F \cdot l_R^2 \cdot (B_{R3} + B_{S3}) + \Delta M_A \cdot B_{S3} \cdot B_{R2} \} / B_0 \quad (\text{J.10.3-14})$$

$$\Delta M_2 = + \{ \Delta P_F \cdot l_R^2 \cdot B_{R2} + \Delta M_A \cdot B_{S3} \cdot (B_{R1} + B_{S1}) \} / B_0 \quad (\text{J.10.3-15})$$

$$\Delta S_1 \cdot l_R \approx \Delta S_2 \cdot l_R \quad (\text{J.10.3-16})$$

$$\Delta M_1 \approx \Delta M_2 + \Delta S_2 \cdot l_R \cdot \gamma_R \quad (\text{J.10.3-17})$$

J.10.3.3 Tensiones

Los intervalos de las tensiones de flexión pseudoelásticas en la placa tubular y las tensiones longitudinales en los tubos deben calcularse de la manera siguiente:

$$\Delta\sigma_{b1} = \text{máx.} \left\{ |\Delta M_1|; |\Delta S_1 \cdot l_R \cdot C_1 + \Delta M_1 \cdot C_2| \right\} \cdot 6 \cdot K_{e1} / (\varphi_P \cdot e_P^2) \quad (\text{J.10.3-18})$$

$$\Delta\sigma_{b2} = |\Delta M_2| \cdot 6 \cdot K_{e2} / e_{P,\text{red}}^2 \quad (\text{J.10.3-19})$$

$$\Delta\sigma_{l,T} = \left\{ (\Delta S_1 \cdot l_R \cdot H_1 + \Delta M_2 \cdot H_2) / l_R^2 - \Delta P_E \right\} \cdot K_{e3} / \vartheta \quad (\text{J.10.3-20})$$

Para los parámetros C_1 y C_2 véase la figura J-15.

Para el factor de concentración efectiva de tensiones/deformaciones K_{e2} véase la figura J-14: Los otros factores deben tomarse de la manera siguiente: $K_{e1} = 1,2$; $K_{e3} = 1,6$.

Si la fatiga del canal o de la envolvente limita la duración del recipiente, los intervalos de tensiones correspondientes deben volverse a calcular teniendo en cuenta ΔS_2 y ΔM_2 , además de las otras cargas que actúen sobre el recipiente.

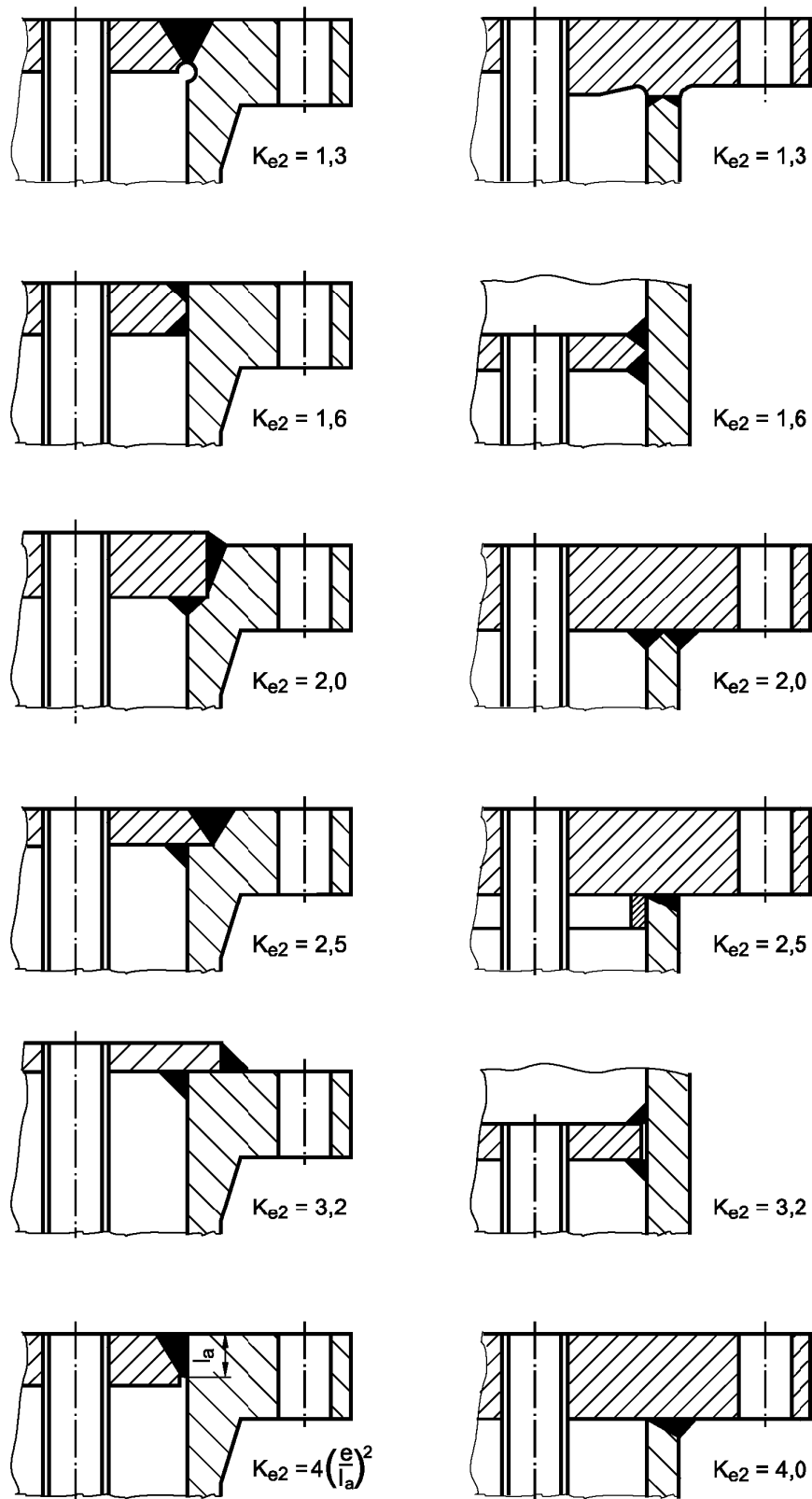


Figura J-14 – Valores de K_{e2} para distintos tipos de fijación de la envolvente a las placas tubulares

J.10.3.4 Límite de aceptación

El límite de aceptación viene dado por:

$$\text{máx. } \{ |\Delta\sigma_{b1}|; |\Delta\sigma_{b2}|; |\Delta\sigma_{IT}| \} \leq \Delta\sigma_R \quad (\text{J.10.3-21})$$

J.10.3.5 Fórmulas para la figura J-15

$$x = \omega_k/3 \quad (\text{J.10.3-22})$$

$$H_1 = \{0,667/x + 2,27 \cdot x^3 - 0,18 \cdot x^4 + 0,14 \cdot x^5 - 0,03 \cdot x^6 + 0,25 \cdot x^7 + 1,141 \cdot x^8\} / (1 + x^4 + x^8) \quad (\text{J.10.3-23})$$

$$H_2 = \{1,731 \cdot x^2 + 0,17 \cdot x^6 + 0,05 \cdot x^7 + 1,000 \cdot x^8\} / (1 + x^4 + x^8) \quad (\text{J.10.3-24})$$

$$H_3 = \{2,308 \cdot x + 0,96 \cdot x^5 - 0,19 \cdot x^6 + 0,13 \cdot x^7 + 1,414 \cdot x^8\} / (1 + x^4 + x^8) \quad (\text{J.10.3-25})$$

$$C_1 = (3,0 \cdot x + 6,0 \cdot x^5) / (2,4 + 2,0 \cdot x^4 + 11,5 \cdot x^5) \quad (\text{J.10.3-26})$$

$$C_2 = (2,4 + 8,5 \cdot x^5) / (2,4 + 2,0 \cdot x^4 + 11,5 \cdot x^5) \quad (\text{J.10.3-27})$$

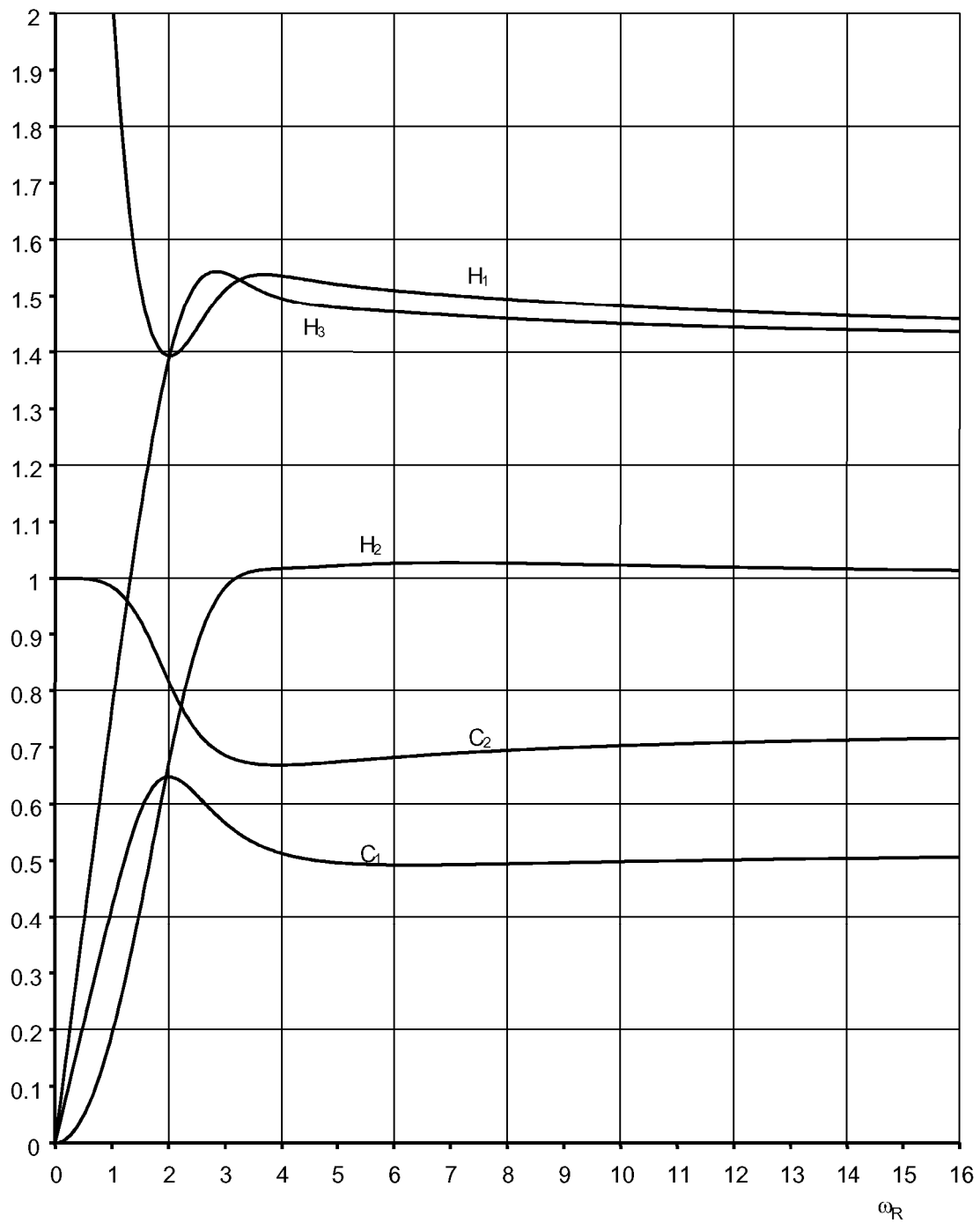


Figura J.15 – Parámetros para el análisis de fatiga

ANEXO K (Informativo)

INFORMACIÓN ADICIONAL SOBRE EL DISEÑO DE FUELLES DE DILATACIÓN

K.1 Guía para el diseño de fuelles de dilatación

K.1.1 Generalidades

- a) La base para estas reglas se ha tomado de la séptima edición de las normas E.J.M.A. (1998).
- b) Estas reglas permiten diseñar para soportar:
 - presión interna calculando las tensiones de presión máximas y limitándolas a valores admisibles;
 - retorcimiento debido a presión interna (en columna y en el plano) que es específico de los fuelles de dilatación, calculando una presión de diseño límite;
 - fatiga calculando un número de ciclos admisible. Las curvas de fatigas de diseño específicas se dan para materiales ferríticos y materiales austeníticos. Para otros materiales, se pueden proponer curvas de fatiga específicas de acuerdo con el apartado 14.9;
 - inestabilidad debida a presión externa, comprobando las tensiones de presión máximas y verificando la inestabilidad circunferencial.
- c) El diseño de los fuelles de dilatación es complejo porque:
 - tienen que satisfacer requisitos en conflicto para asegurar a la vez una buena capacidad de presión, que requiere grandes espesores y pequeña altura de las circunvoluciones y una buena flexibilidad para absorber movimiento que requiere por el contrario un pequeño espesor y una gran altura de las circunvoluciones.
 - tienen que asegurar una buena resistencia a la inestabilidad debida a la presión interna o "retorcimiento" que es algo específico de los fuelles;
 - tienen que asegurar una buena resistencia a la presión externa y también una resistencia a la fatiga adecuada;
 - intervienen numerosas variables tales como el tipo de fuelle, material, diámetro, espesor, longitud y altura de las circunvoluciones, número de circunvoluciones, número de capas, miembros de refuerzo y otros tales como proceso de fabricación, tratamiento térmico o desviaciones de la geometría nominal que pueden afectar adversamente al comportamiento mecánico de los fuelles y son difíciles de tener en cuenta en fórmulas de diseño;
 - las ecuaciones de diseño están basadas en hipótesis (espesor uniforme, material isótropo, teoría de envolventes elásticas) que se pueden superar en la práctica.

Para diseñar fuelles de dilatación, el diseñador debería considerar lo siguiente.

K.1.2 Tipo de fuelle

Los fuelles en forma de U permiten mayor flexibilidad que los fuelles toroidales para absorber movimiento, pero tienen una capacidad menor de presión. Se pueden mejorar utilizando anillos de refuerzo, que soportan el radio de la raíz evitando su pandeo debido a carga interna.

K.1.3 Fuelles multicapa

Se puede utilizar el diseño de construcción en capas múltiples en lugar del diseño de capa única para aumentar la capacidad de presión de manera importante sin aumentar la rigidez del fuelle multiplicándola por un factor elevado. Este efecto conduce a una gran capacidad de movimiento con dimensiones relativamente pequeñas (longitud, altura de las circunvoluciones).

En las fórmulas de diseño se supone que cada capa actúa independientemente.

En realidad, las capas interactúan debido a efectos geométricos y de rozamiento, lo cual puede tener una influencia importante en la capacidad de presión, rigidez, movimiento y resistencia a la fatiga. Esto es algo que debería tenerse en cuenta cuando se diseñan fuelles multicapa con más de cinco capas.

K.1.4 Capacidad de presión interna

- la capacidad de presión interna se mejora principalmente aumentando el espesor y disminuyendo la altura de las circunvoluciones;
- la capacidad de presión interna se controla limitando las tensiones de presión máximas, dadas por las fórmulas del apartado 14.5.3 relativas a fuelles sin reforzar en forma de U, a valores admisibles.

Una tensión circunferencial excesiva en las tangentes extremas o en las circunvoluciones puede producir deformación circunferencial y posiblemente rotura.

Una tensión meridional excesiva en fuelles en forma de U puede producir un abultamiento de la pared de la circunvolución y, al disminuir la separación entre circunvoluciones, reducir la flexibilidad del fuelle y su resistencia a la fatiga.

Una tensión meridional excesiva en fuelles toroidales puede dar lugar a deformación meridional y posible rotura;

- la presión sobre la altura de la circunvolución aplica una carga axial sobre el casquillo final que tiende a separar el casquillo, el cual deben mantenerse en su posición proporcionando sujeciones externas adecuadas.

K.1.5 Esperanza de vida bajo fatiga

- la vida bajo fatiga depende del intervalo máximo de tensiones al que se somete el fuelle durante cada ciclo operativo completo. El intervalo de tensiones debidas a deformación es generalmente mucho más importante que el intervalo de tensiones debidas a presión.

Por consiguiente, la vida bajo fatiga se reducirá si se aumenta la deformación axial y el espesor o si se disminuye la altura de las circunvoluciones.

El tipo de material, la forma de las circunvoluciones, el proceso de fabricación y el posible tratamiento térmico pueden afectar a la vida bajo fatiga en un grado considerable. Por ejemplo, el endurecimiento por trabajado del acero austenítico durante la conformación en frío de las circunvoluciones, mejora generalmente la resistencia a la fatiga.

- el intervalo máximo de tensiones σ_{eq} debido a la aplicación de cargas cíclicas viene dado por la fórmula del apartado 14.5.6.

Para aceros austeníticos y ferríticos se han propuesto ecuaciones de fatiga de diseño en función de S_f que permiten obtener un número admisible de ciclos de fatiga.

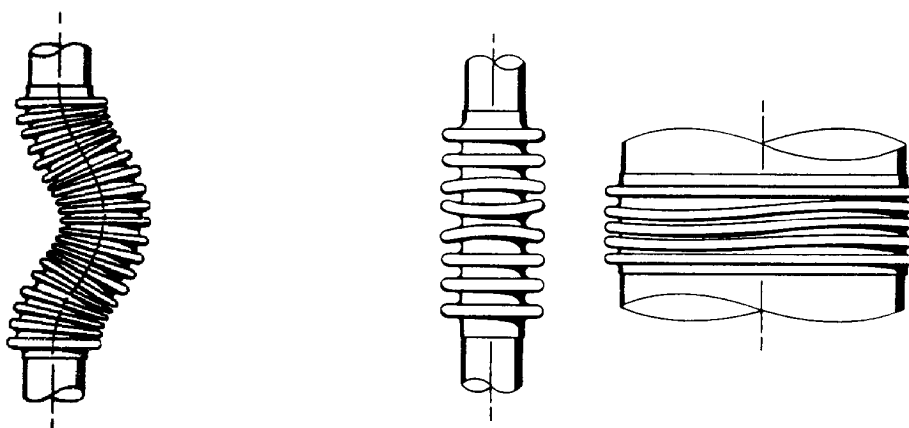
Una estimación excesivamente conservadora de los ciclos tenderá a aumentar el número de circunvoluciones y conducirá a fuelles de dilatación que serán más propensos al retorcimiento.

Para otros materiales, deben establecerse curvas de fatiga específicas a partir de ensayos de fatiga reales de una serie de fuelles.

K.1.6 Retorcimiento debido a presión interna

- Una presión interna excesiva puede dar lugar a que un fuelle se haga inestable y se retuerza. El retorcimiento es perjudicial para el comportamiento de los fuelles y puede reducir considerablemente su capacidad de presión.
- Hay dos posibles formas de retorcimiento:

retorcimiento en columna, definido como una desviación lateral importante del eje del fuelle (véase la figura K.1-1a) que generalmente aparece con fuelles que tienen una relación longitud/radio relativamente grande. Como en el pandeo de una columna sometida a carga de compresión, puede aparecer un intervalo elástico o un intervalo inelástico que conducen a dos fórmulas de diseño distintas;



a) Retorcimiento en columna

b) Retorcimiento en el plano

Figura K.1-1 – Retorcimiento

el retorcimiento en el plano, definido como una desviación o rotación del plano de una o más circunvoluciones de tal manera que el plano de las mismas deja de ser perpendicular al eje del fuelle que permanece en línea (véase la figura K1-1b). Esta situación va generalmente asociada con tensiones de flexión meridionales elevadas que originan bisagras plásticas en la raíz y en la cresta de las circunvoluciones. Este tipo de retorcimiento aparece generalmente para relaciones longitud/diámetro relativamente pequeñas.

- El apartado 14.5.4 incluye fórmulas para la presión límite de diseño que puede evitar el retorcimiento. Incluyen factores de seguridad de 2,25 respecto a la presión crítica de retorcimiento.

K.1.7 Inestabilidad debida a presión externa

Cuando el fuelle se somete a presión externa, su estabilidad tiene que verificarse como si se tratase de un trozo de envolvente cilíndrica. Véase el apartado 14.5.7.

K.1.8 Rigidez axial del fuelle

La fuerza axial F_x requerida para deformar un fuelle axialmente depende de su geometría (espesor y profundidad principalmente) y del material. La curva que da la fuerza F_x en función del desplazamiento x es muy clásica y muestra que el fuelle generalmente trabaja en el intervalo plástico (Fig. K.1-2). La primera parte AB de la curva (línea recta) corresponde al intervalo elástico y la segunda parte BC muestra que el fuelle se deforma en el intervalo plástico. Cuando se libera la fuerza, la curva decreciente CD es lineal y muestra en D un desplazamiento residual, que se puede compensar aplicando una fuerza de restauración (parte DE).

La rigidez elástica del fuelle (línea AB) puede determinarse analíticamente con una precisión razonable. Aumenta considerablemente con el espesor y disminuye con la profundidad de las circunvoluciones. Su uso en lugar de la rigidez real, que generalmente se encuentra en el intervalo plástico, permite predecir fuerzas que pueden ser considerablemente más altas que las reales, lo cual puede ser un problema.

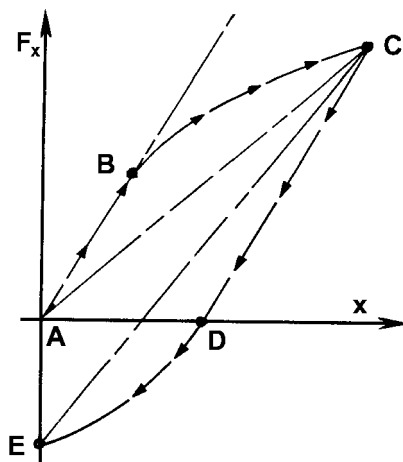


Figura K.1-2 – Rigidez axial

A veces se utiliza un coeficiente elástico de trabajo basado en la línea EC que proporciona el fabricante.

K.1.9 Ensayos de correlación

Las ecuaciones incluidas en el apartado 14.5 proceden de un análisis de tensiones teórico, basado en la teoría de envolventes delgadas en el intervalo elástico, con objeto de predecir aproximadamente el verdadero comportamiento del fuelle. Sin embargo, es necesario hacer varias hipótesis (forma del fuelle idealizada, espesor uniforme, material isótropo homogéneo, comportamiento elástico) que pueden no ser aplicables en la realidad. Normalmente, los fuelles trabajan en el intervalo plástico, y el endurecimiento debido a la conformación puede afectar considerablemente a las propiedades mecánicas del material.

Por tanto, las ecuaciones proporcionadas para el diseño de los fuelles respecto a capacidad para resistir presión interna (14.5.3), retorcimiento (14.5.4), presión externa (14.5.5) y fatiga (14.5.6) sólo que se pueden utilizar si se han correlacionado con datos de ensayo reales, especialmente para fuelles de nueva fabricación.

Para demostrar la validez de las previsiones hechas con estas fórmulas se recomienda la realización de los ensayos siguientes:

- un mínimo de 5 ensayos de rotura por deformación meridional para comprobar las ecuaciones 14.5.3-5 y 6;
- un mínimo de 10 ensayos de retorcimiento para comprobar las ecuaciones 14.5.4-1 ó 2;
- un mínimo de 25 ensayos de fatiga para comprobar las ecuaciones 14.5.6-4 ó 14.5.6-5 y 6.

Estas pruebas deberían realizarse en fuelles de distintos diámetros, número de circunvoluciones y espesores sean representativos de la gama fabricada por el fabricante.

K.2 Aproximación polinomial para los coeficientes C_p , C_b , C_d **K.2.1 Coeficiente C_p**

$$C_p = \alpha_0 + \alpha_1 C_1 + \alpha_2 C_1^2 + \alpha_3 C_1^3 + \alpha_4 C_1^4 + \alpha_5 C_1^5 \quad (\text{K.2-1})$$

Los coeficientes α_i vienen dados por:

– Tabla K.2.1-1 si $C_1 \leq 0,3$

Tabla K.2.1-1 – Coeficientes polinomiales α_i para la determinación de C_p cuando $C_1 \leq 0,3$

	α_0	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5
$C_2 = 0,2$	1,001	-0,448	-1,244	1,932	-0,398	-0,291
0,4	0,999	-0,735	0,106	-0,585	1,787	-1,022
0,6	0,961	-1,146	3,023	-7,488	8,824	-3,634
0,8	0,955	-2,708	7,279	14,212	-104,242	133,333
1	0,95	-2,524	10,402	-93,848	423,636	-613,333
1,2	0,95	-2,296	1,63	16,03	-113,939	240
1,4	0,95	-2,477	7,823	-49,394	141,212	-106,667
1,6	0,95	-2,027	-5,264	48,303	-139,394	160
2	0,95	-2,073	-3,622	29,136	-49,394	13,333
2,5	0,95	-2,073	-3,622	29,136	-49,394	13,333
3	0,95	-2,073	-3,622	29,136	-49,394	13,333
3,5	0,95	-2,073	-3,622	29,136	-49,394	13,333
4	0,95	-2,073	-3,622	29,136	-49,394	13,333

– Tabla K.2.1-2 si $C_1 > 0,3$

Tabla K.2.1-2 – Coeficientes polinomiales α_i para la determinación de C_p cuando $C_1 > 0,3$

	α_0	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5
$C_2 = 0,2$	1,001	-0,448	-1,244	1,932	-0,398	-0,291
0,4	0,999	-0,735	0,106	-0,585	1,787	-1,022
0,6	0,961	-1,146	3,023	-7,488	8,824	-3,634
0,8	0,622	1,685	-9,347	18,447	-15,991	5,119
1	0,201	2,317	-5,956	7,594	-4,945	1,299
1,2	0,598	-0,99	3,741	-6,453	5,107	-1,527
1,4	0,473	-0,029	-0,015	-0,03	0,016	0,016
1,6	0,477	-0,146	-0,018	0,037	0,097	-0,067
2	0,935	-3,613	9,456	-13,228	9,355	-2,613
2,5	1,575	-8,646	24,368	-35,239	25,313	-7,157
3	1,464	-7,098	17,875	-23,778	15,953	-4,245
3,5	1,495	-6,904	16,024	-19,6	12,069	-2,944
4	2,037	-11,037	28,276	-37,655	25,213	-6,716

K.2.2 Coeficiente C_f

$$C_f = \beta_0 + \beta_1 C_1 + \beta_2 C_1^2 + \beta_3 C_1^3 + \beta_4 C_1^4 + \beta_5 C_1^5 \quad (\text{K.2-2})$$

Los coeficientes β_i vienen dados por la tabla K.2.2.

Tabla K.2.2 – Coeficientes polinomiales β_i para la determinación de C_f

	β_0	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5
$C_2 = 0,2$	1,006	2,375	-3,977	8,297	-8,394	3,194
0,4	1,007	1,82	-1,818	2,981	-2,43	0,87
0,6	1,003	1,993	-5,055	12,896	-14,429	5,897
0,8	1,003	1,338	-1,717	1,908	0,02	-0,55
1	0,997	0,621	-0,907	2,429	-2,901	1,361
1,2	1	0,112	-1,41	3,483	-3,044	1,013
1,4	1	-0,285	-1,309	3,662	-3,467	1,191
1,6	1,001	-0,494	-1,879	4,959	-4,569	1,543
2	1,002	-1,061	-0,715	3,103	-3,016	0,99
2,5	1	-1,31	-0,829	4,116	-4,36	1,555
3	0,999	-1,521	-0,039	2,121	-2,215	0,77
3,5	0,998	-1,896	1,839	-2,047	1,852	-0,664
4	1	-2,007	1,62	-0,538	-0,261	0,249

K.2.3 Coeficiente C_d

$$C_d = \gamma_0 + \gamma_1 C_1^1 + \gamma_2 C_1^2 + \gamma_3 C_1^3 + \gamma_4 C_4^4 + \gamma_5 C_5^5 \quad (\text{K.2-3})$$

Los coeficientes γ_i vienen dados por la tabla K.2.3.

Tabla K.2.3 – Coeficientes polinomiales γ para la determinación de C_d

	γ_0	γ_1	γ_2	γ_3	γ_4	γ_5
$C_2 = 0,2$	1	1,151	1,685	-4,414	4,564	-1,645
0,4	0,999	1,31	0,909	-2,407	2,273	-0,706
0,6	1,003	2,189	-3,192	5,928	-5,576	2,07
0,8	1,005	1,263	5,184	-13,929	13,828	-4,83
1	1,001	0,953	3,924	-8,773	10,444	-4,749
1,2	1,002	0,602	2,11	-3,625	5,166	-2,312
1,4	0,998	0,309	1,135	-1,04	1,296	-0,087
1,6	0,999	0,122	0,351	-0,178	0,942	-0,115
2	1	-0,133	-0,46	1,596	-1,521	0,877
2,5	1	-0,323	-1,118	3,73	-4,453	2,055
3	1	-0,545	-0,42	1,457	-1,561	0,71
3,5	1	-0,704	-0,179	0,946	-1,038	0,474
4	1,001	-0,955	0,577	-0,462	0,181	0,08

K.3 Procedimiento para preparar una curva de fatiga de diseño

NOTA En fase de consideración por el comité TC54/WG C.

ANEXO L (Informativo)

BASE PARA REGLAS DE DISEÑO RELATIVAS A CARGAS
ADICIONALES NO DEBIDAS A PRESIÓN**L.1 Base para el cálculo de cargas de línea, orejetas para izar, soportes de silleta y soportes de cartela**

El método de diseño está basado en un trabajo realizado por el Dr.-Ing. Ziegenbalg [1], publicado en [2] y que se ha aplicado ampliamente en Alemania oriental y en otros países de Europa oriental [3].

La solución está basada en la teoría de la elasticidad. Las tensiones se calculan en envolventes con cargas de línea radiales, aplicadas en dirección longitudinal y circunferencial. Estas cargas de línea dan por resultado fuerzas normales y momentos flectores locales tanto en dirección longitudinal como circunferencial. Las soluciones son directamente aplicables para orejetas para izar sin placa de refuerzo. La superposición de estas soluciones proporciona la base para soportes con y sin placa de refuerzo y también para silletas.

Las limitaciones de tensiones incluyen deformaciones plásticas locales admisibles en la sección transversal de la envolvente. Formalmente, esta deformación parcialmente plástica se considera en el denominado "tensión límite de flexión" $\sigma_{b,all}$, que con frecuencia es superior a la tensión de diseño admisible f .

La tensión límite de flexión $\sigma_{b,all}$ se obtiene de la manera siguiente:

a) Tensiones elásticas:

$$\sigma_b = 6.M / e^2 \quad \text{y} \quad \sigma_m = N / e$$

b) Carga límite para una faja de la envolvente:

$$|M| / M_{m\acute{a}x.} + (N / N_{m\acute{a}x.})^2 \leq 1 \quad \text{con} \quad M_{m\acute{a}x.} = f \cdot e_2 / 4 \quad \text{y} \quad N_{m\acute{a}x.} = f \cdot e$$

c) Sustitución de M y N por σ_b y σ_m :

$$\frac{2 \sigma_b}{3 f} + \left(\frac{\sigma_m}{f} \right)^2 \leq 1$$

con $v_1 = \sigma_{m,loc} / \sigma_b$ y $v_2 = \sigma_{m,glob} / f$ (véase la definición)

$$\sigma_m = \sigma_{m,loc} + \sigma_{m,glob} = \sigma_b \cdot v_1 + f \cdot v_2$$

d) Ecuaciones para la limitación de σ_b y el cálculo de $K_1 = \sigma_{b,all} / f$

$$\frac{2 \sigma_b}{3 f} + \left(\frac{\sigma_b}{f} v_1 + v_2 \right)^2 \leq 1$$

$$\frac{2}{3} K_1 + (K_1 v_1 + v_2)^2 = 1$$

L.2 Bibliografía

- [1] Dr.-Ing. Ziegenbalg G.
"Beanspruchung zylindrischer Apparatewandungen durch örtliche Lasten. Dissertation TU Dresden 1969.
- [2] Richtlinienkatalog Festigkeitsberechnungen (RKF) Behälter und Apparate, Teile 1 to 6.
- [3] TGL 32903/17
"Behälter und Apparate, Festigkeitsberechnung, Schalen bei Belastung durch Tragelemente". Junio 1982.
- [4] Cargas locales, soportes y silletas: "Trabajo terminado y en curso en la universidad de Strathclyde, Glasgow, UK" by A.S. Tooth. Marzo 1995.
- [5] WRC Bulletin 297
"Local Stresses in Cylindrical Shells due to External Loadings on Nozzles (tensiones locales en envoltentes cilíndricas debidas a cargas externas en manguitos). Suplemento al WRC Bulletin No 107 (Revision 1). Septiembre 1987.
por J.L. Mershon, K. Mokhtarian, G.V. Ranjan y E.C. Rodabaugh.
- [6] Norma inglesa BS 5500:1997 "Specification for Unfired fusion welded pressure vessels" (especificación para recipientes a presión soldados por fusión no sometidos a la acción de la llama).
- [7] DIN 18 800 - Teil 4 - Noviembre 1990. "Stahlbauten. Stabilitätsfälle, Schalenbauten".

ANEXO M (Informativo)

SEGUIMIENTO EN SERVICIO DE LOS RECIPIENTES FUNCIONANDO EN FATIGA O EN FLUENCIA

M.1 Objetivo

Este anexo proporciona directrices sobre el seguimiento de los recipientes que funcionan, bien en fatiga, bien en fluencia.

M.2 Funcionamiento en fatiga

El operador debería registrar de manera apropiada el número de ciclos de carga que tiene lugar y debería preparar un plan para la inspección del recipiente a lo largo de su vida. Típicamente, un recipiente a presión que funciona en fatiga debería inspeccionarse internamente y si fuera necesario externamente (mediante VT, RT, UT, PT, etc. según proceda) al término de un periodo no superior al 20% de la vida útil admisible en fatiga. La inspección de la superficie normalmente es más relevante que la inspección volumétrica.

NOTA 1 Este tiempo corresponde al 20% del número de ciclos admisible cuando el espectro del intervalo de tensiones de diseño incluye solamente un tipo de ciclo. Para espectros de carga más complejos, corresponde al instante en el que se alcanza un índice de daño por fatiga total de 0,2 (véase la definición en los capítulos 17 ó 18).

NOTA 2 Los registros pueden indicar la necesidad de una inspección antes del momento inicialmente previsto.

Para los recipientes a presión sometidos a cargas cíclicas, las inspecciones en servicio son de particular importancia para la detección precoz de daños incipientes. Las inspecciones internas deberían complementarse con ensayos no destructivos en emplazamientos sometidos a cargas elevadas, especialmente mediante ensayos de grietas superficiales y ensayos ultrasónicos. Para el seguimiento de áreas inaccesibles, puede ser apropiado un ensayo ultrasónico desde la superficie exterior del recipiente.

NOTA 3 La propagación de grietas por fatiga normalmente se produce de forma exponencial, y si ha aparecido una grieta incipiente después de 10 unidades de tiempo, a carga constante, es probable que atravesase la pared en la unidad siguiente.

Si las condiciones de funcionamiento se desvían de aquellas asumidas en el cálculo según el capítulo 17 ó 18 para dar lugar a una carga cíclica superior, o si se espera que el daño en la pared del recipiente se produzca antes del final del siguiente intervalo de inspección debido a otras influencias de funcionamiento, los intervalos de inspección deberían acortarse.

En cambio, si no se detectan grietas incipientes durante las inspecciones regulares, el recipiente puede funcionar hasta la siguiente inspección en el intervalo previsto o acordado, incluso si se ha alcanzado o se ha excedido la vida útil admisible calculada de acuerdo con el capítulo 17 ó 18.

NOTA 4 Los cálculos de acuerdo con el capítulo 18 (Evaluación detallada de la vida útil en fatiga) pueden originar posiblemente intervalos de inspección más largos que con el capítulo 17 (Evaluación simplificada de la vida útil en fatiga).

M.3 Medidas a tener en cuenta cuando se ha alcanzado la vida útil admisible en fatiga calculada

Si se ha alcanzado la vida útil admisible en fatiga para un componente (es decir, si se ha alcanzado el número admisible de ciclos o el índice de daño en fatiga total ha alcanzado el valor de 1, de acuerdo con el capítulo 17 ó 18) deberían realizarse ensayos no destructivos tan completos como sea posible, esencialmente en las zonas sometidas a elevadas tensiones.

Si no se detectan grietas en los ensayos no destructivos realizados en los intervalos de inspección y en los ensayos anteriores, puede autorizarse el mantenimiento en servicio.

Si se encuentran grietas o defectos de tipo grieta u otros daños más extensos, debería sustituirse el componente o el elemento estructural correspondiente a menos que sea admisible el mantenimiento en servicio en virtud de las medidas apropiadas.

Pueden considerarse las siguientes medidas de diseño, fabricación y proceso en relación al mantenimiento en servicio:

- a) Eliminación de las grietas por esmerilado. La posible reducción en el espesor de la pared debería evaluarse mediante análisis especiales:
- b) Esmerilado de las soldaduras para eliminar todas las muescas.
- c) Eliminación de las tensiones por deformación, por ejemplo, sustitución de abrazaderas rígidas fisuradas por conexiones flexibles.
- d) Cambio del modo de funcionamiento.
- e) Reparaciones mediante soldeo.

M.4 Funcionamiento en el intervalo de fluencia

Debería elaborarse un plan para la inspección del recipiente a lo largo de su vida.

NOTA TRD 508, capítulo 2.2 [1], las recomendaciones de la ECCC, parte 2 [2] y CTI-R5 sección 5 [3] dan directrices sobre el seguimiento en el intervalo de fluencia.

Típicamente, un recipiente debería inspeccionarse internamente y si fuese necesario externamente (mediante VT, RT, UT, PT, etc. según proceda) al término de un periodo no superior al 50% de la vida útil admisible. Las inspecciones internas deberían complementarse con ensayos no destructivos en zonas críticas de fluencia.

La realización de réplicas de ensayo puede proporcionar un medio para el seguimiento de los daños en fluencia. Debería elegirse una zona apropiada sobre el componente más vulnerable. La réplica del ensayo debería realizarse antes de que el recipiente entre en servicio y a intervalos apropiados durante dicho servicio.

La medición del diámetro también puede dar indicaciones de la fluencia acumulada.

La medición de la dureza puede indicar las condiciones del material antes y después de un servicio.

Cuando haya seguimiento de la vida útil se permiten tensiones mayores, y no hay verificación de la fatiga en fluencia si el diseño se realiza mediante un diseño por formulas según el capítulo 19. Esto permite un recipiente más delgado, pero se recomienda encarecidamente un programa de inspección en servicio apropiado, incluyendo la verificación de las deformaciones por fluencia y la realización de réplicas de ensayo.

Si las condiciones de funcionamiento se desvían de aquellas asumidas en el diseño, los intervalos de inspección deberían modificarse.

M.5 Medidas a tener en cuenta cuando se ha alcanzado la vida útil admisible en fluencia calculada

Si se ha alcanzado la vida útil admisible en fatiga para un componente deberían realizarse ensayos no destructivos tan completos como sea posible, esencialmente en las zonas sometidas a elevadas tensiones.

Si no hay evidencia de daños durante los ensayos no destructivos realizados en los intervalos de inspección y en los ensayos anteriores, puede autorizarse el mantenimiento en servicio.

Si se encuentran grietas o defectos de tipo grieta u otros daños más extensos, debería sustituirse el componente correspondiente a menos que sea admisible el mantenimiento en servicio en virtud de las medidas apropiadas, tales como:

- a) Eliminación de las grietas por esmerilado.
- b) Eliminación de zonas dañadas por esmerilado.
- c) Eliminación de las tensiones por deformación.
- d) Cambio del modo de funcionamiento.
- e) Reparaciones mediante soldeo.

M.6 Bibliografía

- [1] Technische Regeln für Dampfkessel 508, Chapter 2.2, 1986
- [2] European Creep Collaborative Committee Recommendations, Part 2, Vol. 6 and Vol. 9
- [3] Comitato Termotecnico Italiano - R5:2005, section 5, Milan

ANEXO N (Informativo)**BIBLIOGRAFÍA PARA EL CAPÍTULO 18**

- [1] Baylac, G.C.: "Fatigue and inelastic analysis" (fatiga y análisis inelástico), de Computational Mechanics '88, S.N. Atluri, G. Yagawa editors, Springer Verlag, 1988.
- [2] Niemi, E. (Ed): "Stress determination for fatigue analysis of welded components" (determinación de tensiones para análisis de fatiga de componentes soldados), International Institute of Welding, Abington Publishing, Abington, Cambridge, 1995.
- [3] Peterson, R.E.: "Stress concentration factors" (factores de concentración de tensiones), J. Wiley and Sons, Nueva York, 1974.
- [4] Heywood R.B.: "Designing against fatigue" (diseño contra fatiga), Chapman and Hall, 1962.
- [5] Engineering Sciences Data, Fatigue Endurance Data Sub-series, Vol. 3, "Stress concentrations", ESDU International Limited, Londres.
- [6] Wichman, K.R., Hopper, A.G. and Mershon, J.L.: "Local stresses in spherical and cylindrical shells due to external loadings" (tensiones locales en envolventes esféricas y cilíndricas debidas a cargas externas), Welding Research Council Bulletin, Vol. 107, revisión de marzo de 1979.
- [7] Decock, J.: "Determination of stress concentration factors and fatigue assessment of flush and extended nozzles in welded pressure vessels" (determinación de factores de concentración de tensiones y evaluación de fatiga de manguitos enrasados y salientes de recipientes a presión soldados), Segunda conferencia internacional sobre tecnología de recipientes a presión, Parte II, ASME, 1973, pp. 821-834.
- [8] BSI PD 6493:1991 "Guidance on methods for assessing the acceptability of flaws in fusion welded structures" (orientación sobre métodos para evaluar la aceptabilidad de defectos en estructuras soldadas por fusión), BSI, London, 1991.
- [9] EUROCÓDIGO 3
- [10] Gorsitzke, B.: "Recent calculation rules for detailed fatigue analysis of pressure vessels" (reglas recientes de cálculo para análisis de fatiga detallado de recipientes a presión) en alemán), Part 1, TÜ 36 (1995), No 6, pp. 239-244, Part 2, TÜ 36 (1995), No 718, pp. 301-310.
- [11] Schwarz, M. and Zeman, J.L.: "Bending stresses at longitudinal weld joints of pressurized cylindrical shells due to angular distortion" (tensiones de flexión en uniones soldadas longitudinales de envolventes cilíndricas a presión debidas a deformación angular), ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Mayo 1997, Vol. 119, pp. 245-246.

ANEXO O (Informativo)
PROPIEDADES FÍSICAS DE ACEROS

O.1 Objeto

El anexo O es válido para la mayoría de los aceros utilizados corrientemente y se puede utilizar conjuntamente con esta parte de esta norma.

O.2 Símbolos y abreviaturas

No hay ningún símbolo aparte de los indicados en el capítulo 4.

O.3 Definiciones

A continuación se dan las definiciones de las propiedades físicas de los aceros.

O.3.1 densidad:

La densidad ρ depende de la temperatura t . Se puede calcular mediante la fórmula

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{[1 + \beta_{20,T} \cdot (T - 20)]^3} \quad (\text{O.3-1})$$

En esta ecuación, debe utilizarse el coeficiente de dilatación térmica desde 20 °C hasta la temperatura T . Esto se define por

$$\beta_{20,T} = \frac{1}{l_{20}} \cdot \frac{l_T - l_{20}}{T - 20} \quad (\text{O.3-2})$$

donde l_T es la longitud de una muestra a la temperatura T .

Para el cálculo de la masa de un componente debe utilizarse la densidad ρ_{20} a 20 °C, véase la tabla O-1.

Tabla O-1 – Densidad a 20 °C

Grupo de aceros	Densidad ρ kg/m ³
1 a 4, 5.1 y 5.2	7850
5.3, 5.4, 6 y 7	7760
8,1 y 8,2	7930

O.3.2 Coeficiente diferencial de dilatación térmica lineal

Para el cálculo de la tensión térmica causada por una diferencia de temperaturas $\Delta T = T_2 - T_1$, deben utilizarse los coeficientes diferenciales de dilatación térmica lineal

$$T^* = 0,75 \text{ máx.}(T_1, T_2) + 0,25 \text{ mín.}(T_1, T_2) \quad (\text{O.3-3})$$

La relación entre $\beta_{20,t}$ y $\beta_{\text{diff},t}$ es

$$\beta_{\text{diff},T} = \beta_{20,T} + \frac{\partial \beta_{20,t}}{\partial t} (T - T_0) \quad (\text{O.3-4})$$

donde $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

O.3.3 Capacidad térmica específica

La relación entre la capacidad térmica específica media desde $20 \text{ }^\circ\text{C}$ hasta la temperatura $C_{p,20,T}$ y la capacidad térmica específica diferencial $C_{p,\text{diff},T}$ es (de forma similar al coeficiente de dilatación térmica lineal):

$$C_{p,\text{diff},T} = C_{p,20,T} + \frac{\partial C_{p,20,T}}{\partial T} (T - T_0) \quad (\text{O.3-5})$$

O.3.4 Difusividad térmica

La difusividad térmica D_{th} se define por

$$D_{\text{th}} = \frac{\lambda_T}{\rho_t C_{p,\text{diff},T}} \quad (\text{O.3-6})$$

donde λ_t es la conductividad térmica dependiente de la temperatura según lo indicado en el apartado O.5.3.

O.3.5 Relación de Poisson

La relación de Poisson ν se puede elegir para todos los aceros independientemente de la temperatura

$$\nu = 0,3 \quad (\text{O.3-7})$$

en el estado elástico.

O.4 Propiedades físicas de aceros

NOTA Para todos los grupos de aceros, véase la referencia [5].

O.4.1 Generalidades

Las propiedades físicas pueden calcularse mediante polinomios utilizando la ecuación (O.4-1) o pueden obtenerse en las figuras O-1 a O-4.

La propiedad calculada Z , en las unidades indicadas en las tablas siguientes para la temperatura t en $^\circ\text{C}$, se calcula mediante:

$$Z = c_0 + c_1 T + c_2 T^2 + c_3 T^3 + \dots \quad (\text{O.4-1})$$

T no debería superar los límites siguientes:

aceros ferríticos, grupos 1.1 a 1.7: $20\text{ °C} \leq T < 600\text{ °C}$

aceros austeníticos, grupos 8.1 y 8.2: $20\text{ °C} \leq T < 800\text{ °C}$.

Los valores de 20 °C también pueden utilizarse para temperaturas comprendidas entre 0 °C y 20 °C .

Cuando las Normas EN den valores tabulados, pueden aplicarse estos alternativamente utilizando interpolación lineal.

O.4.2 Coeficientes de los polinomios

Los coeficientes de los polinomios se indican en las tablas O-2 a O-5. Las cifras correspondientes se indican en las figuras O-1 a O-4.

Tabla O-2 – Coeficientes de los polinomios para el módulo de elasticidad

Módulo de elasticidad E_t 10^3 MPa	Coeficientes de los polinomios para la temperatura T en $^{\circ}\text{C}$		
Grupo de aceros	c_0	c_1	c_2
1 a 4, 5.1 y 5.2	213,16	-6,91 E-2	-1,824 E-5
5.3, 5.4, 6 y 7	215,44	-4,28 E-2	-6,185 E-5
8,1 y 8,2	201,66	-8,48 E-2	0

Tabla O-3 – Coeficientes de los polinomios para la dilatación térmica lineal

Dilatación térmica lineal β_t $\mu\text{m}/(\text{m K}) (= 10^{-6}\text{ K}^{-1})$	Coeficientes para los polinomios para la temperatura T en $^{\circ}\text{C}$			
Grupo de aceros	c_0	c_1	c_2	
1 a 4, 5.1 y 5.2	$\beta_{20,T}$	11,14	8,03 E-3	-4,29 E-6
	$\beta_{\text{diff},T}$	10,98	1,623 E-2	-1,287 E-5
5.3, 5.4, 6 y 7	$\beta_{20,T}$	10,22	5,26 E-3	-2,5 E-6
	$\beta_{\text{diff},T}$	10,11	1,062 E-2	-7,5 E-6
8.1 y 8.2	$\beta_{20,T}$	15,13	7,93 E-3	-3,33 E-6
	$\beta_{\text{diff},T}$	14,97	1,599 E-2	-9,99 E-6

Tabla O-4 – Coeficientes de los polinomios para conductividad térmica

Conductividad térmica λ_T W/(m K)	Coeficientes para los polinomios para la temperatura T en °C		
Grupo de aceros	c_0	c_1	c_2
1.1	55,72	-2,464 E-2	-1,298 E-5
1.2	49,83	-1,613 E-2	-1,372 E-5
2.1	39,85	1,111 E-2	-3,611 E-5
4	46,85	7,2 E-4	-3,305 E-5
5.1	45,0	-1,287 E-2	-1,075 E-5
5.2	36,97	6,40 E-3	-2,749 E-5
5.3 y 5.4	28,05	1,85 E-3	-5,58 E-6
6	22,97	8,73 E-3	-4,82 E-6
8.1 y 8.2	13,98	1,502 E-2	0

Tabla O-5 – Coeficientes de los polinomios para capacidad térmica específica

Capacidad térmica específica $C_{p,xx,T}$ J/(kg K)	Coeficientes para los polinomios Para la temperatura T en °C					
Grupo de aceros	c_0	c_1	c_2	c_3	c_4	
1 a 5	$C_{p,20,T}$	454,93	0,28139	-3,8815 E-4	4,7542 E-7	0
	$C_{p,diff,T}$	449,30	0,57830	-1,1930 E-3	1,9017 E-6	0
6	$C_{p,20,T}$	433,33	0,43342	-7,4702 E-4	8,0289 E-7	0
	$C_{p,diff,T}$	424,66	0,89672	-2,2892 E-3	3,2116 E-6	0
8.1 y 8.2	$C_{p,20,T}$	467,77	0,24905	-5,5393 E-4	8,3266 E-7	-4,3916 E-10
	$C_{p,diff,T}$	462,69	0,52026	-1,7117 E-3	3,3658 E-6	-2,1958 E-9

O.4.3 Cifras para propiedades físicas de aceros

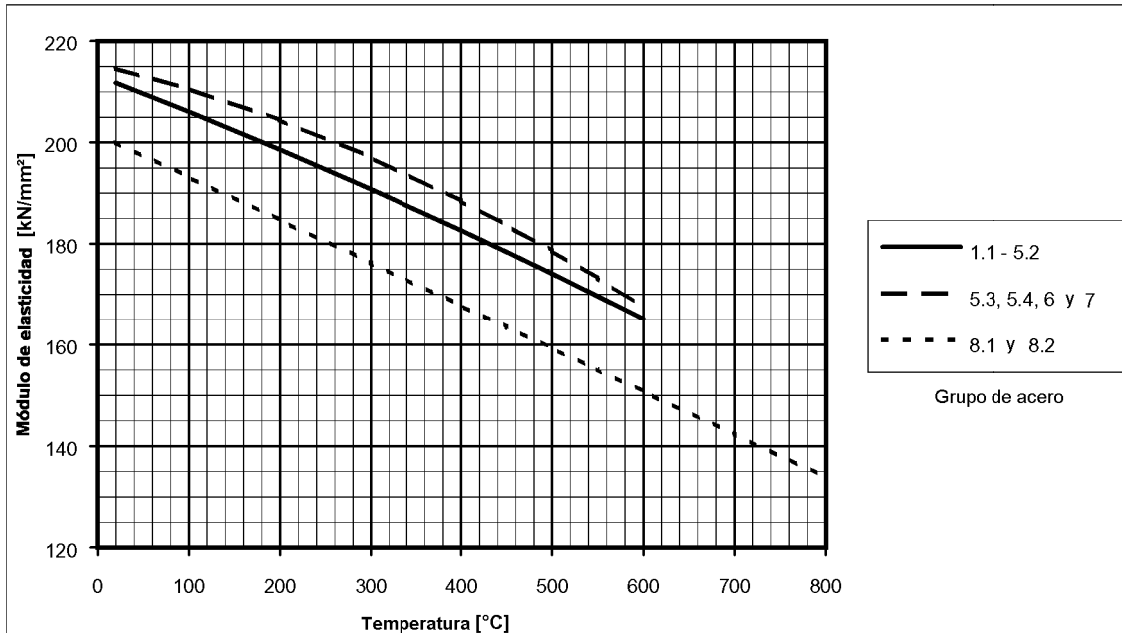


Figura O-1 – Módulo de elasticidad para el acero

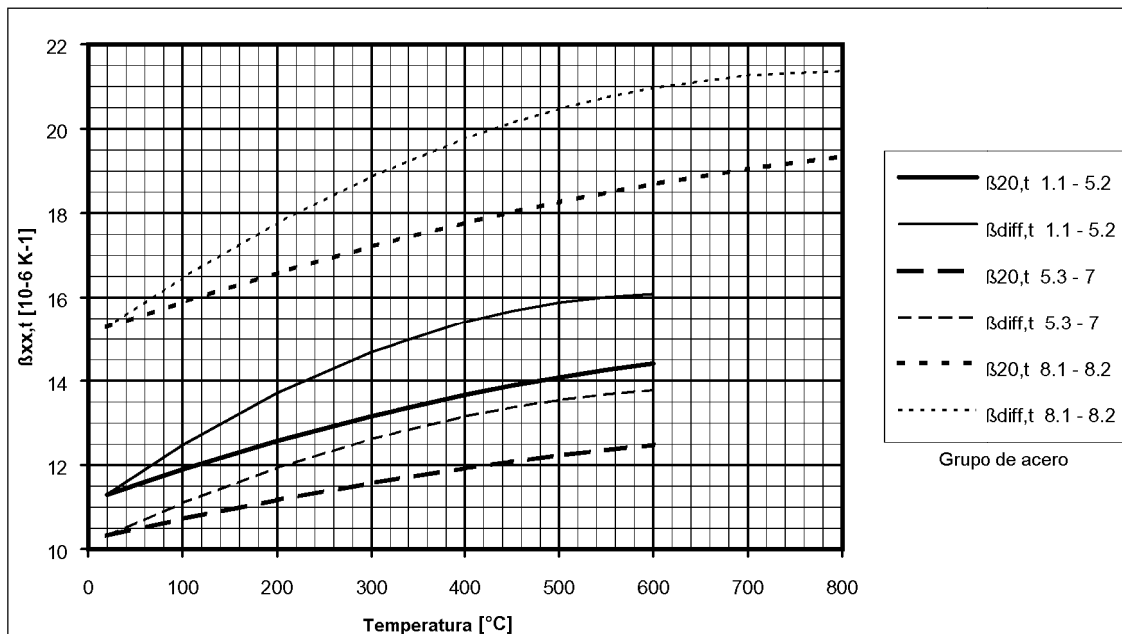
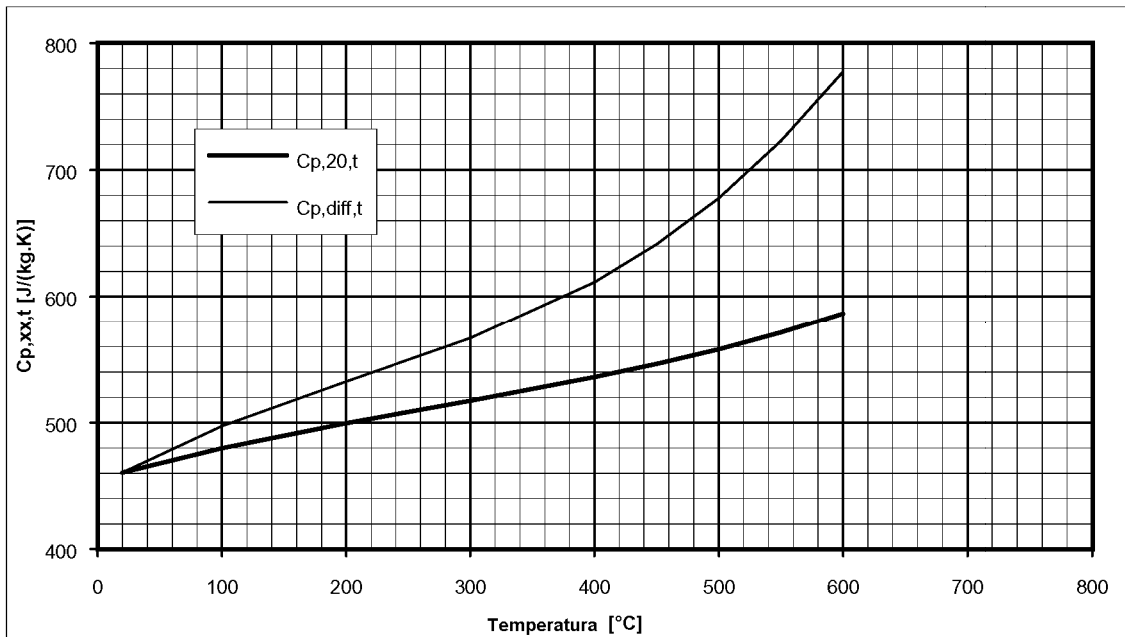
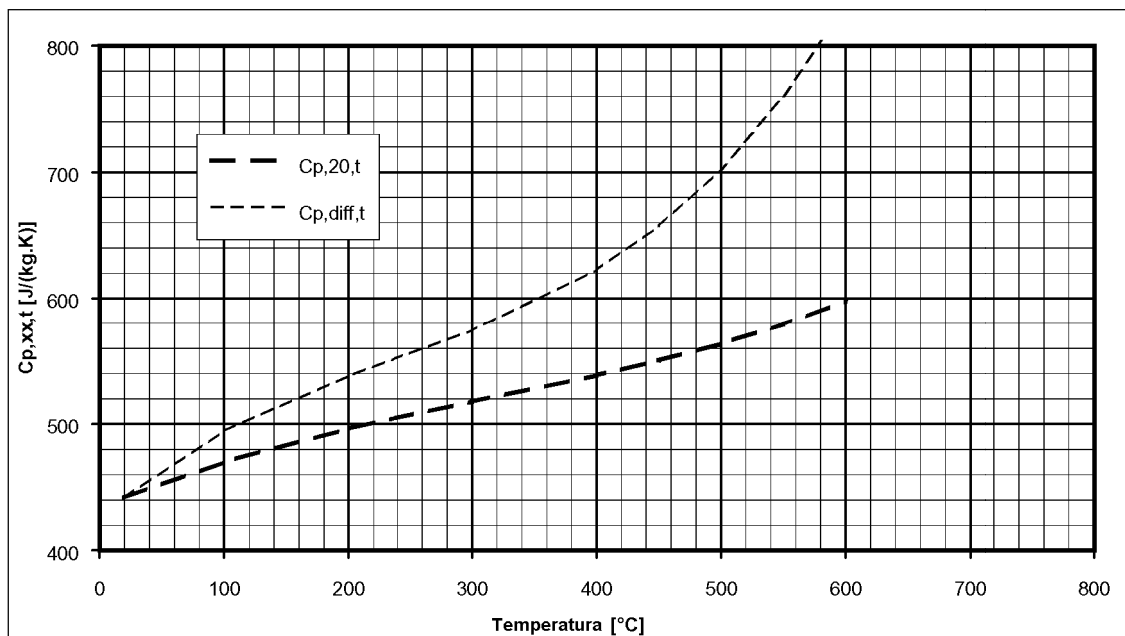


Figura O-2 – Coeficiente de dilatación térmica lineal

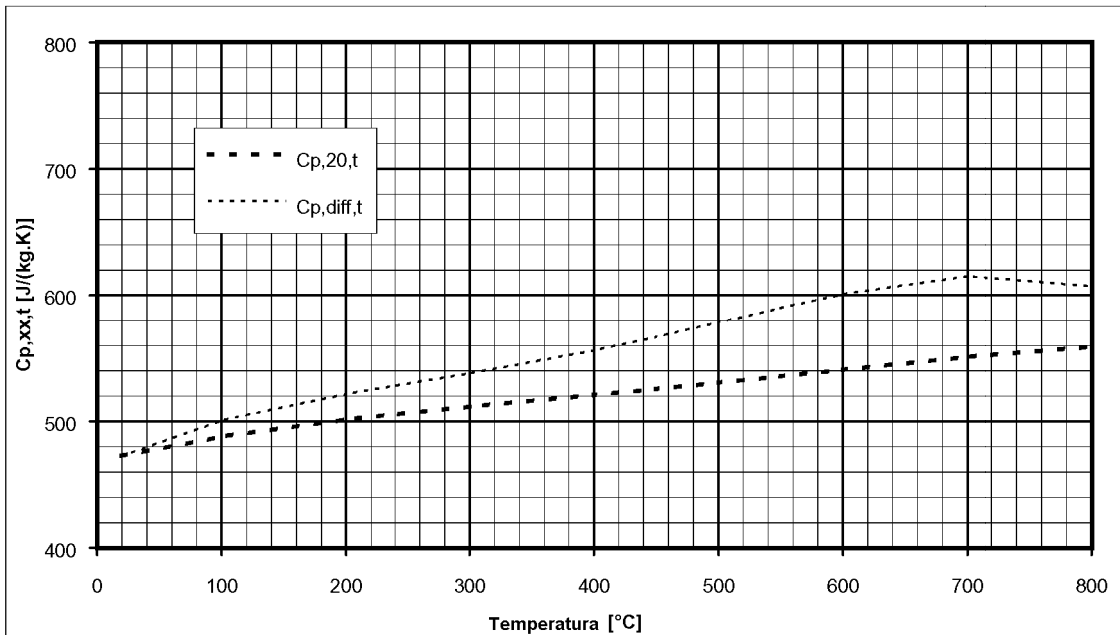


a) grupos 1 a 5.3



b) grupos 6.1 a 6.4

Figura O-3 – Capacidad térmica específica para el acero



c) grupos 8.1 y 8.2

Figura O-3 – Capacidad térmica específica para el acero

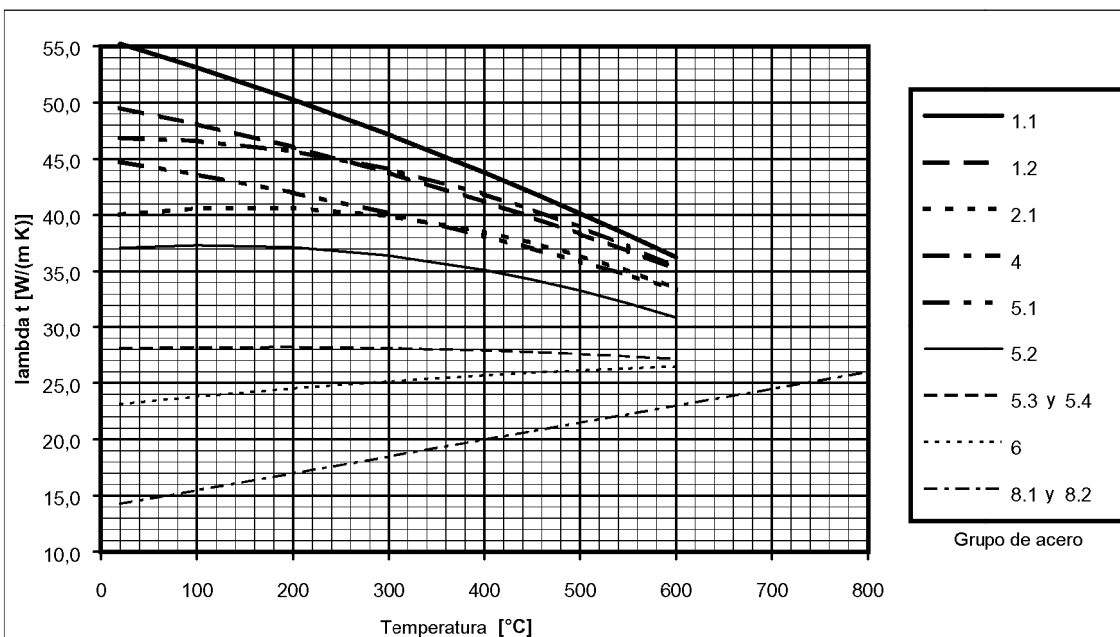


Figura O-4 – Coeficiente de conductividad térmica

O.5 Bibliografía

- [1] EN 12952-3:2001, Anexo D. *Calderas acuos tubulares e instalaciones auxiliares. Parte 3: Diseño y cálculo de las partes a presión. Anexo D: Propiedades físicas de los aceros.*
- [2] SEW 310 (Stahl-Eisen-Werkstoffblätter des Vereins Deutscher Eisenhüttenwerke) "Physical properties of steels" (propiedades físicas de aceros) en alemán, 1. Edición, agosto 1992, Düsseldorf.
- [3] Norma inglesa BS 3059, Parte 2: "Steel Boiler and Superheater Tubes" (tubos para calderas de vapor y recalentadores), edición de 1990.
- [4] CODAP (reglamento francés para construcción de recipientes a presión no sometidos a la acción de la llama), Parte C "Reglas de cálculo", edición de 1995, SNCT, París.
- [5] CR ISO 15608:2000 *Soldeo. Directrices para un sistema de agrupación de materiales metálicos (ISO/TR 15608:2000).*

ANEXO P (Normativo)**CLASIFICACIÓN DE DETALLES DE SOLDADURA
A EVALUAR UTILIZANDO TENSIONES PRINCIPALES**

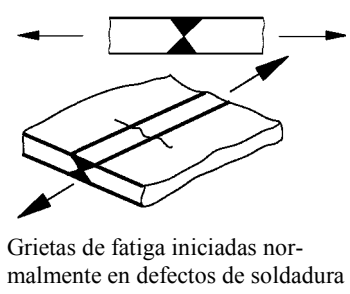
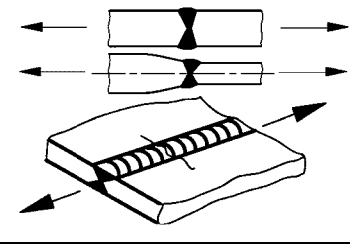
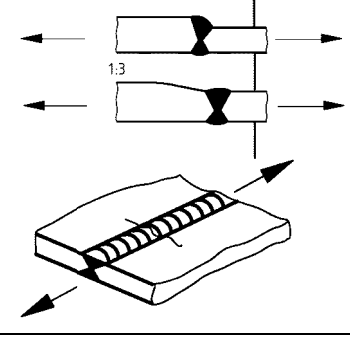
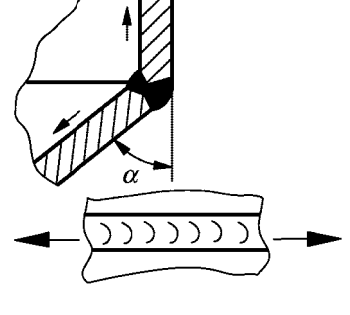
P.1 Los detalles de soldadura y sus clases correspondientes para utilizar en evaluación basada en el intervalo de tensiones principales se indican en las tablas P.1 a P.7.

Las tensiones por fatiga de detalles de soldadura para las cuales el modo de fallo potencial pertinente es por agrietamiento por fatiga desde el borde de la soldadura o la superficie de la soldadura se expresan en términos del intervalo de fatigas principales en la superficie del metal base adyacente al punto de iniciación de la grieta (véase 18.6.2.3.1).

Las soldaduras cortas o discontinuas, en las que el fallo potencial pertinente es por agrietamiento por fatiga desde el final de la soldadura o el borde de la soldadura hasta el metal base, se evalúan sobre la base del intervalo máximo de tensiones principales $\Delta\sigma$ y se clasifican sobre la base de que la soldadura está orientada en la dirección menos favorable respecto a $\Delta\sigma$.

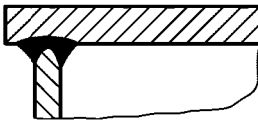
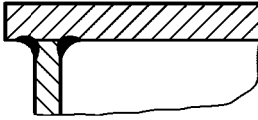

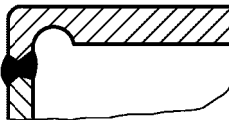
Las soldaduras continuas (por ejemplo, costuras, soldaduras de refuerzo de anillos) pueden tratarse de forma distinta si el intervalo máximo de tensiones principales actúa en una dirección a 45° respecto a la dirección de la soldadura. Luego, la soldadura puede clasificarse como paralela a la dirección de carga respecto al intervalo máximo de tensiones principales y normal a la dirección de carga respecto al intervalo mínimo de tensiones principales.

Tabla P.1 – Soldaduras de costura

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
1.1	Soldadura a tope de plena penetración esmerilada hasta enrasar, incluidas las reparaciones de la soldadura	 <p>Grietas de fatiga iniciadas normalmente en defectos de soldadura</p>	Soldadura a demostrar que está exenta de defectos que rompen la superficie y de defectos importantes debajo de la superficie (véase la Norma EN 13445-5) mediante ensayos no destructivos.	90 ^a	71 ^a
				90	71
1.2	Soldadura a tope de plena penetración echa desde ambos lados o desde un lado sobre un postizo consumible o poyo temporal no fusible		Soldadura a demostrar que está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.	80 ^b	63 ^b
				80 ^b	63 ^b
1.3			Soldadura a demostrar que está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos	80 ^b	63 ^b
				80	63
1.4			Soldadura a demostrar que está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.	80	63
				$\alpha \leq 30^\circ$ $\alpha > 30^\circ$	71 80

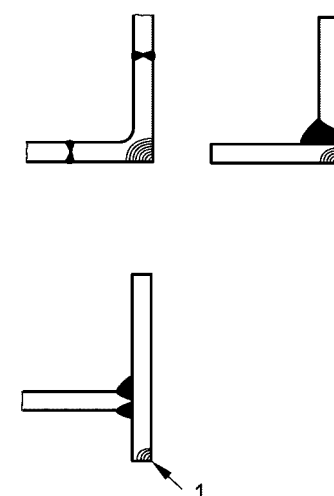
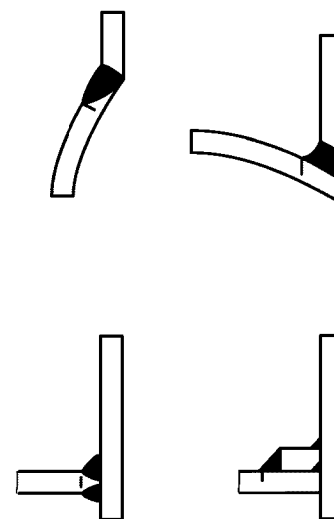
Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
1.5	Soldaduras a tope de plena penetración hechas desde un lado sin soporte		<p>Soldadura a demostrar que es de plena penetración y está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.</p> <p>Si no se puede garantizar la plena penetración.</p> <p>Si no se puede inspeccionar visualmente el interior.</p>	80	71
1.6	Soldaduras a tope de plena penetración hechas desde un lado sobre soporte permanente	(1.6a)	<p>Sólo costuras circunferenciales (véase 5.7).</p> <p>La tira de soporte que será continua y, si está unida por soldadura, los puntos de soldadura tienen que esmerilarse o enterrarse en la soldadura a tope principal, permitiéndose también soldaduras continuas de cordón triangular.</p> <p>Garganta mínima = espesor de la envolvente. La pasada de la raíz de la soldadura se debe inspeccionar para asegurar la plena fusión al soporte.</p> <p>Una sola pasada de soldadura</p>	63 ^b	40 ^b
			<p>Garganta mínima = espesor de la envolvente. La pasada de la raíz de la soldadura se debe inspeccionar para asegurar la plena fusión al soporte.</p> <p>Una sola pasada de soldadura</p>	40 ^b	40 ^b
		(1.6b)	<p>Sólo costuras circunferenciales (véase 5.7).</p> <p>Tira de soporte unida mediante soldadura de cordón triangular discontinua.</p>	63 ^a	63 ^a
1.7	Unión emparejada		<p>Sólo costuras circunferenciales (véase 5.7)</p> <p>Garganta mínima = espesor de la envolvente.</p> <p>La pasada de la raíz de la soldadura se debe inspeccionar para asegurar la plena fusión.</p> <p>Una sola pasada de soldadura.</p>	63 ^a	63 ^a
		<p>^a Utilícese f_c en lugar de f_{ew};</p> <p>^b Efecto de desalineación a incluir en la tensión calculada, véase el apartado 18.10.4.</p>			

Tabla P.2 – Envoltente a cabezal o placa de tubos

Nº del detalle	Tipo de unión	Para tensiones principales actuando esencialmente normalmente a la soldadura			
		Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
2.1	Cabezal soldado superpuesto	(a)	<p>La placa al cabezal debe tener propiedades adecuadas en todo el espesor para resistir el desgarramiento laminar.</p> <p>Soldaduras de plena penetración hechas desde ambos lados:</p> <p>– tal como se sueldan;</p> <p>– bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2).</p> <p>Soldaduras de penetración parcial hechas desde ambos lados:</p> <p>– se refiere al agrietamiento por fatiga en la envoltente desde el borde de la soldadura</p> <p>– se refiere al agrietamiento por fatiga en la soldadura, basado en el intervalo de tensiones en la garganta de la soldadura</p> <p>Soldaduras de plena penetración hechas desde un lado sin soldadura del soporte:</p> <p>– si la soldadura interior se puede inspeccionar visualmente y se demuestra que está exenta de solapamiento de la soldadura y concavidad de la raíz.</p> <p>– si no se puede inspeccionar visualmente el interior.</p>		
				71	63
		(b)		80	63
				63	63
		(c)		32	32
				63	40
2.2	Cabezal soldado superpuesto con ranura de alivio		Soldaduras de plena penetración	80	63
			Hechas desde un lado con la soldadura interior esmerilada hasta enrasar	63	
			– si la soldadura interior se puede inspeccionar visualmente y se demuestra que está exenta de solapamiento de la soldadura y concavidad de la raíz.	40	40
		– si no se puede inspeccionar visualmente el interior.			

Nº del detalle	Tipo de unión	Para tensiones principales actuando esencialmente normalmente a la soldadura			
		Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
2.3	Cabezal insertado	(a)	<p>Soldaduras de plena penetración hechas desde ambos lados: se refiere al agrietamiento por fatiga desde el borde de la soldadura en la envolvente:</p> <ul style="list-style-type: none"> - tal como se suelda; 	71	63
		(b)			
		(c)	<p>Soldaduras de penetración parcial hechas desde ambos lados:</p> <ul style="list-style-type: none"> - se refiere al agrietamiento por fatiga de la soldadura, basado en el intervalo de tensiones en la garganta de la soldadura; 	32	32
			<ul style="list-style-type: none"> - se refiere al fallo por fatiga de la envolvente; 		
			<ul style="list-style-type: none"> - se refiere al fallo por fatiga del cabezal. 	63	63
			<p>Soldadura de plena penetración hecha desde un lado.</p>		

Tabla P.3 – Conexiones de derivación

N° del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
3.1	Esquina de horquilla	 <p>La grieta irradia desde la esquina. Los esquemas indican el plano de la grieta.</p>	<p>El planteamiento normal es una evaluación por el método relativo a las partes no soldadas basada en tensiones equivalentes. Sin embargo, se permite una evaluación simplificada, utilizando la clase 100, de acuerdo con el anexo Q, también basada en la tensión equivalente con $f_{ew} = 1$.</p>	100	100
3.2	Borde de la soldadura en la envolvente		<p>Soldaduras de plena penetración:</p> <ul style="list-style-type: none"> - tal como se suelda; - bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2). <p>Soldaduras de penetración parcial</p>	<p>71</p> <p>80</p> <p>63</p>	<p>63</p> <p>71</p> <p>63</p>

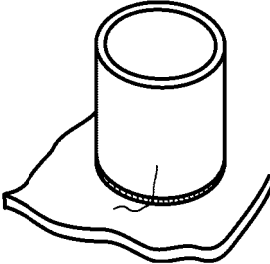
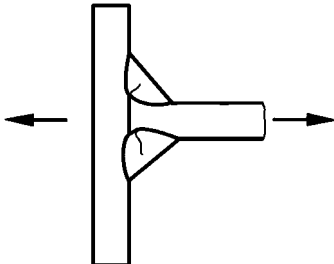
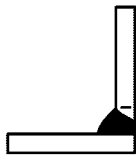

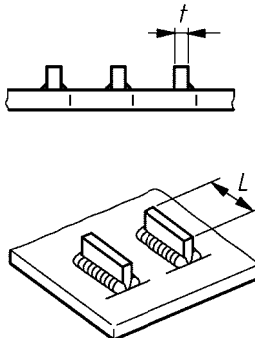
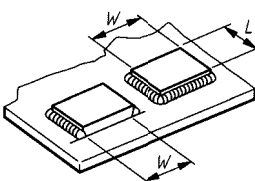
Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
3.3	Metal de soldadura sometido a tensiones	<p>Soldadura continua sometida a tensiones a lo largo de su longitud.</p> 	<p>Basado en intervalo de tensiones paralelas a la soldadura en la sección transversal de la soldadura $f_{ew} = 1$.</p> <p>Soldadura de plena penetración</p> <p>Soldadura de penetración parcial</p>	71	71
		<p>Metal de soldadura sometido a tensiones normales a su longitud</p> 	<p>Basado en el intervalo de tensiones en la garganta de la soldadura. $f_{ew} = 1$.</p>	32	32
3.4	Borde de la soldadura en la derivación		<p>Tal como se ha soldado;</p> <p>Bordes de la soldadura reparados (véase el apartado 18.10.2.2)</p> <p>e_n = espesor de la derivación en la ecuación 18.10-6</p>	71	63
				80	71

Tabla P.4 – Camisas

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
4.1	Soldadura de conexión de camisa con anillo de cierre con forma		<p>Soldadura de plena penetración que se haya demostrado que está exenta de defectos importantes (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.</p>	63	40
			<p>Soldado desde un lado:</p> <ul style="list-style-type: none"> – soldaduras en varias pasadas con la pasada de raíz inspeccionada para asegurar la plena fusión: – una sola pasada de soldadura. – en todos los casos 		
			<p>Soldado desde ambos lados o desde un lado con soldadura de soporte.</p>		

Tabla P.5 – Accesorios

Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase para utilizar con:			
				Intervalo de tensiones estructurales equivalentes		Intervalo de tensiones nominales equivalentes	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3	Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
5.1	Accesorio de cualquier forma con un borde en ángulo o biselado, soldado a tope a la superficie de un miembro sometido a tensiones, con soldaduras continuas alrededor de los extremos o no	 <p>Tensiones actuando esencialmente paralelamente a la soldadura:</p>	Para detalles de soldaduras continuas alrededor de los extremos, la clase se aumenta una unidad si se repasan los bordes de la soldadura (véase 18.10.2.2).				
			$L \leq 160$ mm	71	71	56	56
			$L > 160$ mm	71	71	50	50
			$f_{ew} = 1$.				
5.2	Accesorio de cualquier forma con la superficie en contacto con un miembro sometido tensiones, con soldaduras continuas alrededor de los extremos o no.	 <p>Tensiones actuando esencialmente normalmente a la soldadura:</p>	Para detalles de soldaduras continuas alrededor de los extremos, la clase se aumenta una unidad si se repasan los bordes de la soldadura (véase 18.10.2.2)				
			$L \leq 160$ mm, $w \leq 55$ mm	71	71	56	56
			$L > 160$ mm, $w \leq 55$ mm	71	71	50	50
			$L > 160$ mm, $w > 55$ mm	71	71	45	45

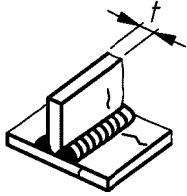
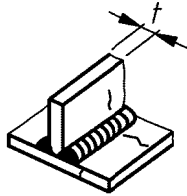
Nº del detalle	Tipo de unión	Esquema del detalle	Comentarios	Clase para utilizar con:			
				Intervalo de tensiones estructurales equivalentes		Intervalo de tensiones nominales equivalentes	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3	Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
5.3	Refuerzo continuo	<p>Tensiones actuando esencialmente paralelamente a la soldadura:</p> 	<p>Basado en intervalo de tensiones paralelas a la soldadura en el refuerzo. $f_{ew} = 1$.</p> <p>Soldadura de plena penetración</p>	80	71	80	71
			<p>Soldadura de penetración parcial</p>	71	71	71	71
		<p>Tensiones actuando esencialmente normalmente a la soldadura:</p> 	<p>Para soldaduras de plena penetración, la clase se aumenta una unidad si se repasan los bordes de la soldadura (véase 18.10.2.2).</p> <p>$t \leq 55$ mm</p> <p>$t > 55$ mm</p>	71	71	56	56
			<p>$t > 55$ mm</p>	71	71	50	50

Tabla P.6 – Soportes

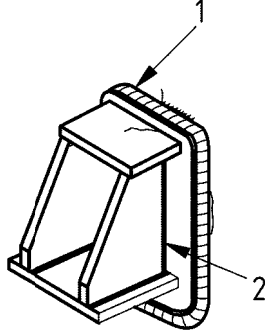
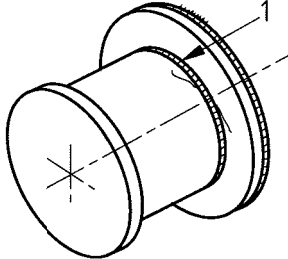
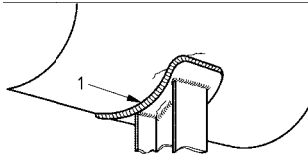
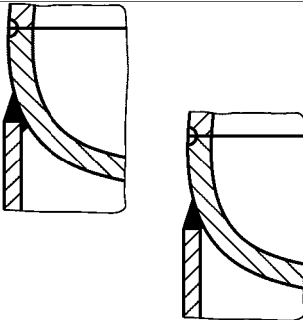
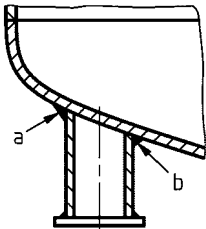
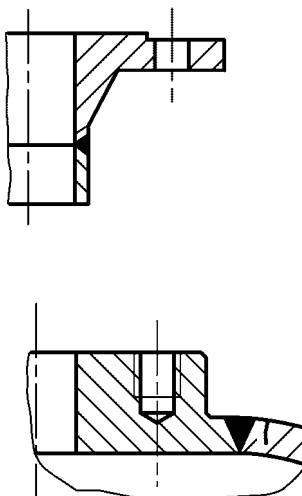
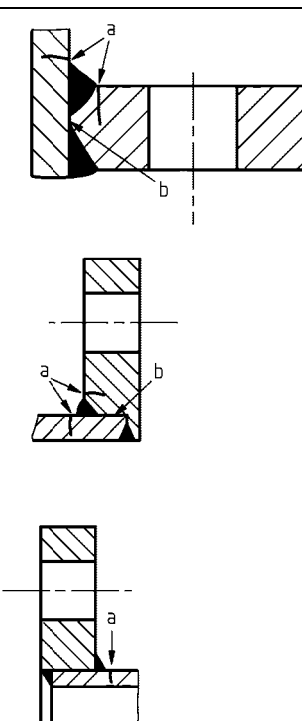
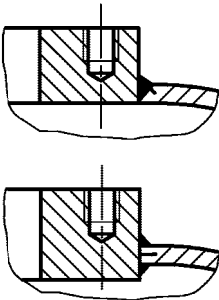
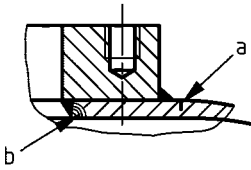
Nº del detalle	Tipo de unión	Para tensiones principales actuando esencialmente normalmente a la soldadura			
		Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
6.1	Soporte en recipiente horizontal o vertical	 <p>1 Soldadura de cordón triangular al recipiente en toda la periferia 2 Placa de soporte</p>	Tal como se suelda Borde de la soldadura en la envolvente repasado (véase 18.10.2.2).	71	71
				80	80
6.2	Soporte de muñón	 <p>1 Placa de soporte</p>	Tal como se suelda Borde de la soldadura en la envolvente repasado (véase 18.10.2.2).	71	71
6.3	Soporte de silleta	 <p>1 Soldadura de cordón triangular al recipiente en toda la periferia</p>	Tal como se suelda Borde de la soldadura en la envolvente repasado (véase 18.10.2.2).	71	71
6.4	Soporte de faldón		Soldado desde ambos lados: Tal como se suelda	71	71
			Borde de la soldadura en la envolvente repasado (véase 18.10.2.2). Soldado desde un lado:	80	80
6.5	Soporte de pata (con o sin placa de refuerzo) con soldadura de cordón triangular al recipiente continua en toda la periferia.	 <p>a b</p>	a) Se refiere a tal agrietamiento por fatiga en la envolvente	80	80
			b) Se refiere al agrietamiento por fatiga en la pata.	71	71

Tabla P.7 – Bridas y placas

Nº del detalle	Tipo de unión	Para tensiones principales actuando esencialmente normalmente a la soldadura			
		Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
7.1	Soldadura a tope de plena penetración, brida de cuello o brida de compensación con saliente para soldar.		<p>Soldadura a demostrar que está exenta de defectos que rompen la superficie y de defectos importantes debajo de la superficie (véase la Norma EN 13445-5:2009) mediante ensayos no destructivos.</p> <p>Soldadura hecha desde ambos lados o desde un lado con soldadura de soporte o sobre pieza postiza consumible o soporte temporal.</p> <p>Soldadura hecha desde un lado:</p> <ul style="list-style-type: none"> – si se puede asegurar la plena penetración; – si no se puede inspeccionar visualmente el interior. 	<p>80</p> <p>63</p> <p>40</p>	<p>63</p> <p>40</p>
7.2	Brida soldada		<p>Soldaduras de plena penetración:</p> <ul style="list-style-type: none"> – tal como se suelda; – bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2). <p>Soldaduras de penetración parcial</p> <p>a) se refiere al agrietamiento por fatiga desde el borde de la soldadura</p> <p>b) se refiere al agrietamiento por fatiga en la soldadura, basado en el intervalo de tensiones en la garganta de la soldadura</p>	<p>71</p> <p>80</p> <p>63</p> <p>32</p>	<p>63</p> <p>63</p> <p>63</p> <p>32</p>

Nº del detalle	Tipo de unión	Para tensiones principales actuando esencialmente normalmente a la soldadura			
		Esquema del detalle	Comentarios	Clase	
				Grupo de ensayos 1 ó 2	Grupo de ensayos 3
7.3	Brida o placa insertada		<p>Soldadura de plena penetración:</p> <ul style="list-style-type: none"> – tal como se suelda; – bordes de la soldadura repasados (véase 18.10.2.2). – se refiere al agrietamiento por fatiga desde el borde de la soldadura – se refiere al agrietamiento por fatiga en la soldadura, basado en el intervalo de tensiones en la garganta de la soldadura 	71 80 63 32	63 63 63 32
7.4	Brida o placa insertada, soldada desde ambos lados		<ul style="list-style-type: none"> a) se refiere al agrietamiento por fatiga desde el borde de la soldadura b) se refiere al agrietamiento por fatiga en la soldadura, basado en el intervalo de tensiones en la garganta de la soldadura c) basado en la tensión de zunchado en la envolvente en la raíz de la soldadura. <p>$f_{ew} = 1$.</p>	63 32 71	63 32 71

ANEXO Q (Normativo)

PROCEDIMIENTO SIMPLIFICADO PARA LA EVALUACIÓN
DE LA FATIGA DE ZONAS NO SOLDADAS

Es admisible un procedimiento simplificado para la evaluación de la fatiga de acero no soldado, utilizando los datos de diseño de la clase 90 para componentes soldados, independientemente de la resistencia estática del material o del acabado superficial. Los datos se utilizan con las ecuaciones (18.10-17) a (18.10-21), sustituyendo f_w por f_u .

Si la tensión aplicada es parcialmente de compresión, es admisible suponer que el valor pertinente de $\Delta\sigma_{eq}$ es la suma del componente de tracción y el 60% del componente de compresión. Por tanto, para la tensión media σ_{eq} el factor de corrección f_u se convierte en $f_c \cdot f_{t^*} \cdot f_c / K_{eff}$ donde:

$$f_c = 1,25 - \left(\frac{\overline{\sigma_{eq}}}{2 \Delta \sigma_R} \right) \quad (Q-1)$$

f_c viene dado en el apartado 18.11.1.2 y f_{t^*} en el apartado 18.10.5.2.

ANEXO R (Informativo)**COEFICIENTES PARA LAS ECUACIONES DE MODELIZACIÓN DE LA RUPTURA
POR FLUENCIA PARA LA EXTRAPOLACIÓN DE LA RESISTENCIA
A LA RUPTURA POR FLUENCIA****R.1 Generalidades**

Se han determinado los valores de resistencia a la ruptura por fluencia a largo plazo para un amplio rango de aceros utilizados en ingeniería para su inclusión en normas europeas de diseño y de producto. En un número de casos, se han publicado las ecuaciones de modelización y las respectivas constantes dependientes del material para soportar esos valores de resistencia (por ejemplo, [1], [2]). En el siguiente anexo se recogen las constantes para 38 aleaciones para permitir la determinación de sus valores de resistencia a la ruptura para vidas útiles inferiores a las especificadas en las normas de materiales con las que están relacionadas.

Las constantes dependientes del material recogidas están previstas para la elección de las ecuaciones de modelización disponibles en BS-PD6605 [3] (tabla R.1)¹⁾. Cuando los parámetros de la ecuación de modelización están disponibles para la misma aleación en ambas referencias [1], [2], se adoptan los incluidos en las hojas de datos ECCC²⁾. Éstos han sido determinados más recientemente, de manera rigurosa, de acuerdo con las recomendaciones ECCC [4]. Los valores de resistencia determinados de acuerdo con las recomendaciones ECCC se han verificado mediante al menos una evaluación, habiendo pasado los resultados de todas las evaluaciones los ensayos de evaluación posterior ECCC [4]. Las constantes disponibles para ciertos aceros son las mismas en ambas referencias [1], [2]. En estos casos, se citan ambas referencias en la tabla R.2.

Las constantes dadas en la tabla R.2 solamente deben utilizarse para determinar las resistencias de ruptura por fluencia para el intervalo de temperaturas de aplicación y para las vidas útiles máximas especificadas en la norma de material aplicable o en la fuente de datos de referencia [1], [2]. También se recomienda que no se utilicen los datos para interpolar a vidas útiles inferiores a 1 000 h. Habrá un nivel inaceptable de incertidumbre para los valores de resistencia determinados utilizando constantes fuera de estos límites $t_u^*(T, \sigma)$.

1) En BS-PD6605 [3], los tiempos previstos se expresan como logaritmos naturales en las ecuaciones de modelización de la norma. Las ecuaciones de modelización dadas en la tabla R.1 expresan los tiempos previstos como logaritmos decimales para ser coherentes con el formato adoptado en BS-PD6525 [1]. Las constantes de la tabla R.2 deducidas de las evaluaciones ECCC [2] utilizando el procedimiento BS-PD6605 se han ajustado en consecuencia.

2) ECCC significa Comité Europeo para la Fluencia. Las hojas de datos ECCC están contenidas en [2].

Tabla R.1 – Ecuaciones de modelización de la ruptura por fluencia

Modelo	Código	Comentario
<u>Modelos algebraicos:</u>		
1) Modelo soviético 1 $\log(t_u^*) = \beta_0 + \beta_1 \cdot \log(T) + \beta_2 \cdot \log(\sigma) + \beta_3/T + \beta_4 \cdot \sigma/T$	SM1	
2) Modelo soviético 2 $\log(t_u^*) = \beta_0 + \beta_1 \cdot \log(T) + \beta_2 \cdot \log(\sigma)/T + \beta_3/T + \beta_4 \cdot \sigma/T$	SM2	
3) Modelo mínimo obligatorio $\log(t_u^*) = \beta_0 + \beta_1 \cdot \log(\sigma) + \beta_2 \cdot \sigma + \beta_3 \cdot \sigma^2 + \beta_4 \cdot T + \beta_5/T$	MC	
<u>Modelos TTP:</u>		
$f(\sigma) = \beta_0 + \beta_1 \cdot \log(\sigma) + \beta_2 \cdot \log(\sigma)^2 + \beta_3 \cdot \log(\sigma)^3 + \beta_4 \cdot \log(\sigma)^4$		
a) Mendelson-Roberts-Manson (MRM) $\log(t_u^*) = f(\sigma) \cdot (T - T_0)^r + \beta_5$		
b) MRM con $r = -1$ $\log(t_u^*) = f(\sigma)/(T - T_0) + \beta_5$	MR n	n es el orden del polinomio $f(\sigma)$
c) Larson-Miller (MR n con $T_0 = 0$) $\log(t_u^*) = f(\sigma)/T + \beta_5$	LM n	n es el orden del polinomio $f(\sigma)$
d) Manson-Haferd (MRM con $r = 1$) $\log(t_u^*) = f(\sigma) \cdot (T - T_0) + \beta_5$	MH n	n es el orden del polinomio $f(\sigma)$
e) Manson-Haferd con $T_0 = 0$ $\log(t_u^*) = f(\sigma) \cdot T + \beta_5$	MH0 n	n es el orden del polinomio $f(\sigma)$
f) Orr-Sherby-Dorn $\log(t_u^*) = f(\sigma) + \beta_5$	OSD n	n es el orden del polinomio $f(\sigma)$
t_u^* es el tiempo de ruptura en h, T es la temperatura en K y σ es la tensión en MPa.		

Tabla R.2 – Constantes para las ecuaciones de ruptura en fluencia

Identificaciones del material		REF		r	T ₀	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5		
C semi y Si inactivo	C7-C24	1	MH4	1	500	-1.258375287	2.614840508	0.717218578	0.717218578	-0.093936935	10.6787138	
C, Si y Al inactivo	P195, P235, P265	1,2	LM3	-1	0	12083,4375	11945.41016	277.0161743	277.0161743		-2058018303	
C-Mn	P325	1,2	MH4	1	500	-0.665640116	1.416657686	0.413083047	0.413083047	-0.055795278	10.6588726	
0,5% Mo	17Mo5	1	LM2	-1	650	-15.918875	1638.47802				-1.3147382	
½%Cr½%Mo¼%V	12MoCrV6-2-2	2	MC			-17.2703186	-3.663378253	-1.26397533E-05	-1.26397533E-05	0.00406336763	21568.38475	
1%CrMo (Norm)	25CrMo4	1	MR3	-1	600	7297.777344	-7238.72168	-568.921875	-568.921875		-2.609928608	
1%CrMo (Norm, +T)	13CrMo4-5+NT	1	MH3	1	280	0.066684094	-0.143434107	-0.013083912	-0.013083912		20.32884026	
1¼%CrMo (Norm, +T)	13CrMo5-5+NT	1	MH3	1	280	0.066684094	-0.143434107	-0.013083912	-0.013083912		20.31884026	
0,4%C1¼%CrMo (D900)	42CrMo5-6	1.7233	1	MR4	-1	650	-58488.13213	107347.2301	21171.74394	21171.74394	-2332.020504	-1.116471322
0,4%C1¼%CrMoV	40CrMo5-6+NT	1	MH4	1	650	-29.5491581	49.96889496	8.939930916	8.939930916	-0.946190417	8.976790428	
1%CrMoVTiB (D1055)	20CrMoVTiB4-10	1.7729	2	MH4	1	590	-4.46561718	8.252388	1.762619853	1.762619853	-0.2033182085	10.523564339
2¼%CrMo (Norm, +T<720 °C)	11CrMo9-10+NT1	1	MH4	1	610	-1.386920571	2.832926035	0.756533384	0.756533384	-0.098411702	10.39575958	
2¼%CrMo (Norm, +T<750 °C)	11CrMo9-10+NT1	1	MH4	1	610	-0.524605751	1.04690969	0.289080709	0.289080709	-0.03939661	10.36085415	
9%CrMo (Recocido)	X11CrMo9-1+11, +12	1	MH4	1	600	-0.806423008	1.757547379	0.53260231	0.53260231	-0.073432676	11.69501019	
9%CrMo (Norm, +T)	X11CrMo9-1+NT	1	MH4	1	560	0.111461408	-0.22190614	-0.016373638	-0.016373638	-0.001907427	14.17219162	
Acero-91 (1992)	X10CrMoVNb9-1	1	MH4	1	370	-0.49382779	0.974988639	0.266840726	0.266840726	-0.035136841	24.75553894	
Acero fundido-91	GX12CrMoVNbN9-1	2	MH3	1	590	2.47219276	-3.74460554	-0.31367442	-0.31367442		32.7190208	
E911	X11CrMoWVNbN9-1-1	2	MH4	1	613	-2.4726	5.1073	1.3796	1.3796	-0.17956	13.3	
ASTM Grado 92 (T/P92)	X10CrWMoVNbN9-2-2	2	MH4	1	500	-0.921890616	1.94211233	0.603966355	0.603966355	-0.08465305	40.5120506	
12%CrMoV (R _m 690-840MPa)	X20CrMoNiV11-1	2	MH4	1	610	-0.428634137	0.940327704	0.301457077	0.301457077	-0.042622928	12.75161076	
Esshete 1250	X10CrNiMoMnNbVB15-10-1	1.4982	2	LM4	-1	0	-336414.5313	799872.0625	234517.4219	234517.4219	-31193.5293	-18.43135262
18%Cr8%Ni (Tipo 304H)	X6rNi18-10	1.4948	1	MH04	1	0	0.202073291	-0.440956682	-0.108594514	-0.108594514	0.013175405	25.24123001
18%Cr8%NiN	X4CrNi18-10	1	MH3	1	500	-0.075662144	0.060607813	-0.001937349	-0.001937349		10.87361461	
18%Cr12%NiMo (Tipo 316)	X5CrNiMo17-12-2	1.4401	2	SM1			-101.7064252	26.9881804	30971.87037	30971.87037	-8.394024106	
18%Cr12%NiMoB	X5CrNiMoB17-12-3	1	MH04	1	0	0.536308169	-1.045994639	-0.225830242	-0.225830242	0.025575075	26.22361755	
Tipo 316L	X2CrNiMo17-12-2	1.4404	2	SM2			-292.2084065	80.74730177	60453.53476	60456.53476	-8.674051712	
18%Cr12%NiMoN	X3CrNiMoN17-12-3	1	MR4	-1	550	379488.5625	-683745.1875	-139595.5625	-139595.5625	15554.23242	-6.041174412	
Tipo 316 L(N)	X2CrNiMo17-12-2	1.4909	2	LM2	1	0	25875	4233.3			-21.5	
Tipo 316 Ti	X6CrNiMoTi17-12-2	1.4571	2	SM1			-101.7064252	26.9881804	30971.87037	30971.87037	-8.394024106	
18%Cr10%NiTi (950-1 070 °C) (Tipo 321H)	X7CrNiTi18-10	1.4941	1,2	MH04	1	0	0.005118919536	0.03954263031	-0.007168778218	-0.007168778218	0.0005460219108	21.785516739
18%Cr10%NiTi (1 070-1 140 °C) (Tipo 321H)	X7CrNiTi18-10	1.4941	1	MR4	-1	510	20463.96289	-13077.15625	4433.52832	4433.52832	-974.2594604	-3.966900826
18%Cr10%NiNb (950-1 070 °C) (Tipo 347H)	X6CrNiNb18-10	1.4550	1,2	MH4	1	640	0.02552033961	-0.1317141056	-0.05484899506	-0.05484899506	0.007650834508	14.446110289
18%Cr10%NiNb (1 070-1 140 °C) (Tipo 347H)	X6CrNiNb18-10	1.4550	1,2	LM4	-1	0	-108856.8964	252363.5625	57694.46875	57694.46875	-6863.740723	-14.445973396
18%Cr10%NiNbN	X5CrNiNbN18-10	1	MH4	1	400	-2.2908957	4.143799305	0.854297698	0.854297698	-0.097026147	14.91406345	
15%Cr10%Ni6%MnNbV	X10CrNiMnNbV15-10-6-1	1	LM4	-1	0	-336414.5313	799872.0625	234517.4219	234517.4219	-31193.5293	-18.43135262	
25%Cr20%Ni, Bs1503 310S31 (Tipo 310)	X15CrNi25-21	1,2	MR4	-1	710	2380.40332	4522.662109	3388.112793	3388.112793	-539.2338867	-1.475691199	
Aleación 800H solución recocida	X8NiCrAlTi32-21	1.4959	2	MH2	1	40	-0.011033533	-3.04619530E.05			18.97225361	
Aleación 800HT, restringida Al + Ti	X8NiCrAlTi32-21	2	MH03	1	0	-0.014907792	0.00398637814	0.00063947496	0.00063947496		22.51817931	

R.2 Bibliografía

- [1] BS-PD6525, 1990, '*Elevated temperature properties for steels for pressure purposes, Part 1. Stress rupture properties*', British Standards Institution, Issue 2, February 1994.
- [2] ECCC Data Sheets, 2005, '*Rupture strength, creep strength and relaxation strength values for carbon-manganese, low alloy ferritic, high alloy ferritic and austenitic steels, and high temperature bolting steels/alloys*', European Creep Collaborative Committee.
- [3] BS-PD6605, 1998, '*Guidance on methodology for assessment of stress-rupture data*', British Standards Institution.
- [4] ECCC Recommendations Volume 5 Part 1a, '*Generic recommendations and guidance for the assessment of full size creep rupture datasets*', Issue 5 (2003), ed. Holdsworth, S.R., publ. ETD.

ANEXO S (Informativo)

EXTRAPOLACIÓN DE LA TENSIÓN NOMINAL DE DISEÑO EN BASE AL COMPORTAMIENTO INDEPENDIENTE DEL TIEMPO EN EL INTERVALO DE FLUENCIA

S.1 Reglas generales

A temperaturas de cálculo que excedan la temperatura más elevada a la que las características del material pueden encontrarse en la norma del material, la resistencia nominal de diseño f_{nc} basada en un comportamiento independiente del tiempo debería determinarse de acuerdo con la regla aplicable del capítulo 6, teniendo como características del material los siguientes valores extrapolados:

- Límite de elasticidad:

$$R_p(T) = \min. \left\{ R_p(T_H) \cdot \sqrt{\frac{T - T_L}{T_H - T_L} - \left(\frac{R_p(T_L)}{R_p(T_H)} \right)^2} \cdot \frac{T - T_H}{T_H - T_L}; R_{p,4}(T) \right\} \quad (S-1)$$

donde

T_H es la temperatura más alta a la que se encuentra disponible el límite de elasticidad;

T_L es igual a $0,5T_H$ si el límite de elasticidad está disponible a esta temperatura o bien la temperatura más próxima por encima de $0,5T_H$ a la que el límite de elasticidad está disponible;

$R_{p,4}(T)$ es el límite de elasticidad a corto plazo R_p ($R_{p0,2}$ o $R_{p1,0}$ según proceda) a la temperatura T determinada mediante un polinomio de regresión de grado 4 utilizando todos los pares límite de elasticidad – temperatura dados en la norma de material para temperaturas por encima de la temperatura ambiente.

- Resistencia a la tracción (aplicable solamente a aceros austeníticos con un alargamiento $A > 35\%$ cubiertos por el apartado 6.4):

$$R_m(T) = R_m(T_{H-1}) + \frac{T - T_{H-1}}{T_H - T_{H-1}} [R_m(T_H) - R_m(T_{H-1})] \quad (S-2)$$

donde

T_H es la temperatura más alta a la que se encuentra disponible la resistencia a la tracción;

T_{H-1} es la primera temperatura por debajo de T_H a la que se encuentra disponible la resistencia a la tracción.

S.2 Resultados para los materiales de la Norma EN 10028

En las tablas S.1 a S.4 se muestran los valores extrapolados de f_{nc} obtenidos de acuerdo con el capítulo S.1 para todos los materiales para los que las propiedades de fluencia vienen dadas en la Norma EN 10028. Las tablas S.1 a S.3 cubren los aceros ferríticos de la Norma EN 10028-2. La tabla S.4 cubre los aceros austeníticos resistentes a la fluencia de la Norma EN 10028-7.

Para un material dado, las temperaturas para las que estas tablas dan valores son las mismas que aquéllas a las que se dan las propiedades de fluencia en la Norma EN 10028 para ese material.

Tabla S.1 – Valores extrapolados de f_{nc} para los aceros ferríticos de la Norma EN 10028-2

Material		Espesor t (mm)	Temperatura (°C)																								
Nombre	Número		410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	525	530	540	550	560	570	580	590					
P235GH	1.0345	$t \leq 16$	86,71	84,71	82,66	80,56	78,40	76,18	73,90	71,54																	
		$16 < t \leq 40$	83,50	81,64	79,72	77,76	75,75	73,69	71,56	69,37																	
		$40 < t \leq 60$	79,54	77,70	75,82	73,89	71,90	69,86	67,77	65,60																	
		$60 < t \leq 100$	74,37	72,70	71,00	69,25	67,46	65,62	63,72	61,77																	
		$100 < t \leq 150$	68,49	66,94	65,36	63,74	62,07	60,36	58,60	56,79																	
		$150 < t \leq 250$	63,27	61,85	60,39	58,90	57,37	55,80	54,18	52,51																	
P265GH	1.0425	$t \leq 16$	97,81	95,56	93,26	90,91	88,49	86,00	83,44	80,80																	
		$16 < t \leq 40$	94,60	92,49	90,33	88,11	85,84	83,51	81,11	78,63																	
		$40 < t \leq 60$	90,63	88,55	86,42	84,24	81,99	79,69	77,31	74,86																	
		$60 < t \leq 100$	79,54	77,70	75,82	73,89	71,90	69,86	67,77	65,60																	
		$100 < t \leq 150$	74,37	72,70	71,00	69,25	67,46	65,62	63,72	61,77																	
		$150 < t \leq 250$	68,49	66,94	65,36	63,74	62,07	60,36	58,60	56,79																	
P295GH	1.0481	$t \leq 16$	108,90	106,42	103,87	101,26	98,58	95,83	92,99	90,06	87,04	83,91															
		$16 < t \leq 40$	107,61	105,17	102,66	100,10	97,47	94,76	91,98	89,11	86,14	83,07															
		$40 < t \leq 60$	105,65	103,25	100,78	98,26	95,67	93,01	90,27	87,45	84,53	81,50															
		$60 < t \leq 100$	96,56	94,41	92,21	89,95	87,63	85,26	82,81	80,29	77,69	75,00															
		$100 < t \leq 150$	86,71	84,71	82,66	80,56	78,40	76,18	73,90	71,54	69,10	66,57															
		$150 < t \leq 250$	81,54	79,71	77,84	75,92	73,96	71,93	69,85	67,71	65,49	63,20															
P355GH	1.0473	$t \leq 16$	131,76	128,79	125,75	122,64	119,44	116,16	112,78	109,29	105,69	101,97															
		$16 < t \leq 40$	127,84	124,95	121,99	118,96	115,85	112,65	109,36	105,97	102,47	98,84															
		$40 < t \leq 60$	123,92	121,11	118,23	115,28	112,26	109,15	105,95	102,65	99,24	95,71															
		$60 < t \leq 100$	116,75	114,10	111,39	108,61	105,76	102,83	99,82	96,71	93,50	90,17															
		$100 < t \leq 150$	108,90	106,42	103,87	101,26	98,58	95,83	92,99	90,06	87,04	83,91															
		$150 < t \leq 250$	103,69	101,32	98,90	96,42	93,88	91,26	88,56	85,78	82,91	79,94															
16Mo3	1.5415	$t \leq 16$											91,56	89,05		86,47											
		$16 < t \leq 40$											90,30	87,87		85,37											
		$40 < t \leq 60$											87,03	84,66		82,23											
		$60 < t \leq 100$											79,86	77,66		75,40											
		$100 < t \leq 150$											73,36	71,34		69,26											
		$150 < t \leq 250$											70,14	68,22		66,25											
18MnMo4-5	1.5414	$t \leq 60$						139,93	136,86	133,51	130,07	126,54	122,90	119,15	117,24												
		$60 < t \leq 150$						133,26	130,14	126,75	123,26	119,68	115,98	112,16	110,20												
		$150 < t \leq 250$						130,33	127,26	124,11	120,88	117,56	114,14	110,62	108,81												
20MnMoNi4-5	1.6311	$t \leq 40$	245,83	245,83	245,83	243,16	239,43	235,47	231,28	226,84	222,14																
		$40 < t \leq 60$	245,83	243,78	240,29	236,54	232,54	228,26	223,69	218,83	213,66																
		$60 < t \leq 100$	237,50	237,50	234,66	230,82	226,70	222,28	217,55	212,49	207,09																
		$100 < t \leq 150$	236,36	233,13	229,65	225,91	221,89	217,58	212,97	208,04	202,77																
		$150 < t \leq 250$	215,60	213,05	210,35	207,50	204,49	201,31	197,96	194,43	190,73																

Material		Espesor t (mm)	Temperatura (°C)																					
Nombre	Número		410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	525	530	540	550	560	570	580	590		
15NiCuMoNb5-6-4	1.6368	t ≤ 40						217,77	214,68	211,45	208,08	204,56												
		40 < t ≤ 60						208,65	205,87	203,00	200,01	196,93												
		60 < t ≤ 100						203,36	200,50	197,53	194,44	191,22												
		100 < t ≤ 150						198,48	195,53	192,43	189,19	185,78												
		150 < t ≤ 250						194,01	191,16	188,17	185,03	181,74												
13CrMo4-5	1.7335	t ≤ 16											107,04	104,71		102,31	99,86	97,35	94,77	92,12				
		16 < t ≤ 60											103,81	101,58		99,30	96,96	94,57	92,11	89,59				
		60 < t ≤ 100											96,65	94,58		92,47	90,31	88,10	85,83	83,50				
		100 < t ≤ 150											90,70	88,69		86,63	84,53	82,37	80,15	77,87				
		150 < t ≤ 250											90,70	88,69		86,63	84,53	82,37	80,15	77,87				
13CrMoSi5-5+NT	1.7336+NT	t ≤ 60						135,94	134,54	132,81	130,96	128,96	126,82	124,51		122,01	119,32	116,41	113,27	109,88				
		60 < t ≤ 100						131,31	129,71	127,85	125,83	123,63	121,23	118,62		115,78	112,68	109,30	105,62	101,62				
13CrMoSi5-5+QT	1.7336+QT	t ≤ 60						203,82	201,42	198,84	196,04	193,04	189,81	186,35		182,64	178,69	174,48	170,00	165,25				
		60 < t ≤ 100						198,36	195,87	193,16	190,22	187,04	183,61	179,91		175,95	171,70	167,15	162,29	157,12				
		100 < t ≤ 250						192,99	190,44	187,66	184,63	181,33	177,76	173,90		169,74	165,26	160,44	155,29	149,77				
10CrMo9-10	1.7380	t ≤ 16											121,53	119,70		117,84	115,96	114,04	112,09	110,10	108,08	106,02		
		16 < t ≤ 40											117,59	115,83		114,03	112,21	110,36	108,48	106,56	104,61	102,62		
		40 < t ≤ 60											113,66	111,95		110,23	108,47	106,69	104,87	103,02	101,14	99,23		
		60 < t ≤ 100											109,68	108,01		106,31	104,58	102,82	101,03	99,21	97,35	95,46		
		100 < t ≤ 150											109,72	108,08		106,42	104,73	103,01	101,26	99,48	97,68	95,83		
		150 < t ≤ 250											108,93	107,10		105,29	103,53	101,83	100,20	98,66	97,23	95,92		
12CrMo9-10	1.7375	t < 250						184,51	182,89	181,10	179,14	177,00	174,66	172,11										
X12CrMo5	1.7362	t ≤ 60											143,06	137,70		131,99	125,93	119,50	112,69	105,50	97,91	89,92		
		60 < t ≤ 150											133,88	128,76		123,30	117,47	111,28	104,70	97,73	90,36	82,57		
		150 < t ≤ 250											133,88	128,76		123,30	117,47	111,28	104,70	97,73	90,36	82,57		
13CrMoV9-10	1.7703	t ≤ 60						231,99	230,21	228,21	225,99	223,52	220,79	217,77		214,46	210,82	206,85						
		60 < t ≤ 150						224,98	222,92	220,59	217,96	215,00	211,69	208,01		203,93	199,41	194,44						
		150 < t ≤ 250						224,98	222,92	220,59	217,96	215,00	211,69	208,01		203,93	199,41	194,44						
12CrMoV12-10	1.7767	t ≤ 60						231,99	230,21	228,21	225,99	223,52	220,79	217,77		214,46	210,82	206,85						
		60 < t ≤ 150						224,98	222,92	220,59	217,96	215,00	211,69	208,01		203,93	199,41	194,44						
		150 < t ≤ 250						224,98	222,92	220,59	217,96	215,00	211,69	208,01		203,93	199,41	194,44						
X10CrMoVNb9-1	1.4903	t ≤ 60											211,73	207,03		201,91	196,35	190,33	183,82	176,79	169,21	161,06		
		60 < t ≤ 150											206,31	201,56		196,38	190,76	184,67	178,07	170,95	163,27	155,01		
		150 < t ≤ 250											206,31	201,56		196,38	190,76	184,67	178,07	170,95	163,27	155,01		

Material		Espesor <i>t</i> (mm)	Temperatura (°C)								
Nombre	Número		600	610	620	625	630	640	650	660	670
15NiCuMoNb5-6-4	1.6368	$t \leq 40$									
		$40 < t \leq 60$									
		$60 < t \leq 100$									
		$100 < t \leq 150$									
		$150 < t \leq 250$									
13CrMo4-5	1.7335	$t \leq 16$									
		$16 < t \leq 60$									
		$60 < t \leq 100$									
		$100 < t \leq 150$									
		$150 < t \leq 250$									
13CrMoSi5-5+NT	1.7336+NT	$t \leq 60$									
		$60 < t \leq 100$									
13CrMoSi5-5+QT	1.7336+QT	$t \leq 60$									
		$60 < t \leq 100$									
		$100 < t \leq 250$									
10CrMo9-10	1.7380	$t \leq 16$	103,91								
		$16 < t \leq 40$	100,59								
		$40 < t \leq 60$	97,27								
		$60 < t \leq 100$	93,53								
		$100 < t \leq 150$	93,95								
		$150 < t \leq 250$	94,75								
12CrMo9-10	1.7375	$t < 250$									
X12CrMo5	1.7362	$t \leq 60$	81,51	72,68	63,41	58,61					
		$60 < t \leq 150$	74,36	65,70	56,60	51,87					
		$150 < t \leq 250$	74,36	65,70	56,60	51,87					
13CrMoV9-10	1.7703	$t \leq 60$									
		$60 < t \leq 150$									
		$150 < t \leq 250$									
12CrMoV12-10	1.7767	$t \leq 60$									
		$60 < t \leq 150$									
		$150 < t \leq 250$									
X10CrMoVNb9-1	1.4903	$t \leq 60$	152,31	142,93	132,89	127,61	122,15	110,70	98,48	85,49	71,67
		$60 < t \leq 150$	146,14	136,63	126,44	121,09	115,56	103,94	91,56	78,37	64,36
		$150 < t \leq 250$	146,14	136,63	126,44	121,09	115,56	103,94	91,56	78,37	64,36

Tabla S.2 – Valores extrapolados de f_{nc} para los aceros austeníticos resistentes a la fluencia de la Norma EN 10028-7

Material		Temperatura (°C)									
Nombre	Número	610	620	630	640	650	660	670	680	690	700
X3CrNiMoBN17-13-3 (>3mm)	1.4910	120,33	119,00	117,67	116,33	115,00	113,67	112,33	111,00	109,67	108,33
X3CrNiMoBN17-13-3 (≤3mm)	1.4910	100,01	99,35	98,69	98,02	97,34	96,67	95,98	95,29	94,60	93,90
X6CrNiTiB18-10	1.4941	98,67	97,33	96,00	94,67	93,33	92,00	90,67	89,33	88,00	86,98
X6CrNi18-10	1.4948	88,95	87,95	86,92	85,85	84,75	83,61	82,43	81,22	79,97	78,69
X6CrNi23-13	1.4950					72,85					69,56
X6CrNi25-20	1.4951	75,38	74,76	74,13	73,49	72,85	72,21	71,55	70,90	70,23	69,56
X5CrNiAlTi31-20	1.4958	62,49	62,05	61,57	61,04	60,46	59,83	59,14	58,38	57,54	56,63
X5CrNiAlTi31-20+RA	1.4958+RA	89,12	88,34	87,54	86,73	85,90	85,05	84,19	83,32	82,42	81,52
X8NiCrAlTi32-21	1.4959										56,63
X8CrNiNb16-13	1.4961	94,06	93,45	92,84	92,22	91,59	90,86	89,98	89,01	87,96	86,81

Material		Temperatura (°C)									
Nombre	Número	710	720	730	740	750	760	770	780	790	800
X3CrNiMoBN17-13-3 (>3mm)	1.4910	107,00	105,67	104,33	103,00	101,67	100,33	99,00	97,67	96,33	95,00
X3CrNiMoBN17-13-3 (≤3mm)	1.4910	93,20	92,49	91,78	91,06	90,33	89,60	88,86	88,12	87,37	86,61
X6CrNiTiB18-10	1.4941										
X6CrNi18-10	1.4948	77,36	76,00	74,00	72,00	70,00					
X6CrNi23-13	1.4950					66,11					62,47
X6CrNi25-20	1.4951	68,89	68,20	67,51	66,81	66,11	65,40	64,68	63,95	63,21	62,47
X5CrNiAlTi31-20	1.4958										
X5CrNiAlTi31-20+RA	1.4958+RA										
X8NiCrAlTi32-21	1.4959	55,63	54,53	53,35	52,05	50,64	49,12	47,47	45,69	43,77	41,70
X8CrNiNb16-13	1.4961	85,56	84,20	82,72	81,11	79,37					

Material		Temperatura (°C)									
Nombre	Número	810	820	830	840	850	860	870	880	890	900
X3CrNiMoBN17-13-3 (>3mm)	1.4910										
X3CrNiMoBN17-13-3 (≤3mm)	1.4910										
X6CrNiTiB18-10	1.4941										
X6CrNi18-10	1.4948										
X6CrNi23-13	1.4950										
X6CrNi25-20	1.4951	61,71	60,95	60,17	59,39	58,60	57,79	56,97	56,15	55,30	54,45
X5CrNiAlTi31-20	1.4958										
X5CrNiAlTi31-20+RA	1.4958+RA										
X8NiCrAlTi32-21	1.4959	39,48	37,09	34,54	31,81	28,89	25,78	22,46	18,93	15,19	11,21
X8CrNiNb16-13	1.4961										

Material		Temperatura (°C)									
Nombre	Número	910	920	930	940	950	960	970	980	990	1000
X3CrNiMoBN17-13-3 (>3mm)	1.4910										
X3CrNiMoBN17-13-3 (≤3mm)	1.4910										
X6CrNiTiB18-10	1.4941										
X6CrNi18-10	1.4948										
X6CrNi23-13	1.4950										
X6CrNi25-20	1.4951	54,45	53,58								
X5CrNiAlTi31-20	1.4958										
X5CrNiAlTi31-20+RA	1.4958+RA										
X8NiCrAlTi32-21	1.4959	11,21	Valores extrapolados no realistas, utilícese el valor dado para 900 °C								
X8CrNiNb16-13	1.4961										

ANEXO T (Normativo)

DISEÑO POR MÉTODOS EXPERIMENTALES

T.1 Objeto

El objeto de este capítulo es validar el diseño de recipientes o partes de recipientes frente a la carga de presión por métodos experimentales. Éstos se basan en ensayos de ruptura complementarios, si fuera necesario, por otros ensayos, es decir, control de deformación y ensayos de fatiga. El diseño se caracteriza por la determinación de la presión máxima admisible P_s del recipiente o de la parte del recipiente. Obsérvese que la validación del diseño de una parte de un recipiente no valida el diseño del recipiente entero.

Los métodos experimentales son aplicables a recipientes hechos de acero según la Norma 13445-2:2009, fabricados según la Norma 13445-4:2009, inspeccionados y ensayados según la Norma 13445-5:2009, y a recipientes hechos de aluminio y aleaciones de aluminio según la Norma 13445-8:2009 con limitaciones (véase T.5.1).

En la presente edición de la norma, la aplicación de este capítulo se limita al diseño de recipientes que tengan una temperatura máxima admisible a la cual se puedan ignorar los efectos de la fluencia.

Los métodos experimentales de este capítulo no son aplicables a fuelles.

NOTA Para piezas de fundición hechas de fundición de grafito esferoidal, véase la Norma EN 13445-6:2009.

T.2 Definiciones específicas**ensayo de ruptura:**

Ensayo hidráulico en el cual se aumenta la presión hasta una presión pre-determinada que se presupone que es la presión de ruptura.

ensayo de ruptura con control de deformación global:

Ensayo hidráulico en la cual se registra la presión frente a la variación de volumen.

ensayo de fatiga:

Ensayo de presión cíclica según este capítulo.

T.3 Símbolos y abreviaturas específicos

Deben aplicar los siguientes símbolos.

Tabla T.3.1 – Símbolos

Símbolo	Cantidad	Unidad
c	Tolerancia de espesor de corrosión o erosión	mm
e_a	Espesor de análisis	mm
e_{act}	Espesor real	mm
e_n	Espesor nominal	mm
$e_{min.}$	Espesor mínimo posible de fabricación	mm
f_T	Tensión de diseño nominal para casos de carga de operación normal a la temperatura de diseño	MPa

Símbolo	Cantidad	Unidad
$f_{T_{test}}$	Tensión de diseño nominal para casos de carga de operación normal a la temperatura de ensayo	MPa
F	Factor de fatiga relacionado con una supervivencia del 99,8%	Sin dimensiones
k	Factor límite de tolerancia de un lado (véase T.6.3.2)	Sin dimensiones
n	Número de ensayos	Sin dimensiones
n_S	Factor dependiente de la forma del recipiente	Sin dimensiones
N	Número de ciclos de presión	Sin dimensiones
N_{req}	Número requerido de ciclos de presión	Sin dimensiones
$N_{c,gm}$	Número de la media geométrica de ciclos	Sin dimensiones
$P_{B,req}$	Presión de ruptura requerida para un recipiente o parte ensayados	MPa ^a
P_S	Presión máxima admisible	MPa ^a
$P_{B,act}$	Presión máxima aplicada realmente en el ensayo de ruptura	MPa ^a
P_{lim}	Presión límite	MPa ^a
$P_{min.}$	Presión mínima suministrada por la instalación	MPa ^a
$R_{m, avg}$	Resistencia a la tracción media de 3 probetas de la misma colada	MPa
$R_{m(3)}$	Resistencia a la tracción media de 3 probetas de ensayo tomadas de la parte tras completar el ensayo	MPa
$R_{p0,2}$	Límite elástico mínimo o 0,2 y del límite elástico convencional a la temperatura de ensayo, como venga indicado en la especificación del material	MPa
SF	Factor de seguridad usado para determinar P_S	Sin dimensiones
V	Volumen del recipiente	mm ³
W_e	Energía de deformación elástica	N·m o J
W_p	Energía de deformación plástica	N·m o J
δ_e	Valor absoluto de la posible tolerancia negativa del espesor nominal (por ejemplo, tomado de las normas del material)	mm
σ	Desviación estándar de $\log N$	Sin dimensiones
ΔP	Intervalo de presión del ensayo de fatiga	bar, MPa
ΔV	Variación de volumen	mm ³
ΔV_e	Parte elástica de la variación de volumen	mm ³
^a MPa únicamente para el cálculo, en el resto de casos puede ser el bar (1 MPa = 10 bar).		

NOTA 1 La tabla T.3-1 contiene todos los símbolos usados en el capítulo.

NOTA 2 Para más información en relación con el espesor, véase el capítulo 5.

NOTA 3 Para más información en relación con la tensión nominal de diseño, véase el capítulo 6.

T.4 Requisitos Generales

T.4.1 Métodos experimentales sin cálculo alguno

- a) Los métodos experimentales sin cálculos deben aplicar solamente a recipientes en los que $P_S \cdot V < 6\,000 \text{ bar}\cdot\text{L}$.
- b) Los métodos experimentales sin cálculos no deben aplicar en el contexto del módulo B1 de la Directiva de Equipos a Presión (DEP)
- c) Como regla general se da preferencia al diseño por fórmulas o al diseño por análisis según el anexo B o C antes que al diseño por métodos experimentales.

NOTA DEP significa Directiva de Equipos a Presión (97/23/EC).

T.4.2 Métodos experimentales y otros métodos de diseño

- a) Cuando las dimensiones puedan calcularse por diseño por fórmulas, debe utilizarse este método. Los métodos experimentales pueden usarse para un diseño complementario por fórmulas o el diseño por análisis para verificar la adecuación del diseño. En todos los casos, debe usarse la más baja de las presiones admisibles para todas las partes como presión máxima admisible P_S para el recipiente completo, cualquiera que sea el método usado.
- b) El recipiente o parte ensayados no debe usarse como parte sometida a presión tras el ensayo de ruptura o ensayo de fatiga, incluso cuando el recipiente o parte no haya mostrado signos de ruptura o fuga.

T.4.3 Programa de ensayos

El programa de ensayos debe definirse antes del ensayo y ser aprobado por una organización o un organismo adecuadamente cualificado en el campo del diseño por métodos experimentales. Debe contener.

- a) Dimensiones esenciales y características del material de la parte a ensayar.
- b) Condiciones del ensayo.
- c) Descripción de la instrumentación.
- d) Criterios de aceptación o rechazo.

NOTA El requisito relativo al alcance de los ensayos no-destructivos de uniones soldadas y las disposiciones relativas a la evaluación final se indican en la parte 5.

T.4.4 Requisitos para un recipiente o una parte del recipiente sometido al ensayo de ruptura

- a) El recipiente a ensayar debe ser representativo de la producción contemplada.
- b) Durante la producción no deben hacerse cambios en tolerancias, métodos de producción o materiales.
- c) Se permite que una familia de recipientes o partes de ellos se base en un solo ensayo extendiendo los resultados a una escala mayor o menor con ciertos límites, como se especifica en el capítulo T.7.
- d) El recipiente o parte de él para el que la presión máxima admisible se establezca por el método A (véase el capítulo T.5) no debe haber sido sometido previamente a una presión mayor que la presión de prueba hidrostática estándar prevista facilitada en el apartado 10.2.3.3.1 de la Norma EN 13445-5:2009.
- e) El recipiente o parte de él para el que la presión máxima admisible se establezca por el método B o C (véase el capítulo T.5) no debe haber sido sometido previamente a una presión mayor que la presión máxima admisible prevista.

T.4.5 Requisitos para un recipiente o una parte del recipiente sometido al ensayo de fatiga

- a) El recipiente a ensayar debe ser representativo de la producción contemplada, incluyendo materiales, tolerancias y métodos de producción.
- b) Ya que las desviaciones en la forma pueden tener una influencia negativa en el comportamiento a fatiga del recipiente o parte de él, es recomendable incluir las desviaciones más grandes admisibles en las muestras para ensayo.
- c) El recipiente o parte de él para el que se vaya a establecer la presión máxima admisible no debe haber sido sometido previamente a una presión mayor que la presión de prueba hidrostática estándar prevista dada en el apartado 10.2.3.3.1 de la Norma 13445-5:2009.

T.4.6 Medio de prueba

Debe usarse un líquido como medio de prueba. Debe ser tal que evite la corrosión y cualquier sólido residual perjudicial. Deben disponerse venteos en los puntos altos del recipiente para purgar las posibles bolsas de aire cuando se presurice el recipiente.

T.4.7 Seguridad

El ensayo de presión siempre debe llevarse a cabo en condiciones controladas, con precauciones y seguridad adecuadas, y de forma que las personas responsables del ensayo sean capaces de realizar las adecuadas inspecciones de todas las partes presurizadas.

NOTA Las medidas de seguridad deberían estar de acuerdo con las leyes y reglamentaciones nacionales aplicables en el lugar en el que se realiza el ensayo.

T.5 Métodos

T.5.1 Métodos para la carga de presión de naturaleza predominantemente no cíclica

T.5.1.1 Generalidades

Pueden usarse diversos métodos para determinar la presión máxima admisible de un recipiente a presión o una parte de un recipiente para la carga de presión de naturaleza predominantemente no cíclica, como se define en el apartado 5.4.2. Estos métodos permiten márgenes hacia los modos de fallo siguientes:

- a) Ruptura.
- b) Deformación plástica bruta.
- c) Fatiga (hasta 500 ciclos completos de presión).

NOTA 1 El pandeo no está cubierto por las reglas actuales.

Estos métodos tienen en cuenta las tolerancias de fabricación y la diferencia entre las resistencias de diseño a la temperatura de diseño y a la temperatura de ensayo, pero no consideran las diferencias de la temperatura en servicio a lo largo del recipiente y a través del espesor. El margen de espesor por corrosión para la chapa o fundición c y la tolerancia negativa δ_c de la chapa se tienen en cuenta en el cálculo de la presión máxima admisible P_S .

NOTA 2 El recipiente a presión se diseña para condiciones con corrosión, pero no es práctico fabricar un recipiente a presión sin el margen de espesor de corrosión c si $c > 0$ mm. Por otro lado, el comportamiento de la envolvente que sea más delgada que la envolvente de producción soldada puede ser diferente a la hora de ensayo. Por tanto, el espesor del margen de corrosión se cuenta restando el valor del espesor de pared nominal de la chapa o material del tubo, o del espesor mínimo de la fundición.

T.5.1.2 Método A

Este método se aplica a recipientes de acero y de aluminio de forma simple con transiciones suaves o ángulos pequeños entre paredes de componentes adyacentes. El método no se aplica a recipientes que incorporen paredes planas. Además este método no se recomienda si se espera que alguna parte experimente una flexión significativa. El método se aplica a todos los grupos de ensayo.

Se basa en un ensayo de ruptura. El coeficiente de seguridad SF debe ser igual a 5.

T.5.1.3 Método B

Este método se aplica a recipientes de acero de todas las formas, pero se limita a los grupos de ensayo 1, 2 y 3.

Se basa en un ensayo de ruptura combinado con un control de la deformación global. El coeficiente de seguridad SF debe ser igual a 3.

T.5.1.4 Método C

Este método se aplica a recipientes de acero de todas las formas, pero se limita a los grupos de ensayo 1 y 2.

Se basa en un ensayo de ruptura combinado con un control de la deformación global y dos ensayos más de fatiga. El coeficiente de seguridad SF aplicado al resultado del ensayo de ruptura debe ser igual o superior a 2,4. Los ensayos de fatiga deben realizarse de acuerdo con la especificación dada en el apartado T.6.3 usando el valor $N_{req} = 500$ ciclos, con objeto de confirmar que el recipiente puede soportar el número requerido N_{req} de ciclos completos de presión entre P_{min} , el mínimo valor dado por la instalación y $P_{min} + P_S$, con un margen adecuado. Este margen depende del número de ensayos realizados y se expresa como un factor F a aplicar a la duración requerida. Así, el requisito de ensayo es confirmar que el recipiente puede soportar $F \cdot N_{req}$ ciclos.

T.5.2 Métodos para carga de presión de naturaleza predominantemente cíclica y ensayos de fatiga

Cuando $N_{req} > 500$, no debe usarse el método A. Los ensayos de fatiga deben realizarse de acuerdo con la especificación dada en el apartado 20.6.3, usando el valor N_{req} :

- conjuntamente con los métodos B o C;
- conjuntamente con el diseño por fórmulas o el diseño por análisis para recipientes o partes de los grupos de ensayo 1, 2 ó 3.

NOTA Los ensayos de fatiga pueden sustituir o complementar el análisis de fatiga de acuerdo con los capítulos 17 ó 18.

T.6 Especificaciones de ensayo

T.6.1 Ensayo de ruptura del Método A

T.6.1.1 Procedimiento

- a) Se toma una muestra aleatoria de producción del recipiente o parte del recipiente.
- b) Se verifica que la parte o recipiente a ensayar se fabrica y se suelda de acuerdo con el plano especificado y cualquier revisión correspondiente. El material usado debe ser del mismo tipo y grado que el de la parte en producción.
- c) Se verifica que la parte o recipiente a ensayar se fabrica con las mismas dimensiones que la parte en producción.
- d) Se verifica que las propiedades del material cumplen los requisitos de la Norma EN 13445-2:2009 para aceros y la Norma EN 13445-8:2009 para aluminio y aleaciones de aluminio. Para cada ensayo de ruptura, deben extraerse del recipiente o parte ensayada tres piezas de ensayo para ensayo de tracción, y si es aplicable tres más para ensayos de impacto, y documentarse los resultados.

- e) Para la determinación de $R_{m(3)}$, las probetas deben cortarse de un lugar del recipiente o parte ensayada donde las tensiones durante el ensayo no hayan excedido el límite elástico o el límite elástico convencional. Los resultados y la carga de rotura media deben certificarse de acuerdo a la Norma EN 10204, certificado tipo 3.1.
- f) En toda área en la que sea probable que empiece la ruptura, debe medirse el espesor de pared e_{act} del área entera (al menos una medida por cada 100 mm × 100 mm). Los resultados deben escribirse (marcarse permanentemente) en la parte en el lugar de la medida o en el plano.
- g) El método de sujeción del recipiente o parte de él debe ser tal que no mejore su resistencia estática o cíclica. Sin embargo estas consideraciones pueden ser menos importantes para partes pequeñas sobredimensionadas que están empernadas a extremos rígidos, cuando este sobredimensionamiento sea dictado por consideraciones funcionales más que por resistencia a la presión.
- h) Se verifica que la temperatura del líquido de presurización satisface todos los requisitos siguientes:
- 1) 5 K por encima del punto de solidificación;
 - 2) 10 K por debajo del punto de ebullición atmosférico;
 - 3) y suficientemente alto de forma que se evite el riesgo de fractura frágil en el recipiente o parte del recipiente.
- i) Las paredes gruesas no deben presurizarse hasta que la temperatura del metal y la temperatura del medio de presurización sean aproximadamente iguales. Durante el ensayo hidrostático el recipiente o la parte de él deben permanecer secos. Si la tenacidad del material impone un límite a la temperatura de ensayo de acuerdo con el anexo B de la Norma EN 13445-2:2009 o en la velocidad a la que se aumenta la presión, esto debe tenerse en cuenta y documentarse.
- j) Se debe conectar un manómetro indicador de presión directamente al recipiente. Si el manómetro no es fácilmente visible por el operador para controlar la presión aplicada, debe disponerse otro manómetro adicional que sea visible por el operador durante todo el ensayo. Para recipientes grandes, se recomienda usar un manómetro registrador además de los manómetros de indicación.
- k) Cuando se use un manómetro indicador o uno registrador, debe tener una esfera graduada en un intervalo de alrededor del doble de la presión máxima prevista, pero en ningún caso debe ser inferior a 1,5 veces ni superior a 4 veces esa presión. Pueden usarse manómetros de lectura digital que tengan un rango más amplio de presión siempre que las lecturas dadas por los mismos proporcionen la misma o mayor precisión que la obtenida con manómetros de esfera.
- l) Se verifica que se usa un manómetro calibrado. La tolerancia máxima debe ser de al menos clase 1 o mejor según las Normas EN 837-1 y EN 837-3.
- m) La presión en el recipiente o parte de él debe aumentarse gradualmente hasta alcanzar aproximadamente un 50% de la presión mínima de ruptura $P_{B,req}$. En este punto, la presión de ensayo debe incrementarse en pasos de aproximadamente un 10% hasta $P_{B,req}$. La presión debe mantenerse estacionaria al final de cada incremento durante un tiempo suficiente que permita hacer la observación requerida por el procedimiento de prueba.
- n) La presión de ruptura requerida viene dada por la fórmula:

$$P_{B,req} = SF \cdot P_s \cdot \frac{R_{m,avg}}{R_m} \cdot \frac{f_{ttest}}{f_T} \cdot \left(\frac{e_{act}}{e_a} \right)^{n_s} \quad (T.6-1)$$

donde

$$SF = 5$$

e_{act} y e_a son los espesores reales y de análisis

El espesor de análisis e_a viene dado por la fórmula:

$$e_a = e_n - \delta_c - c \quad (\text{T.6-2})$$

o por la fórmula:

$$e_a = e_{\min.} - c \quad (\text{T.6-2})$$

NOTA e_n aplica a productos laminados, mientras que $e_{\min.}$ aplica a fundiciones.

$n_s = 1$ para superficies curvas (cilindros, esferas) o conos con ángulos $\alpha \leq 30^\circ$, superficies atirantadas y piezas en tensión cuando pueda demostrarse que la tensión primaria de flexión es menor que los 2/3 de la tensión total;

$n_s = 2$ para todas las demás superficies excepto cuando pueda demostrarse que la tensión primaria de flexión es $< 2/3$ de la tensión total.

En caso de duda debe seleccionarse $n_s = 2$

Para el cálculo de $P_{B,\text{req}}$ con la ecuación (20.6-1), debe usarse la situación del recipiente cuando el producto

$\frac{R_{m,\text{avg}}}{R_m} \cdot \frac{f_{t,\text{test}}}{f_T} \cdot \left(\frac{e_{\text{act}}}{e_a}\right)^{n_s}$ sea el mayor. Si el recipiente se fabrica de un solo material, este requisito se reduce a $\frac{e_{\text{act}}}{e_a}$ seleccionar la situación cuando la relación sea la más alta.

- o) El área de referencia para la relación de espesores $\frac{e_{\text{act}}}{e_a}$ puede determinarse también en una parte idéntica que se ensaye usando cualquier de los métodos siguientes:

- 1) medición por galgas extensiométricos;
- 2) interferometría holográfica;
- 3) un ensayo de ruptura preliminar antes del ensayo presenciado por una Autoridad Responsable, cuando el espesor de análisis viene dado para un acero no austenítico como:

$$e_a = e_{\text{act}} \cdot \left(\frac{1,5 \cdot P_s \cdot R_{m(3)}}{P_{B,\text{act}} \cdot R_{p0,2}} \right)^{1/n_s} \quad (\text{T.6-4})$$

- p) Si la ruptura no ocurre aunque se haya alcanzado la presión de ruptura mínima requerida, o cuando se alcance la presión máxima de la bomba a una presión superior a la presión de ruptura mínima requerida, el ensayo de ruptura puede pararse y registrarse esta presión $P_{B,\text{act}}$ junto con la fecha del ensayo de ruptura, detalles del material, número de parte, especificación del material y espesor de pared mínimo medido e_{act} para determinar el espesor de análisis e_a y el espesor mínimo $e_{\min.}$

T.6.1.2 Criterios de aceptación

- a) El recipiente o parte de él bajo investigación debe alcanzar la presión de ruptura requerida $P_{B,\text{req}}$ sin mostrar ninguna fuga, excepto posiblemente por las uniones con juntas.
- b) Un recipiente o parte de él es aceptable si cumple todos los requisitos de los apartados T.6.1.1 a) a T.6.1.1 p) y T.6.1.2 a).
- c) Si un recipiente o parte de él no cumple alguno de estos requisitos, puede someterse una segunda parte de idéntica producción al mismo procedimiento de ensayo. Si esta segunda parte cumple los requisitos del ensayo, el recipiente o parte de él puede ser aceptable siempre que la investigación de la causa de fallo muestre que el mismo comportamiento puede evitarse en la producción de los recipientes o parte de ellos. Si esta segunda parte no cumple los requisitos del ensayo, el diseño del recipiente o parte de él se considera que no cumple la especificación.

- d) Es aceptable, durante el ensayo de ruptura, que se produzcan fugas y falta de estanquidad entre partes embridadas, con juntas o empernadas mientras se alcanza la presión $P_{B,req}$ durante el ensayo. Es aceptable también que se rompan juntas durante el ensayo o que se modifiquen las características de las juntas, siempre que esto no modifique indebidamente los patrones de las fuerzas aplicadas a los elementos conectados, y bajo la condición de que estos elementos cumplan las pertinentes reglas de diseño de esta norma a la presión máxima admisible P_S .
- e) Solamente para el ensayo, es aceptable el uso de pernos de un grado más alto que el requerido por la especificación de diseño.
- f) Cuando se diseñen conexiones embridadas de acuerdo con los requisitos de esta norma con relación al espesor mínimo requerido, el área del perno mínimo requerido y la forma, es aceptable el uso de más pernos que los especificados para operación normal, si ello es necesario para alcanzar la presión de ruptura requerida.

T.6.1.3 Determinación de la presión máxima admisible

La presión máxima admisible P_S debe determinarse como sigue:

$$P_S = \frac{P_{B,act}}{SF} \cdot \frac{R_m}{R_{m(3)}} \cdot \frac{f_T}{f_{T,test}} \cdot \left(\frac{e_n - \delta_e - c}{e_{act}} \right)^{n_s} \quad (T.6-5)$$

donde

- $SF = 5$
- $n_s = 1$ para superficies curvas (cilindros, esferas) o conos con ángulos $\alpha \leq 30^\circ$, superficies atirantadas y piezas en tensión cuando pueda demostrarse que la tensión primaria de doblado es menor que los 2/3 de la tensión total, para otras superficies, cuando pueda demostrarse que la tensión primaria de doblado es $< 2/3$ de la tensión total;
- $n_s = 2$ para todas las demás superficies

En caso de duda se debe seleccionar $n_s = 2$

- e_n y e_{act} son los espesores nominal y mínimo en el lugar donde se inicia la ruptura en el ensayo. Si existe un espesor diferente en este lugar, debe usarse el que tenga la menor relación $\left(\frac{e_n - \delta_e - c}{e_{act}} \right)$

Cuando no pueda determinarse la relación $\left(\frac{e_n - \delta_e - c}{e_{act}} \right)$, el fabricante debe estimar un valor menor y respetarlo en todos los recipiente de producción. Un valor indicativo de 0,8 es generalmente suficiente para cubrir la mayoría de los casos prácticos.

T.6.1.4 Informe del ensayo

El fabricante del recipiente debe registrar como mínimo lo siguiente:

- identificación del fabricante del recipiente;
- identificación de los recipientes;
- fecha y lugar del ensayo;
- descripción del recipiente o parte ensayada;

- detalles o referencia del procedimiento de ensayo;
- método de calibración utilizado;
- presión máxima realmente aplicada;
- medio de presión del ensayo;
- cálculo de la presión máxima admisible;
- conclusiones;
- nombre del inspector y aprobación de la Autoridad Responsable.

T.6.2 Ensayo de ruptura y control de la deformación global para el Método B y el Método C.

T.6.2.1 Procedimiento

- a) Se debe seguir el procedimiento indicado en el apartado T.6.1.1 con la siguiente modificación: la presión debe liberarse al 10% de la presión mínima de ruptura requerida y a partir de ahí debe aumentarse, posiblemente en un paso, a la misma presión, antes de reanudar el aumento de presión tal como se define en el punto m) del apartado T.6.1.1.
- b) Además, debe establecerse un gráfico que muestre la presión frente a la variación de volumen, véase la figura T.6-1.
- c) En este gráfico, debe tomarse la presión límite P_{lim} como la presión a la cual la variación de volumen ΔV es dos veces su parte elástica ΔV_e , como muestra la figura T.6-1.

NOTA Esta definición de P_{lim} es equivalente a definir la presión límite como la presión a la cual la energía de deformación plástica W_p disipada en el material del recipiente es dos veces la energía de deformación elástica W_e almacenada en él, asumiendo un comportamiento ideal elasto-plástico (véanse las zonas sombreadas de la figura).

- d) La presión de ruptura $P_{B,req}$ debe determinarse como antes.

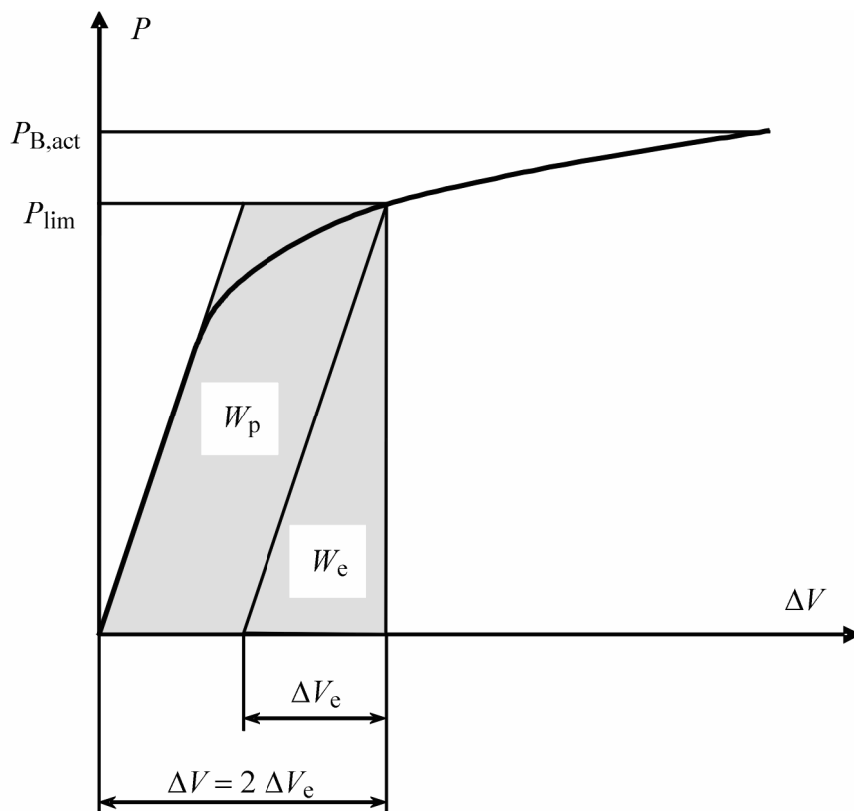


Figura T.6-1 – Curva de presión en función de la variación de volumen, para la determinación de P_{lim}

T.6.2.2 Criterios de aceptación

Los criterios de aceptación deben ser idénticos a los indicados para el método A, véase el apartado T.6.1.2.

T.6.2.3 Determinación de la presión máxima admisible

La presión máxima admisible P_S debe determinarse por la siguiente ecuación:

$$P_S = \min\left(\frac{P_{B,act}}{SF}; \frac{P_{lim}}{1,5}\right) \cdot \frac{R_m}{R_{m(3)}} \cdot \frac{f_T}{f_{T_{test}}} \cdot \left(\frac{e_n - \delta_e - c}{e_{act}}\right)^{n_S} \quad (T.6-6)$$

Con:

Para el método B:

$$SF = 3$$

Para el método C:

$$SF = 2,4$$

T.6.2.4 Informe de ensayo

Se aplican los requisitos del apartado T.6.1.4, con los elementos complementarios siguientes:

- Descripción del dispositivo de medida de la variación de volumen y precisión de la medida.
- Gráfico de la curva de presión – variación de volumen.
- Valores de W_c y W_p .

T.6.3 Ensayo de fatiga junto con los Métodos B o C, diseño por fórmulas o diseño por análisis**T.6.3.1 Procedimiento de ensayo**

Se requieren dos o más ensayos. En cada ensayo, la presión debe ser cíclica entre el valor mínimo P_{\min} , dado por la instalación y $P_{\min} + P_s$. La duración a fatiga media geométrica (en ciclos) obtenida no debe ser inferior a N_{req} multiplicada por el factor F indicado en el apartado T.6.3.2.

Si la duración a fatiga requerida supera los 10 000 ciclos, se permite acelerar el ensayo aplicando un mayor rango de presión cíclica ΔP . El número de la media geométrica de ciclos que debe soportar se convierte en:

$$N_{c,\text{gm}} = \left(\frac{P_s}{\Delta P} \right)^3 \cdot N_{\text{req}} \cdot F \quad (\text{T.6-7})$$

T.6.3.2 Factor de ensayo

El factor de ensayo F depende de la probabilidad requerida de supervivencia, el número de los resultados del ensayo n , y la desviación estándar de $\log N$, σ . Para coherencia con las curvas $\Delta\sigma_R - N$ de diseño de los capítulos 17 y 18, la probabilidad requerida de supervivencia es 99,86%. La desviación estándar de $\log N$ puede obtenerse de estos ensayos u otros representativos.

F se deriva utilizando el factor límite de tolerancia unilateral, k , tal como:

$$F = 10^{ks} \quad (\text{T.6-8})$$

En la tabla T.6-1 se da una selección de valores de k , que corresponde al 95% de confianza de una supervivencia del 99,86%. Los valores para otro cierto número de ensayos pueden obtenerse de la Norma ISO 12107.

Tabla T.6.1 – Valores del factor k

Número de ensayos	k
2	49,3
3	13,9
4	9,2
5	7,5
6	6,6
7	6,1
8	5,7
9	5,4
10	5,2

T.6.3.3 Criterios de aceptación

Ninguna fuga para el número de ciclos especificado en ninguno de los ensayos realizados.

T.6.3.4 Informe del ensayo

El informe del ensayo de fatiga debe mencionar la aceptación o rechazo del recipiente o partes ensayadas, y debe contener el número de ciclos obtenido en cada ensayo. Debe adjuntarse al informe hecho de acuerdo con los requisitos del apartado T.6.2.4.

T.7 Duplicados o partes similares

T.7.1 Generalidades

No se requiere justificación del diseño para partes que estén duplicadas o sean similares geoméricamente a una parte ya diseñada por un método experimental de esta norma, siempre que se cumplan las condiciones dadas en los apartados T.7.2 y T.7.3.

T.7.2 Piezas duplicadas

Para cualificar una pieza duplicada, los recipientes o partes de recipiente deben fabricarse con:

- a) el mismo material y las mismas especificaciones de producto, y el mismo tratamiento térmico si se aplicó alguno;
- b) las mismas formas geométricas y espesores;
- c) los mismos parámetros de diseño (por ejemplo: presión, temperatura, fluidos, margen de corrosión).
- d) los mismos procesos (por ejemplo: soldeo, conformado, tratamiento térmico) y por el mismo fabricante;
- e) los rangos de espesor y dimensiones especificados en la documentación técnica.

T.7.3 Partes similares

T.7.3.1 Generalidades

Para cualificar una parte similar, las únicas variables que se permite que cambien son la longitud y el diámetro. La longitud no debe ser inferior; el diámetro de la parte similar no debe ser mas grande que la ensayada por ninguno de los tres métodos A, B o C. La orientación y situación de las aberturas, soldaduras y conexiones deben tomarse en cuenta en las piezas geoméricamente similares, ya que éstas pueden también producir diferentes estados de tensión y diferentes presiones de ruptura y comportamiento de fatiga.

Otras desviaciones que surjan deben evaluarse e indicarse claramente en la documentación

T.7.3.2 Determinación de la presión máxima admisible

Se debe establecer la presión máxima admisible para piezas similares geoméricamente mediante una serie de ensayos que cubran de manera uniforme el rango de tamaños, presión u otras variables por interpolación de curvas suaves representadas a partir de los resultados de los ensayos, siempre que:

- a) se hayan realizado suficientes ensayos para proporcionar al menos 5 puntos de datos que estén en incrementos que estén dentro del 20% al 30% del rango cubierto;
- b) las curvas se hayan basado en la media de los datos de ensayo;

- c) no se hayan hecho extrapolaciones;
- d) la parte o recipiente fugue o rompa en las zonas bajo investigación. El valor de la presión en este punto se toma como $P_{B,act}$.

T.8 Bibliografía

- [1] ISO 12107, *Metallic materials. Fatigue testing. Statistical planning and analysis of data.*

ANEXO Y (Informativo)**DIFERENCIAS ENTRE LA NORMA EN 13445-2:2002 Y EN 13445-2:2009**

La edición de 2009 de la Norma EN 13445 contiene la edición de 2002 de la norma y todas las modificaciones y correcciones publicadas hasta ese momento.

Las modificaciones técnicas más importantes incluyen:

- Los requisitos adicionales para la fluencia: ahora, la norma también aplica a temperaturas en el intervalo de fluencia (véanse los capítulos 5 y 9, anexos B, M, R y S); el anexo informativo M (anteriormente titulado "Medidas a adoptar en servicio") ha sido sustancialmente revisado. El nuevo título es "Seguimiento en servicio de los recipientes funcionando en fatiga o en fluencia".
- Diseño por métodos experimentales modificado: ahora las reglas se indican también para el "Diseño por métodos experimentales" (véase el anexo T).

NOTA Cuando estas reglas se introdujeron en la modificación de la Norma EN 13445-3: 2002, se añadieron en el capítulo 20.

- Diseño por fórmula – Ruta alternativa: Se introduce una ruta alternativa basada en los coeficientes de seguridad más fiables en el Diseño por fórmulas (similar a la Ruta Directa del anexo B en Diseño por Análisis- véase el capítulo 6)
- Diseño de fuelles de dilatación reforzado o toroidal: Las reglas para el cálculo de fuelles de dilatación se han incluido en el capítulo 14.
- Fondos planos: Las reglas para los fondos planos soldados a las envolventes cilíndricas se han modificado en un sentido menos vinculante en el caso de fondos planos que no estén trabajando bajo condiciones de fatiga. Por otra parte, ahora las ecuaciones se proporcionan para la determinación de los parámetros de diseño previamente contenidos únicamente en los gráficos.
- Paredes planas rigidizadas: Las reglas de diseño se han dado para las paredes planas reforzadas (véase capítulo 20) y para los fondos planos circulares con nervios de refuerzo (véase el capítulo 21)

NOTA Cuando estas reglas se introdujeron en la modificación de la Norma EN 13445-3: 2002, se añadieron en los capítulos 21 y 22.

- Bridas: Se han completado las tablas de parámetros de junta del anexo G (Reglas de diseño alternativas para bridas y conexiones de bridas con juntas). Se ha añadido un nuevo anexo informativo GA relativo al cálculo de bridas para los recipientes que contienen gases y vapores, para los que la estanquidad de la junta tiene una importancia primordial.
- Requisitos adicionales para DBA: Si para una parte del recipiente no se indican requisitos en los capítulos 7 a 16, anexos G y J, se aplican las reglas de DBA dadas en los anexos B y C. Las reglas del anexo B, Diseño por análisis- Ruta directa, se aplican únicamente a los recipientes o partes de él del grupo de control 1. Se incluyen los requisitos específicos que deberán cumplirse cuando se utilice el Diseño por análisis – Ruta directa, de acuerdo al anexo B.
- Placas tubulares: En el anexo J (Información adicional sobre el diseño de placas tubulares de intercambiadores de calor) se ha aclarado el procedimiento a tener en cuenta las áreas no perforadas.

ANEXO ZA (Informativo)

CAPÍTULOS DE ESTA NORMA EUROPEA RELACIONADOS CON LOS REQUISITOS
ESENCIALES U OTRAS DISPOSICIONES DE LA DIRECTIVA 97/23/CE

Esta norma europea ha sido elaborada bajo un Mandato dirigido a CEN por la Comisión Europea y por la Asociación Europea de Libre Comercio, para proporcionar un medio de dar cumplimiento a los requisitos esenciales de la Directiva 97/23/CE.

Una vez que esta norma se cite en el Diario Oficial de la Unión Europea bajo esta directiva, y se implemente como norma nacional en al menos un Estado Miembro, el cumplimiento de los capítulos de esta norma indicados en la tabla ZA.1, dentro de los límites del campo de aplicación de esta norma, es un medio para dar presunción de conformidad con los requisitos esenciales específicos de esta directiva y los reglamentos de la AELC asociados.

Tabla ZA.1 – Correspondencia entre esta norma europea y la Directiva 97/23/CE

Capítulo(s)/Apartado(s) de esta norma europea	Requisitos esenciales de la Directiva 97/23/CE	Notas/Comentarios
Todos los capítulos	2.2	Diseño adecuado para resistencia
5	2.2	Diseño para una resistencia adecuada
5	2.2.3	Método de cálculo
6	7	Requisitos cuantitativos
7 a 21	2.2.3	Método de cálculo. DBF
Anexo A Anexo E Anexo F Anexo G Anexo J Anexo P Anexo Q	2.2.3	Método de cálculo. DBF
Anexo B, Anexo C	2.2.3	Método de cálculo. Diseño por análisis
Anexo T	2.2.2 - 2.2.4	Diseño por métodos experimentales

ADVERTENCIA: Los productos incluidos en el campo de aplicación de esta norma pueden estar afectados por otros requisitos o directivas de la UE.

AENOR Asociación Española de
Normalización y Certificación

Génova, 6
28004 MADRID-España

info@aenor.es
www.aenor.es

Tel.: 902 102 201
Fax: 913 104 032