



中华人民共和国国家标准

GB/T 4732.3—2024



压力容器分析设计 第3部分：公式法

Pressure vessels design by analysis—
Part 3: Formulae method

2024-07-24 发布

2024-07-24 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	III
引言	IV
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 基本要求	2
5 内压壳体	3
6 外压壳体 and 许用压缩应力	22
7 平盖	49
8 法兰	55
9 管壳式热交换器管板	77
10 开孔补强	108
附录 A(规范性) 基本部件、组合部件的应力分析	135
附录 B(资料性) 焊接接头	161
附录 C(资料性) 切线模量 E_{tA} 取值的其他推荐方法	178
参考文献	180

前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件是 GB/T 4732《压力容器分析设计》的第 3 部分。GB/T 4732 已经发布了以下部分：

- 第 1 部分：通用要求；
- 第 2 部分：材料；
- 第 3 部分：公式法；
- 第 4 部分：应力分类方法；
- 第 5 部分：弹塑性分析方法；
- 第 6 部分：制造、检验和验收。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由全国锅炉压力容器标准化技术委员会(SAC/TC 262)提出并归口。

本文件起草单位：中国石化工程建设有限公司、清华大学、浙江大学、浙江工业大学、中国特种设备检测研究院、中国寰球工程有限公司北京分公司、合肥通用机械研究院有限公司。

本文件主要起草人：元少昫、薛明德、郑津洋、冯清晓、陈冰冰、向志海、陈志伟、朱国栋、杨洁、段瑞、张迎恺、吴坚、李克明、高增梁、姚佐权。

引 言

GB/T 4732《压力容器分析设计》给出了压力容器按分析设计方法进行建造的要求,GB/T 150 基于规则设计理念提出了压力容器建造的要求。压力容器设计制造单位可依据设计具体条件选择两种建造标准之一实现压力容器的建造。

GB/T 4732 由 6 个部分构成。

- 第 1 部分:通用要求。目的在于给出按分析设计建造的压力容器的通用要求,包括相关管理要求、通用的术语和定义以及 GB/T 4732 其他部分共用的基础要求等。
- 第 2 部分:材料。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中的钢制材料相关要求及材料性能数据等。
- 第 3 部分:公式法。目的在于给出按分析设计建造的压力容器的典型受压元件及结构设计要求。具体给出了常用容器部件按公式法设计的厚度计算公式。GB/T 4732.3 可作为 GB/T 4732.4、GB/T 4732.5 的设计基础,也可依据 GB/T 4732.3 自行完成简化的、完整的分析设计。
- 第 4 部分:应力分类方法。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中采用应力分类法进行设计的相关规定。
- 第 5 部分:弹塑性分析方法。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中采用弹塑性分析方法进行设计的相关规定。
- 第 6 部分:制造、检验和验收。目的在于给出按分析设计建造的压力容器中所涵盖结构形式容器的制造、检验和验收要求。

GB/T 4732 包括了基于分析设计方法的压力容器建造过程(即指材料、设计、制造、检验、试验和验收工作)中需要遵循的技术要求、特殊禁用规定。由于 GB/T 4732 没有必要,也不可能囊括适用范围内压力容器建造中的所有技术细节,因此,在满足安全技术规范所规定的基本安全要求的前提下,不限制 GB/T 4732 中没有特别提及的技术内容。GB/T 4732 不能作为具体压力容器建造的技术手册,也不能替代培训、工程经验和工程评价。工程评价是指由知识渊博、娴于规范应用的技术人员所作出针对具体产品的技术评价。工程评价需要符合 GB/T 4732 的相关技术要求。

GB/T 4732 不限制实际工程建造中采用其他先进的技术方法,但工程技术人员采用先进的技术方法时需要作出可靠的判断,确保其满足 GB/T 4732 的规定。

GB/T 4732 既不要求也不限制设计人员使用计算机程序实现压力容器的分析设计,但采用计算机程序进行分析设计时,除需要满足 GB/T 4732 的要求外,还要确认:

- 所采用程序中技术假定的合理性;
- 所采用程序对设计内容的适用性;
- 所采用程序输入参数及输出结果用于工程设计的正确性。

进行应力分析设计计算时可以选择或不选择以 GB/T 4732.3 作为设计基础,进而采用 GB/T 4732.4 或 GB/T 4732.5 进行具体设计计算以确定满足设计计算要求中防止结构失效所要求的元件厚度或局部结构尺寸。当独立采用 GB/T 4732.4 或 GB/T 4732.5 作为设计基础时,无需相互满足。

压力容器分析设计

第3部分：公式法

1 范围

本文件规定了在压力载荷(内压或外压)作用下,典型受压元件及结构的公式法设计方法,以及在所规定的范围内对轴向力、弯矩等其他载荷和热应力的处理规则。

本文件适用于承受压力、轴向力、弯矩等静载荷作用,以及承受交变载荷但满足 GB/T 4732.4—2024 中免除疲劳分析条款的典型受压元件及结构。

本文件适用于 GB/T 4732.1—2024 所涵盖的压力容器。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

- GB/T 150.2 压力容器 第2部分:材料
- GB/T 150.3—2024 压力容器 第3部分:设计
- GB/T 151—2014 热交换器
- GB/T 4732.1—2024 压力容器分析设计 第1部分:通用要求
- GB/T 4732.2—2024 压力容器分析设计 第2部分:材料
- GB/T 4732.4—2024 压力容器分析设计 第4部分:应力分类方法
- GB/T 4732.5—2024 压力容器分析设计 第5部分:弹塑性分析方法
- GB/T 4732.6—2024 压力容器分析设计 第6部分:制造、检验和验收
- GB/T 16749 压力容器波形膨胀节
- HG/T 20592 钢制管法兰(PN 系列)
- HG/T 20615 钢制管法兰(Class 系列)
- HG/T 20623 大直径钢制管法兰(Class 系列)
- NB/T 47013.2 承压设备无损检测 第2部分:射线检测
- NB/T 47013.3 承压设备无损检测 第3部分:超声检测
- NB/T 47020 压力容器法兰分类与技术条件
- NB/T 47021 甲型平焊法兰
- NB/T 47022 乙型平焊法兰
- NB/T 47023 长颈对焊法兰

3 术语和定义

GB/T 4732.1—2024 界定的术语和定义适用于本文件。

4 基本要求

4.1 应力分析

容器应按本文件设计,对本文件正文没有给出设计方法的元件或结构不连续部位,例如需考虑热应力的元件,应按附录 A 进行应力分析。

除另有说明外,当元件的许用应力在 GB/T 4732.2—2024 中表 B.1~表 B.8 的粗实线左侧选取时,本文件的计算公式均适用;当元件的许用应力在 GB/T 4732.2—2024 中表 B.1~表 B.8 的粗实线右侧选取时,对确定厚度需计入局部应力影响的元件及结构,如锥壳大端与圆筒体的连接、圆柱壳径向开孔等,以及需要考虑屈曲失效的元件或结构,其设计准则应另行考虑。

对本文件没有给出设计准则的元件、结构或载荷,可采用 GB/T 4732.4—2024、GB/T 4732.5—2024 的设计方法或实验方法进行应力分析。

4.2 应力分析的免除

4.2.1 当元件及结构的形状、材料以及承受的载荷等符合本文件的规定,且满足 4.2.2 或 4.2.3 之一以及 4.2.4 和 4.2.5 的要求时,可免除 4.1 要求的按附录 A 做应力分析。

4.2.2 元件满足第 5 章、第 6 章、第 7 章(表 7-2 中序号 6 除外)、第 8 章、第 9 章、第 10 章的规定。

4.2.3 具有相同的形状、载荷条件的容器或元件及结构,根据分析结果和实际应用情况,证明该容器或元件及结构可以满足分析设计要求者。

4.2.4 由异种材料组合的元件,其焊接接头分别满足下列所有要求。

a) 环向焊接接头应满足下列要求:

1) 厚度不相等的元件连接时,在厚度较薄的材料一端进行堆焊;

2) 除壁厚、弹性模量不同之外,没有其他不连续(如结构)处;

3) 满足 $\frac{S_{m2}}{E_2} \leq 1.2 \frac{S_{m1}}{E_1}$ 。其中 S_m 为材料许用应力, E 为弹性模量,角标 1、2 分别表示两种材料。

b) 对补强件与容器材料的组合,补强金属与容器壳体金属应具有相同或相近的许用应力,任何情况下,设计温度下补强金属的许用应力不应小于容器壳体金属许用应力的 80%。

c) 除 a)、b) 以外的焊接接头应满足下列要求:

1) 厚度不相等的元件连接时,在厚度较薄的材料一端进行堆焊;

2) 满足 $\frac{S_{m2}}{E_2} \leq 1.1 \frac{S_{m1}}{E_1}$ 。其中 S_m 为材料的许用应力, E 为弹性模量,角标 1、2 分别表示两种材料。

4.2.5 由相同材料、不同厚度的元件组合的部件,其对接焊接接头应满足下列所有条件:

a) 元件的母线方向相同时,在壁厚较厚的一端加工斜坡或者在壁厚较薄的一侧堆焊斜坡;

b) 元件的母线方向不同时,在壁厚较薄的一侧堆焊斜坡。

4.3 共用元件的设计

4.3.1 对由一个以上在相同或不同压力和温度下操作的独立或非独立受压室组成的容器,包括共用元件在内的每一元件,应按预期正常操作时压力和同时共存的温度作用下最苛刻的条件设计。

4.3.2 当共用元件两侧的工作压力或工作温度在任何工况条件下均同步变化时,可对共用元件用压力差或平均金属温度设计。

4.4 载荷

设计应计入各种相关的载荷,载荷应包括但不限于 GB/T 4732.1—2024 中 5.3.2 所列的内容,并应分别考虑各工况下载荷的组合作用。

4.5 许用应力

除另有要求外,受压元件用材料的性能参数(力学性能和物理性能)及许用应力按 GB/T 4732.2—2024 选取。

4.6 焊接结构

容器的 A 类、B 类焊接接头(焊接接头的划分按照 GB/T 4732.1—2024 的规定)应采用全截面焊透形式,C 类、D 类焊接接头以及夹套压力容器的焊接接头,应采用全焊透结构。焊接接头还应符合 GB/T 4732.6—2024 的规定。常见的焊接结构基本要求见附录 B。

5 内压壳体

5.1 总则

5.1.1 本章规定了典型受压元件,包括圆筒、锥壳、球壳、半球形封头、碟形封头、椭圆形封头和球冠形封头等,在承受内压时所需厚度的计算方法。内压定义为压力作用在壳体的内凹侧。

5.1.2 圆筒、球壳或锥壳若承受除内压外的其他载荷,可按 5.7 的方法进行应力评定。

5.2 符号

下列符号适用于第 5 章。

D_i ——筒体或封头(或球壳)的内直径,mm。

D_o ——筒体或封头(或球壳)的外直径,mm。

e ——自然对数的底, $e=2.718\ 28$ 。

E^t ——材料在设计温度下的弹性模量,MPa。

F ——作用在壳体截面上的轴向力,壳体受拉时取正号,受压时取负号,N。

h_i ——凸形封头内曲面深度,mm。

M ——作用在壳体截面上的弯矩, $N \cdot mm$ 。

p_c ——计算压力,以内压为正,MPa。

$R_{eL}^t (R_{p0.2}^t)$ ——材料在设计温度下的标准屈服强度(0.2%非比例延伸强度),按 GB/T 4732.2—2024 取值,MPa。

R_i ——球壳或碟形封头球面部分的内半径,mm。

r_L ——锥壳大端折边过渡区的内半径,mm。

r_m ——壳体的平均半径,mm。

r_s ——锥壳小端折边过渡区的外半径,mm。

S_m^t ——设计温度下壳体材料的许用应力,对单层壳体,按 GB/T 4732.2—2024 取值,MPa。

S_{mi}^t ——设计温度下多层包扎圆筒或套合圆筒或钢带错绕圆筒的内筒材料的许用应力,MPa。

S_{mo}^t ——设计温度下多层包扎圆筒层板层或套合圆筒套合层或钢带错绕圆筒钢带层材料的许用应力,MPa。

α ——锥壳半顶角, $(^\circ)$ 。

- δ ——壳体计算厚度, mm。
- δ_e ——壳体有效厚度, mm。
- δ_i ——多层包扎圆筒或套合圆筒或钢带错绕圆筒的内筒名义厚度, mm。
- δ_n ——壳体名义厚度, mm。
- δ_o ——多层包扎圆筒层板层或套合圆筒套合层或钢带错绕圆筒钢带层的总厚度, mm。
- δ_r ——锥壳大端或小端、球冠形封头与圆筒连接处加强段的厚度, mm。
- ϕ ——系数。

5.3 圆筒

内压圆筒防止塑性垮塌失效所需的计算厚度应按公式(5-1)确定:

$$\delta = \frac{D_i}{2} (e^{S_m^t} - 1) \quad \dots\dots\dots (5-1)$$

当 $p_c \leq 0.4S_m^t$ 时, 也可按公式(5-2)计算:

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2S_m^t - p_c} \quad \dots\dots\dots (5-2)$$

对于多层包扎圆筒、套合圆筒或钢带错绕圆筒, 许用应力可按公式(5-3)计算:

$$S_m^t = \frac{\delta_i}{\delta_n} S_{mi}^t + \phi \frac{\delta_o}{\delta_n} S_{mo}^t \quad \dots\dots\dots (5-3)$$

式中, 对多层包扎圆筒和套合圆筒, 取 $\phi = 0.95$; 对于钢带错绕圆筒, 取 $\phi = 0.98$ 。

5.4 锥壳

5.4.1 符号

下列符号适用于 5.4。

- D_{ic} ——计算点处的内直径, mm。
- D_{il} ——锥壳大端与圆筒连接处, 锥壳大端的内直径, mm。
- D_{is} ——锥壳小端与圆筒连接处, 锥壳小端的内直径, mm。
- f_L ——锥壳大端轴向力系数。
- f_s ——锥壳小端轴向力系数。
- Q_L ——锥壳大端与圆筒连接处加强系数。
- Q_s ——锥壳小端与圆筒连接处加强系数。
- r_1, r_2 ——锥壳与圆筒连接焊缝内、外表面过渡圆角半径, mm。
- S_{II} ——一次局部薄膜当量应力, MPa。
- S_{IV} ——一次加二次应力范围的当量应力, MPa。
- δ_e ——锥壳与圆筒连接处加强段的有效厚度, mm。
- δ_n ——锥壳与圆筒连接处加强段的名义厚度, mm。
- δ_r ——锥壳与圆筒连接处所需的加强段计算厚度, mm。
- ν ——材料泊松比。

5.4.2 锥壳厚度

内压锥壳防止塑性垮塌失效所需的计算厚度应按公式(5-4)确定:

$$\delta = \frac{p_c D_{ic}}{2S_m^t - p_c} \frac{1}{\cos \alpha} \quad \dots\dots\dots (5-4)$$

5.4.3 锥壳大端与圆筒的连接

5.4.3.1 通则

受内压、锥壳和圆筒具有同一回转轴、 $\alpha \leq 60^\circ$ 的锥壳大端与圆筒连接的结构,应按 5.4.3.2、5.4.3.3 的规定设计,可防止元件出现塑性垮塌失效且处于安定状态。

锥壳与圆筒连接处应采用全截面焊透焊接接头,对无折边锥壳大端与圆筒连接处,其焊缝内外表面应打磨成半径为 r_1 、 r_2 的圆角, r_1 、 r_2 均不应小于 δ_n ,如图 5-1 所示。

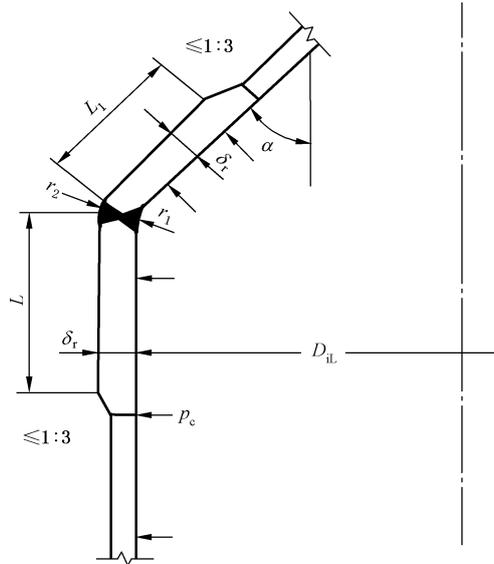


图 5-1 无折边锥壳大端与圆筒连接处结构示意图

5.4.3.2 无折边锥壳大端与圆筒连接

5.4.3.2.1 锥壳无需加强时应满足以下条件:

查图 5-2,若 p_c/S_m^t 值与 α 值的交点位于图 5-2 曲线的上方,连接处圆筒和锥壳无需加强,其厚度分别按 5.3 和 5.4.2 计算,对于 $\alpha \ge 30^\circ$ 者,取其较大者作为锥壳以及圆筒与锥壳相连接处的计算厚度。

5.4.3.2.2 锥壳需要加强时应满足以下条件:

若 p_c/S_m^t 值与 α 值的交点位于图 5-2 曲线的下方,或 α 值超出图 5-2 曲线范围时,在连接处圆筒和锥壳设置加强段。圆筒加强段的长度不小于 $L = 2\sqrt{0.5D_{ii}\delta_n}$,锥壳加强段的长度不小于 $L_1 = 2\sqrt{0.5D_{ii}\delta_n/\cos\alpha}$ 。加强段所需的计算厚度 δ_r 按公式(5-5)计算:

$$\delta_r = \frac{Q_L p_c D_{ii}}{2S_m^t - p_c} \dots\dots\dots (5-5)$$

式中, Q_L 为锥壳大端加强系数,根据 p_c/S_m^t 值与 α 值查图 5-3 确定。

5.4.3.2.3 与圆筒连接处锥壳大端中的薄膜应力分量为:

a) 环向薄膜应力应按公式(5-6)计算:

$$\sigma_\theta^{cm} = \frac{p_c R_L}{\delta_e} \left[\frac{1}{\cos\alpha} - \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{\cos\alpha}} - \frac{\sqrt{3(1-\nu^2)}}{2} \sqrt{\frac{R_L}{\delta_e}} \frac{\tan\alpha \sqrt{\cos\alpha}}{1 + \sqrt{\cos\alpha}} \right] \dots\dots (5-6)$$

b) 经向薄膜应力应按公式(5-7)计算:

$$\sigma_x^{cm} = \frac{p_c R_L}{2\delta_e \cos\alpha} \left(1 - \frac{\sin^2\alpha}{1 + \sqrt{\cos\alpha}}\right) - \frac{p_c R_L}{2\sqrt{3(1-\nu^2)}\delta_e} \sqrt{\frac{\delta_e}{R_L}} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\cos\alpha} \sin\alpha \dots (5-7)$$

c) 最大一次应力加二次应力范围的当量应力按公式(5-8)计算:

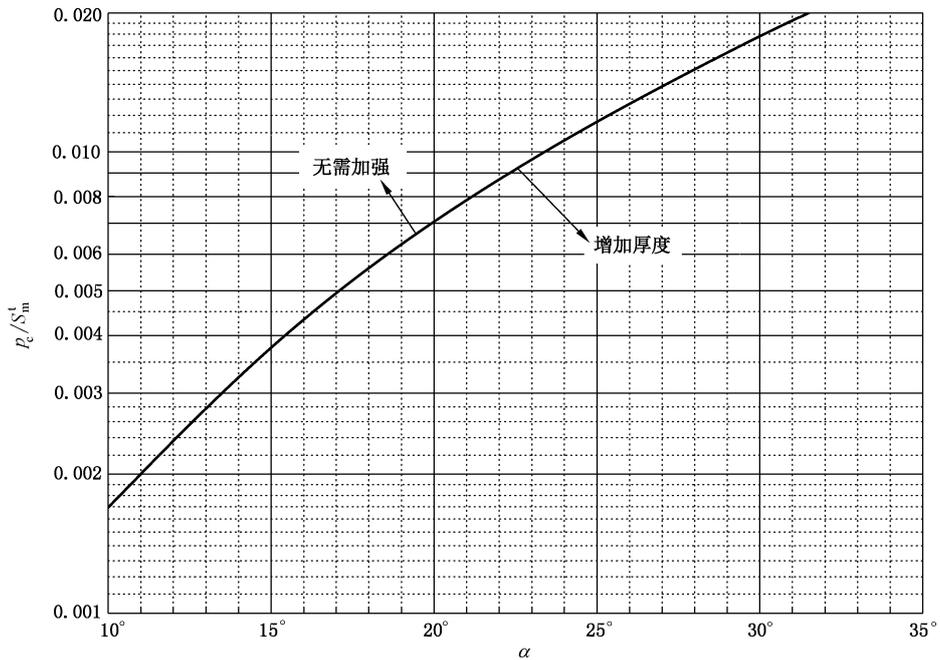
$$S_N = \frac{p_c R_L}{\delta_e} \left\{ -0.5 - \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\cos\alpha} + \left[\frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{2} + \frac{3(1-\nu)}{2\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}} \right] \sqrt{\frac{R_L}{\delta_e} \frac{\sqrt{\cos\alpha} \tan\alpha}{1 + \sqrt{\cos\alpha}}} \right\} \dots\dots\dots (5-8)$$

当泊松比 $\nu=0.3$ 时,公式(5-8)简化为公式(5-9):

$$S_N = \frac{p_c R_L}{\delta_e} \left[-0.5 - 0.85 \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\cos\alpha} + 1.46 \sqrt{\frac{R_L}{\delta_e} \frac{\sqrt{\cos\alpha} \tan\alpha}{1 + \sqrt{\cos\alpha}}} \right] \dots\dots\dots (5-9)$$

式中, R_L 应按公式(5-10)计算:

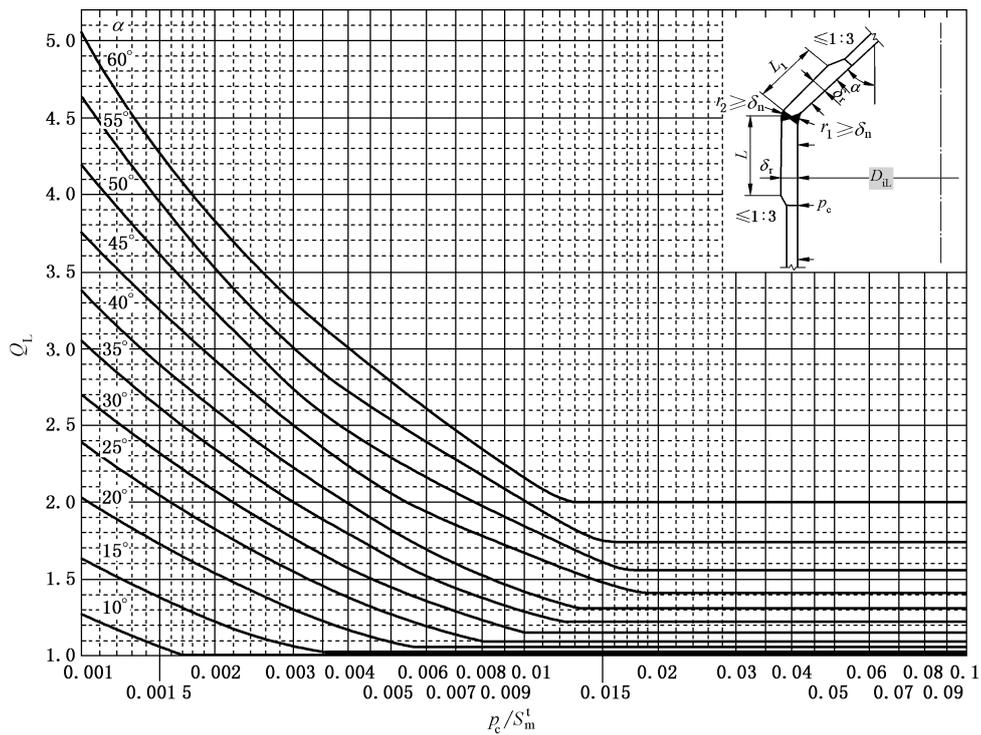
$$R_L = 0.5(D_{iL} + \delta_e) \dots\dots\dots (5-10)$$



注: 曲线系按最大一次应力加二次应力范围的当量应力(S_N)绘制,控制值为 $3S_m$ 。

图 5-2 无折边锥壳大端与圆筒连接处是否需要加强的判定曲线



图 5-3 无折边锥壳大端与圆筒连接处的加强系数 Q_L 值图

5.4.3.3 折边锥壳大端与圆筒连接

若锥壳大端与圆筒连接采用折边过渡,过渡区的半径(r_L)应满足 $r_L \geq 0.05D_{ii}$,且不小于锥壳过渡区厚度的 3 倍。折边过渡段和锥壳、圆筒加强段采用相同厚度,其值按 5.4.3.2.2 计算。

5.4.4 锥壳小端与圆筒的连接

5.4.4.1 通则

受内压、锥壳与圆筒具有同一回转轴、 $\alpha \leq 60^\circ$ 的锥壳小端与圆筒连接的结构,应按 5.4.4.2、5.4.4.3 的规定设计,可防止元件出现塑性垮塌失效且处于安定状态。

锥壳与圆筒连接处应采用全截面焊透焊接接头,对无折边锥壳小端与圆筒连接处,其焊缝内外表面应打磨成半径为 r_1 、 r_2 的圆角, r_1 、 r_2 不应小于 δ_n ,如图 5-4 所示。

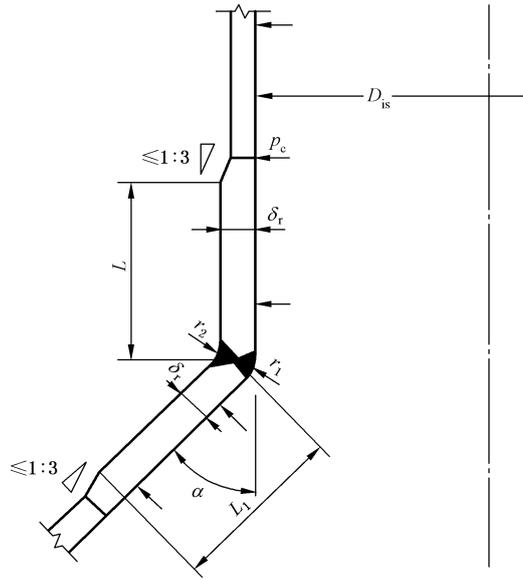


图 5-4 无折边锥壳小端与圆筒连接处结构示意图

5.4.4.2 无折边锥壳小端与圆筒连接

无折边锥壳小端与圆筒连接符合下列要求。

a) 锥壳无需加强应满足的条件：

查图 5-5, 若 p_c/S_m^t 值与 α 值的交点位于图 5-5 曲线的左上方, 连接处圆筒和锥壳无需加强, 其厚度分别按 5.3 和 5.4.2 计算, 取其较大者作为锥壳以及圆筒与锥壳相连接处的计算厚度。

b) 锥壳需要加强应满足的条件：

若 p_c/S_m^t 值与 α 值的交点位于图 5-5 曲线的下方, 或 α 值超出图 5-5 曲线范围时, 在连接处圆筒和锥壳设置加强段。圆筒加强段的长度不小于 $L = 2\sqrt{0.5D_{is}\delta_n}$, 锥壳加强段的长度不小于 $L_1 = 2\sqrt{0.5D_{is}\delta_n/\cos\alpha}$ 。

加强段所需的计算厚度(δ_r)按公式(5-11)计算：

$$\delta_r = \frac{Q_s p_c D_{is}}{2S_m^t - p_c} \dots\dots\dots (5-11)$$

式中, 锥壳小端加强系数(Q_s), 根据 p_c/S_m^t 值与 α 值查图 5-6 确定。

c) 与圆筒连接处锥壳小端中的薄膜应力分量为：

1) 环向薄膜应力应按公式(5-12)计算：

$$\sigma_\theta^{cm} = \frac{p_c R_s}{\delta_e} \left[\frac{1}{\cos\alpha} - \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{\cos\alpha}} + \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}}{2} \sqrt{\frac{R_s}{\delta_e}} \frac{\tan\alpha \sqrt{\cos\alpha}}{1 + \sqrt{\cos\alpha}} \right] \dots\dots (5-12)$$

2) 经向薄膜应力应按公式(5-13)计算：

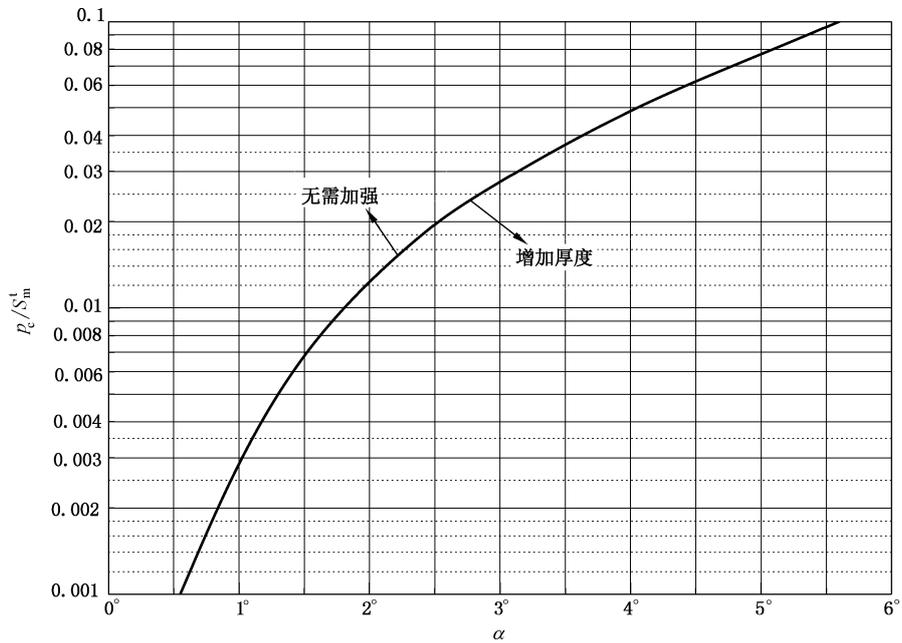
$$\sigma_x^{cm} = \frac{p_c R_s}{2\delta_e \cos\alpha} \left(1 - \frac{\sin^2\alpha}{1 + \sqrt{\cos\alpha}}\right) + \frac{p_c R_s}{2\sqrt[4]{3(1-\nu^2)}\delta_e} \sqrt{\frac{\delta_e}{R_s}} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\cos\alpha} \sin\alpha \dots (5-13)$$

公式(5-12)也是锥壳小端与圆筒连接处的最大总体加局部薄膜应力的当量应力(S_{II})。当泊松比 $\nu=0.3$ 时, 公式(5-12)简化为公式(5-14)：

$$\sigma_\theta^{cm} = S_{II} = \frac{p_c R_s}{\delta_e} \left[\frac{1}{\cos\alpha} - 0.85 \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{\cos\alpha}} + 0.643 \sqrt{\frac{R_s}{\delta_e}} \frac{\tan\alpha \sqrt{\cos\alpha}}{1 + \sqrt{\cos\alpha}} \right] \dots\dots\dots (5-14)$$

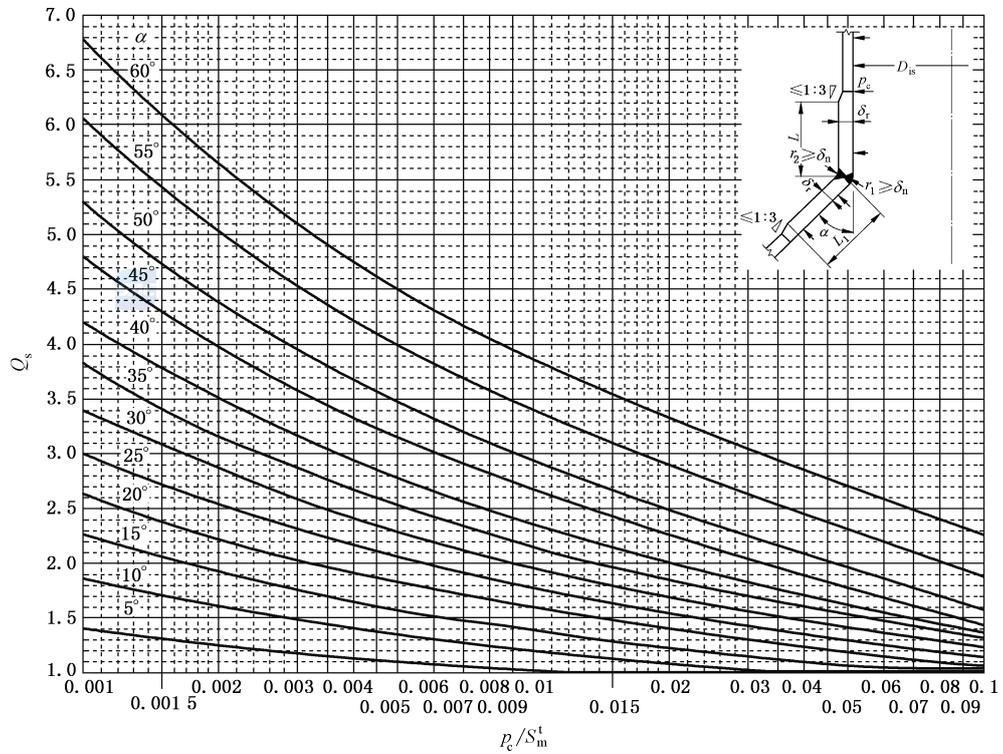
式中, R_s 应按公式(5-15)计算:

$$R_s = 0.5(D_{is} + \delta_e) \quad \dots\dots\dots (5-15)$$



注: 曲线系按照最大局部薄膜当量应力(S_{II})绘制, 控制值为 $1.1S_m^t$ 。

图 5-5 无折边锥壳小端与圆筒连接处是否需要加强的判定曲线



注: 曲线系按照结构的塑性极限压力 $p_s \geq 1.5p_c$ 绘制。

图 5-6 无折边锥壳小端与圆筒连接处的加强系数 Q_s 值图

5.4.4.3 折边锥壳小端与圆筒连接

当锥壳小端与圆筒连接采用折边过渡时,过渡区的半径(r_s)应满足 $r_s \geq 0.05D_{is}$,且不小于锥壳过渡区厚度的3倍。折边过渡段和锥壳、圆筒加强段采用相同厚度,其值按5.4.4.2 b)计算。

5.4.5 无折边锥壳受轴力时的计算方法

5.4.5.1 通则

对于按5.4.3.2、5.4.4.2设计的与圆筒连接的无折边锥壳,按5.4.5.2、5.4.5.3的规定设计可防止元件在轴向拉力作用下出现塑性垮塌失效且处于安定状态。

5.4.5.2 锥壳大端与圆筒连接时受轴向力的计算方法

锥壳大端受轴向力(F)(总力以拉为正),大端轴力系数(f_L)应按公式(5-16)计算:

$$f_L = \frac{F}{\pi R_L^2 p_c} \dots\dots\dots (5-16)$$

系数 k_L = 大端轴向力引起的一次应力加二次应力范围的当量应力/内压引起的薄膜当量应力,应按公式(5-17)计算:

$$k_L = \frac{f_L}{1 - c_L(\alpha) \sqrt{\delta_e/R_L}} \dots\dots\dots (5-17)$$

式中:

$$c_L(\alpha) = \frac{0.5 + \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\cos\alpha}}{\left[\frac{\sqrt{3(1-\nu^2)}}{2} + \frac{3(1-\nu)}{2\sqrt{3(1-\nu^2)}} \right] \frac{\tan\alpha \sqrt{\cos\alpha}}{1 + \sqrt{\cos\alpha}}} \dots\dots\dots (5-18)$$

当泊松比 $\nu = 0.3$ 时,公式(5-18)可简化为公式(5-19):

$$c_L(\alpha) = \frac{0.5 + 0.85 \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\cos\alpha}}{1.46 \frac{\tan\alpha \sqrt{\cos\alpha}}{1 + \sqrt{\cos\alpha}}} \dots\dots\dots (5-19)$$

一次应力加二次应力范围的当量应力应满足公式(5-20):

$$(1 + k_L)S_N \leq 3S_m^t \dots\dots\dots (5-20)$$

S_N 由公式(5-8)、公式(5-9)得到。若公式(5-20)不能满足,应增加 δ_e 直至满足公式(5-20)。

5.4.5.3 锥壳小端与圆筒连接时受轴向力的计算方法

锥壳小端受轴向力(F),小端轴力系数(f_s)应按公式(5-21)计算:

$$f_s = \frac{F}{\pi R_s^2 p_c} \dots\dots\dots (5-21)$$

系数 k_s = 小端轴向力引起的薄膜应力/内压引起的薄膜应力,应按公式(5-22)计算:

$$k_s = \frac{f_s}{1 + c_s(\alpha) \sqrt{\delta_e/R_s}} \dots\dots\dots (5-22)$$

式中:

$$c_s(\alpha) = \frac{\frac{1}{\cos\alpha} - \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{\cos\alpha}}}{\frac{\sqrt{3(1-\nu^2)}}{2} \frac{\tan\alpha \sqrt{\cos\alpha}}{1 + \sqrt{\cos\alpha}}} \dots\dots\dots (5-23)$$

当泊松比 $\nu=0.3$ 时,公式(5-23)可简化为公式(5-24):

$$c_s(\alpha) = \frac{\frac{1}{\cos\alpha} - 0.85 \frac{1 - \sqrt{\cos\alpha}}{\sqrt{\cos\alpha}}}{0.643 \frac{\tan\alpha \sqrt{\cos\alpha}}{1 + \sqrt{\cos\alpha}}} \dots\dots\dots(5-24)$$

薄膜应力应满足公式(5-25):

$$(1 + k_s)S_{II} \leq 1.1S_m^i \dots\dots\dots(5-25)$$

S_{II} 由公式(5-12)或公式(5-14)式得到。若公式(5-25)不能满足,应增加 δ_e 直至满足公式(5-25)。当外载荷考虑风载荷或地震载荷时,公式(5-25)中的许用应力 S_m^i 可乘以 1.2。

5.4.6 变径段

5.4.6.1 变径段的类型

受内压的轴对称变径段按 5.4.6 设计可防止元件出现塑性垮塌失效且处于安定状态。变径段包括锥壳或反向曲线形式的变径段,锥壳分为折边锥壳和无折边锥壳,可以由半顶角相同的几部分锥壳组成,每一段锥壳均应满足相应的设计要求。

无折边锥壳分为短锥壳和长锥壳。短锥壳变径段指锥壳经线较短,锥壳大、小端的边缘效应耦合直接影响锥壳的设计厚度,即符合表 5-1 判定范围的锥壳变径段。长锥壳变径段指锥壳经线足够长,锥壳大、小端的边缘效应耦合对设计厚度的影响可以忽略,即表 5-1 判定范围以外的锥壳变径段。

折边锥壳大端的过渡部分可以是半球形、椭圆形或碟形封头的一部分。折边锥壳应按 5.3、5.4.3 和 5.4.4 的规定进行设计。

对折边锥壳过渡段,当 $p_c/S_m^i < 0.002$,半顶角 $\alpha > 45^\circ$,应采用有限元进行分析设计。

当变径段采用反向曲线结构形式时,应按 5.4 的相应规定分别确定各部分厚度,取较大值作为变径段的厚度。

表 5-1 锥壳两端边缘效应耦合的判定

锥壳半顶角	$<45^\circ$	45°	50°	55°	60°
D_{iL}/D_{is}	—	≤ 1.2	≤ 1.25	≤ 1.3	≤ 1.35
读出 Q_s 值图号	图 5-6	图 5-7	图 5-8	图 5-9	图 5-10
边缘效应耦合影响	不考虑	考虑耦合影响,按 5.4.6.3 b) 计算			
注:表中“—”表示锥壳两端边缘效应不会耦合。					

5.4.6.2 长锥壳变径段

长锥壳变径段按下列规定设计:

- a) 当锥壳变径段的经线长度不小于 $5\sqrt{D_{iL}\delta_n}$ 时,锥壳厚度按 5.4.2 计算,锥壳大端与小端可分别按 5.4.3、5.4.4 设置加强段,加强段与锥壳间以全截面焊透的焊接接头连接;
- b) 当锥壳变径段的经线长度小于 $5\sqrt{D_{iL}\delta_n}$ 且半顶角 $\alpha < 45^\circ$ 时,变径段应设计为同一厚度的锥壳,其厚度仍按 5.4.3、5.4.4 计算,取其大者作为锥壳变径段所需的厚度 δ_n ;
- c) 若存在轴向外力,可按 5.4.5 的方法计算轴向力在变径段加强段中引起的应力。

5.4.6.3 短锥壳变径段

半顶角(α)满足 $45^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$ 的短锥壳变径段按下列要求设计。

- a) 对某一具体半顶角,变径段大、小端圆筒直径之比 D_{il}/D_{is} 应符合表 5-1 的规定。
- b) 变径段厚度应取同一厚度,由锥壳大、小端加强段所需厚度之大者确定。锥壳大端加强段所需计算厚度按公式(5-5)计算,锥壳小端加强段所需计算厚度 δ_r 按公式(5-11)计算,但式中 Q_s 值依不同角度应分别由图 5-7、图 5-8、图 5-9 和图 5-10 根据 D_{il}/D_{is} 值和 p_c/S_m^t 值读取。
- c) 对于作用有轴向外力的短锥壳变径段,应另行进行应力分析计算。

注 1: 图 5-7~图 5-10 均系按结构塑性极限压力 $p_s \geq 1.5p_c$ 绘制。

注 2: 计算锥壳两端边缘效应耦合时,只考虑了锥壳变径段受内压作用,未考虑锥壳变径段受轴向力的情况,即不适用 5.4.5 有关轴向力的计算公式。

5.4.6.4 变径段结构要求

变径段的结构设计满足下列要求:

- a) 大、小端圆筒加强段与变径段(或变径段两端加强段)应取相同厚度 δ_n ;
- b) 与变径段连接的大、小端圆筒加强段长度应分别不小于 $2.5\sqrt{0.5D_{il}\delta_n}$ 和 $2.5\sqrt{0.5D_{is}\delta_n}$;
- c) 锥壳经线长度不应小于由结构设计、制造工艺要求的最小长度;
- d) 锥壳与大、小端圆筒的连接结构应分别按图 5-1 与图 5-4 的要求。

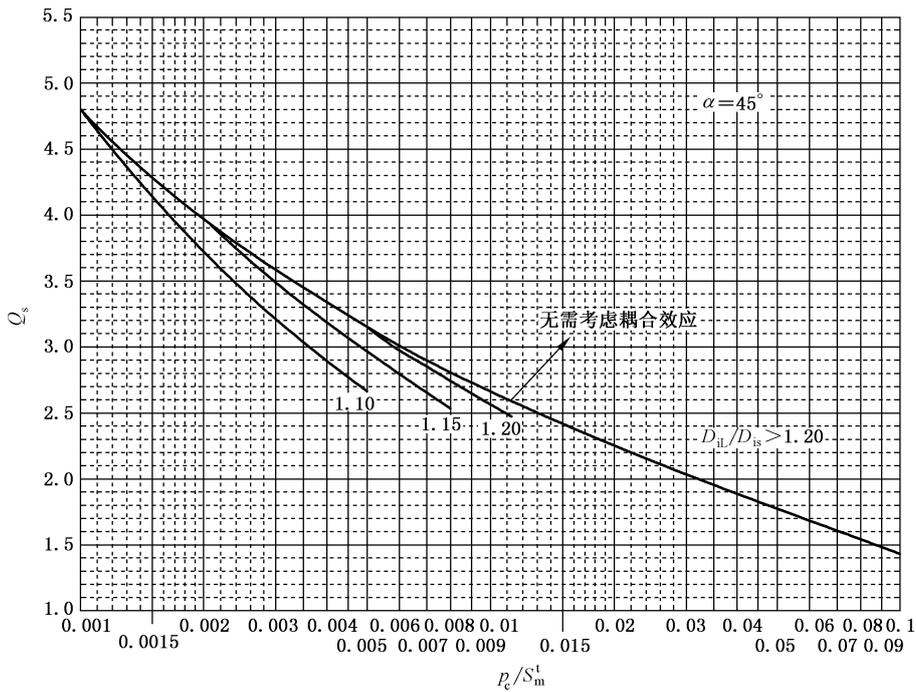


图 5-7 $\alpha = 45^\circ$ 时考虑锥壳变径段大、小端边缘效应耦合作用时的 Q_s 值

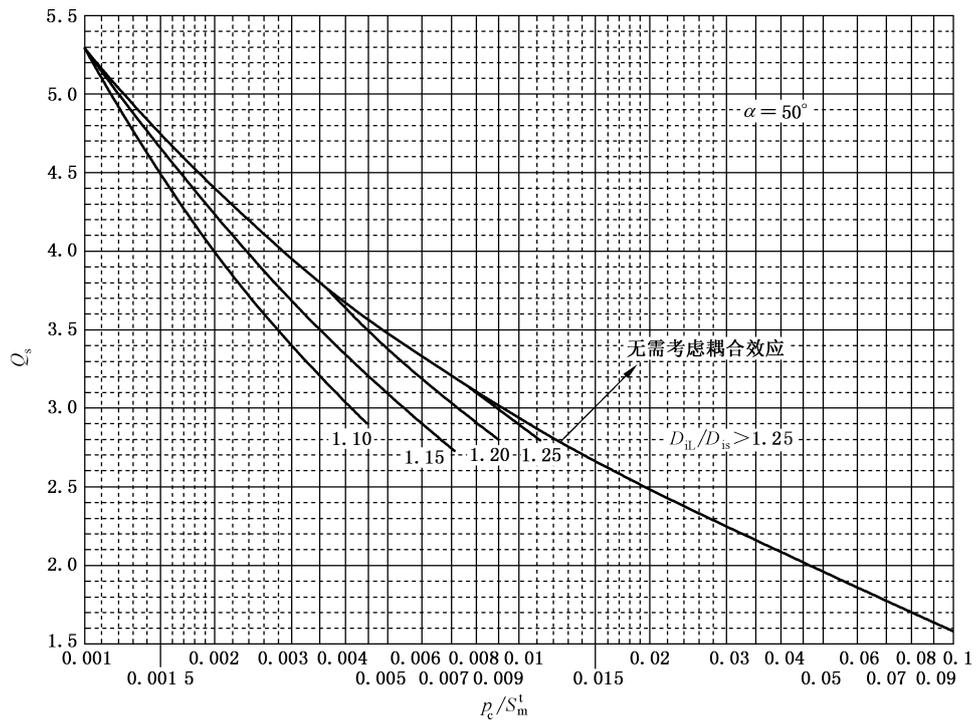


图 5-8 $\alpha = 50^\circ$ 时考虑锥壳变径段大、小端边缘效应耦合作用时的 Q_s 值

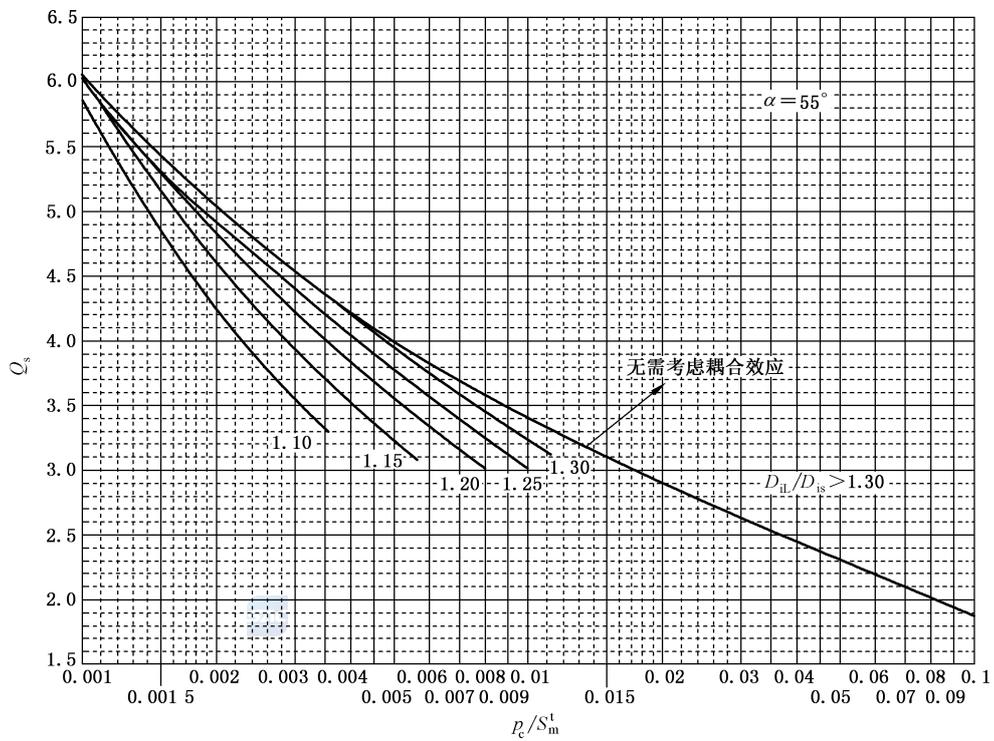


图 5-9 $\alpha = 55^\circ$ 时考虑锥壳变径段大、小端边缘效应耦合作用时的 Q_s 值

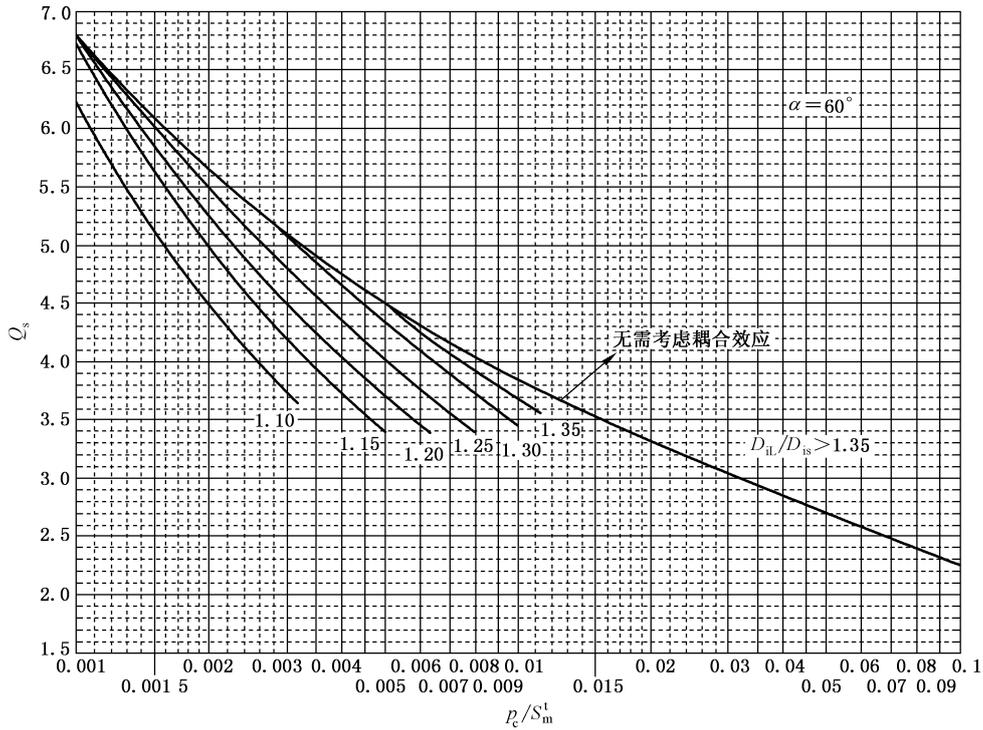


图 5-10 $\alpha = 60^\circ$ 时考虑锥壳变径段大、小端边缘效应耦合作用时的 Q_s 值

5.4.7 偏心锥壳

5.4.7.1 通则

符合 5.4.7.1 规定的非轴对称偏心锥壳按 5.4.7.2 设计可防止元件出现塑性垮塌失效且处于安定状态。

非轴对称偏心锥壳所连接的 2 个圆筒应具有平行轴线(见图 5-11),并同时满足以下要求。

- 通过两圆筒轴线的平面内,两圆筒轴线间距不应大于两圆筒内直径差值之 1/2,即 $L_d \leq (D_{il} - D_{is})/2$;偏心锥壳母线与两圆筒母线的夹角分别为 α_1 、 α_2 ,且 $\alpha_1 > \alpha_2$ 。最大夹角 $\alpha_1 \leq 45^\circ$;见图 5-11。
- 偏心锥壳的所有母线长度均应满足 $\geq 5\sqrt{D_{il}\delta_n}$, δ_n 是偏心锥壳与圆筒连接处名义厚度;当 $\alpha_1 = 45^\circ$ 时,应满足 $D_{il}/D_{is} \geq 1.2$ 。
- 偏心锥壳与大、小端圆筒的连接应为全截面焊透焊接接头。对无折边锥壳大、小端与圆筒连接处,其焊缝内外表面应打磨成半径为 r_1 、 r_2 ($r_1, r_2 \geq \delta_n$)的圆角,如图 5-1 和图 5-4 所示。

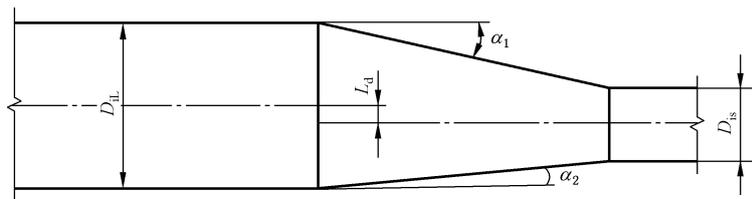


图 5-11 偏心锥壳示意图

5.4.7.2 以 α_1 作为正锥壳的半顶角,先以 D_{il} 作为正锥壳大端内直径,按 5.4.3 计算得到偏心锥壳大端

和圆筒的加强段厚度；再以 D_{is} 为正锥壳小端内直径，按 5.4.4 计算得到偏心锥壳小端和圆筒的加强段厚度；取二者之较大者作为偏心锥壳厚度。根据 5.4.6.2 和 5.4.6.3 的规定，确定偏心锥壳整体是否取同一厚度。

5.5 球壳

球壳防止塑性垮塌失效所需的计算厚度应按公式(5-26)确定：

$$\delta = R_i \left(e^{2\frac{p_c}{S_m}} - 1 \right) \quad \dots\dots\dots (5-26)$$

当 $p_c \leq 0.6S_m^t$ 时，也可按公式(5-27)计算：

$$\delta = \frac{0.5p_c R_i}{S_m^t - 0.25p_c} \quad \dots\dots\dots (5-27)$$

5.6 凸形封头



5.6.1 符号

下列符号适用于 5.6。

r ——碟形封头过渡环壳内半径，mm。

S_y ——材料在设计温度下的屈服强度， $S_y = R_{el}^t(R_{p0.2}^t)$ ，MPa。

α_h ——碟形封头和椭圆形封头的计算系数。

δ_b ——防止碟形封头和椭圆形封头屈曲所需的计算厚度，mm。

δ_c ——防止碟形封头和椭圆形封头塑性垮塌所需的计算厚度，mm。

5.6.2 半球形封头

半球形封头防止塑性垮塌失效所需的计算厚度应按公式(5-26)或公式(5-27)确定。

5.6.3 碟形封头

5.6.3.1 同时满足以下条件 a)~c) 的碟形封头，应按 5.6.3.2~5.6.3.4 设计。当不满足以下条件时，应按 GB/T 4732.4—2024 或 GB/T 4732.5—2024 设计：

- a) $20 \leq D_i/\delta \leq 2\,000$ ；
- b) $0.7 \leq R_i/D_i \leq 1.0$ ；
- c) $0.06 \leq r/D_i \leq 0.2$ 。

5.6.3.2 防止碟形封头发生塑性垮塌所需的计算厚度应按公式(5-28)确定：

$$\delta_c = \frac{\alpha_h p_c D_i}{S_m^t} \quad \dots\dots\dots (5-28)$$

封头上有开孔时，取 $\alpha_h = 0.45$ ；无开孔时，可取 $\alpha_h = 0.42$ 。

5.6.3.3 根据 R_i/r 和 D_i/δ_c ，按下列 a) 和 b) 及图 5-12 判断碟形封头是否可能发生屈曲：

- a) 若 R_i/r 值和 D_i/δ_c 值落在图 5-12 曲线上或右上方，则封头可能发生屈曲；
- b) 若 R_i/r 值和 D_i/δ_c 值落在图 5-12 曲线左下方，则封头不可能发生屈曲。

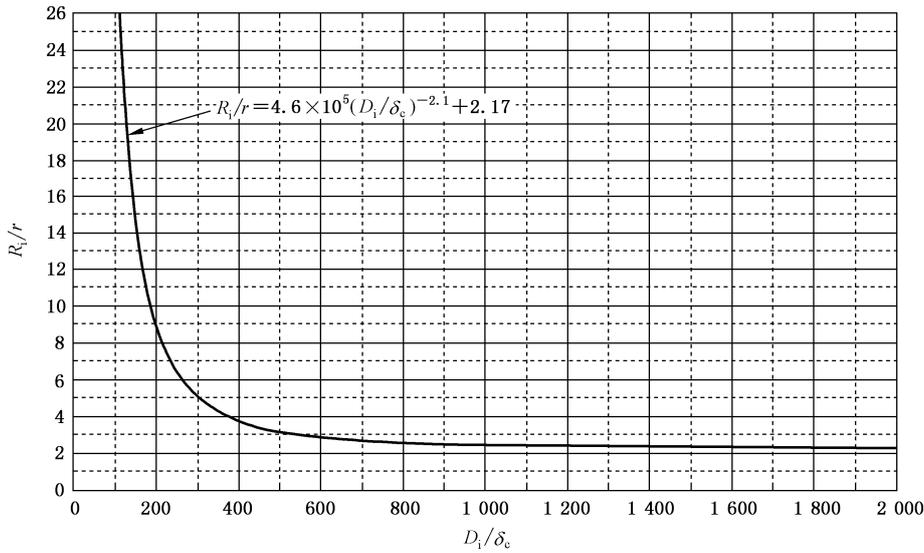


图 5-12 内压碟形封头屈曲判据图

5.6.3.4 不可能发生屈曲时,碟形封头的计算厚度为按 5.6.3.2 确定的 δ_c 。可能发生屈曲时,防止屈曲所需的计算厚度应按公式(5-29)确定,碟形封头的计算厚度取 δ_c 和 δ_b 中的较大值。

$$\delta_b = D_i \left[\frac{p_c}{120S_y} \frac{(R_i/D_i)^{1.32}}{(r/D_i)^{0.47}} \right]^{0.6} \dots\dots\dots (5-29)$$

5.6.4 椭圆形封头

5.6.4.1 同时满足以下条件 a)和 b)的椭圆形封头,应按 5.6.4.2~5.6.4.4 设计。若不满足以下条件 a)和 b),应按 GB/T 4732.4—2024 或 GB/T 4732.5—2024 设计:

- a) $20 \leq D_i/\delta \leq 2\ 000$;
- b) $1.5 \leq D_i/2h_i \leq 2.5$ 。

5.6.4.2 防止椭圆形封头发生塑性垮塌所需的计算厚度应按公式(5-28)确定。

5.6.4.3 根据 $D_i/2h_i$ 和 D_i/δ_c ,按下列 a)、b)和图 5-13 判断椭圆形封头是否可能发生屈曲。

- a) 若 $D_i/2h_i$ 值和 D_i/δ_c 值落在图 5-13 曲线上或右上方,则封头可能发生屈曲;
- b) 若 $D_i/2h_i$ 值和 D_i/δ_c 值落在图 5-13 曲线左下方,则封头不可能发生屈曲。

5.6.4.4 不可能发生屈曲时,椭圆形封头的计算厚度为按 5.6.4.2 确定的 δ_c 。可能发生屈曲时,防止屈曲所需的计算厚度应按公式(5-30)确定,椭圆形封头的计算厚度取 δ_c 和 δ_b 中的较大值。

$$\delta_b = D_i \left[\frac{p_c}{23S_y} \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^{1.93} \right]^{0.77} \dots\dots\dots (5-30)$$

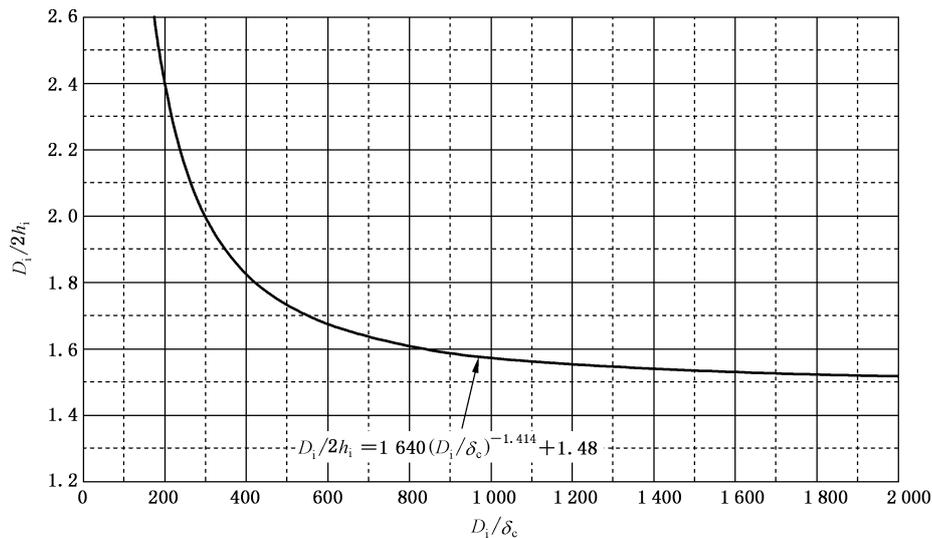


图 5-13 内压椭圆形封头屈曲判据图

5.6.5 球冠形封头

5.6.5.1 总则

按 5.6.5 设计可防止元件出现塑性垮塌失效且处于安定状态。

5.6.5.2 球冠形封头的结构

球冠形封头的结构满足下列规定：

- 球冠形封头可用作端封头，也可用作容器中两独立受压室的中间封头，其结构形式如图 5-14 所示；
- 球冠形封头在与圆筒连接处应设置加强段，其厚度为 δ_r ，弧长不应小于 $2\sqrt{0.5D_i\delta_r}$ 。

5.6.5.3 球冠形封头的计算厚度

受内压的球冠形封头的计算厚度 δ_h (见图 5-14) 按 5.5 (凹面受压) 确定，受外压的球冠形封头的计算厚度 δ_h 按第 6 章 (凸面受压) 确定。对球冠形中间封头，应计入封头两侧最苛刻的压力组合工况。

5.6.5.4 球冠形端封头

球冠形端封头加强段的计算厚度按公式 (5-31) 确定：

$$\delta_r = Q\delta = \frac{Qp_c D_i}{2S'_m - p_c} \dots\dots\dots (5-31)$$

式中， Q 是加强系数，由图 5-15 查取， δ 是与封头连接的圆筒计算厚度。

5.6.5.5 球冠形中间封头

球冠形中间封头加强段的计算厚度按公式 (5-31) 确定，若封头凹面受压，公式 (5-31) 中 p_c 取值和加强系数 Q 值由图 5-16 查取；如果封头凸面受压，公式 (5-31) 中 p_c 取值和加强系数 Q 值由图 5-17 查取。

5.6.5.6 封头与圆筒的连接

与球冠形封头连接的圆筒厚度不应小于封头加强段厚度，否则，应在封头与圆筒间设置加强段过渡

连接。圆筒加强段的厚度 δ_r 应与封头加强段等厚；端封头凹面一侧或中间封头两侧的圆筒加强段长度均不小于 $2\sqrt{0.5D_i\delta_r}$ ，端封头凸面一侧筒体的长度不应小于 $2\delta_r$ ，与圆筒连接的封头加强段弧长不应小于其两侧圆筒加强段长度的较大值，封头与圆筒连接的 T 形接头应采用全熔透焊接接头，其两侧的对接焊缝和角焊缝表面应形成凹形的圆滑过渡，如图 5-14 所示。

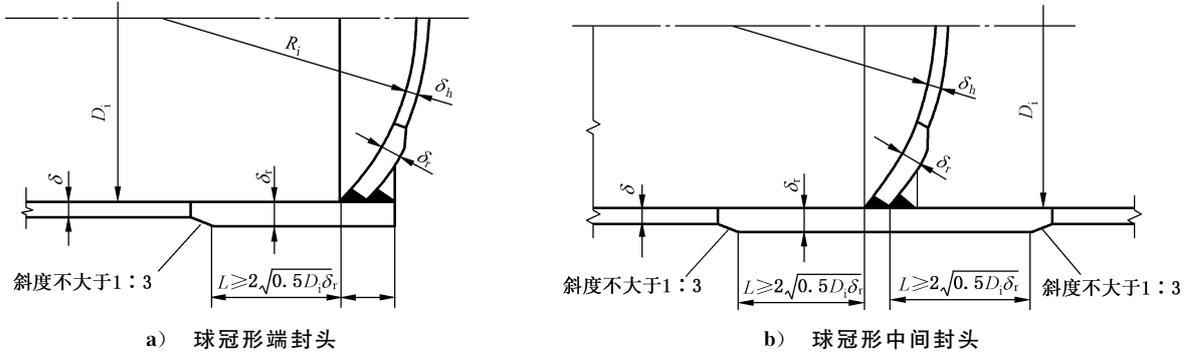


图 5-14 球冠形端封头和中间封头连接示意图

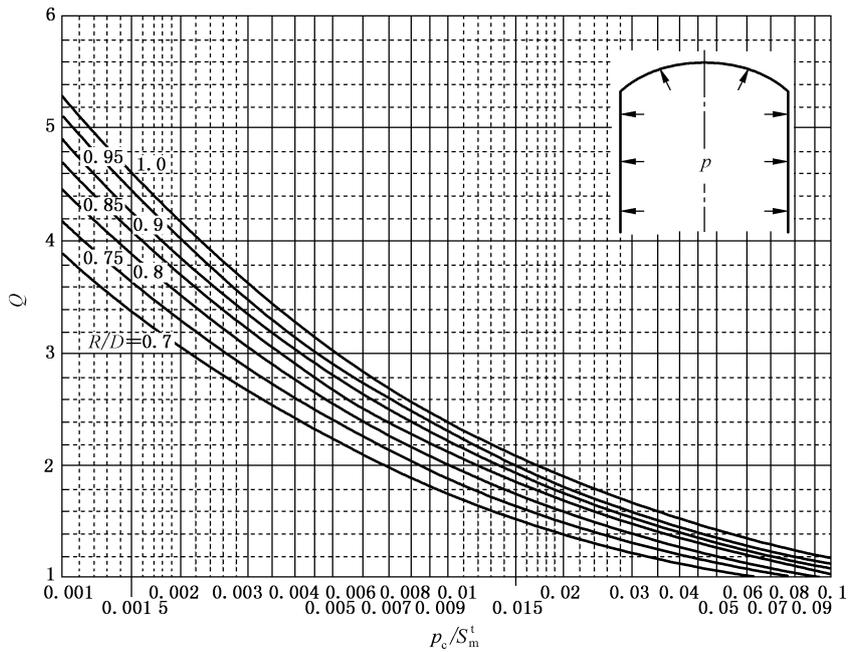


图 5-15 球冠形端封头的加强系数 Q

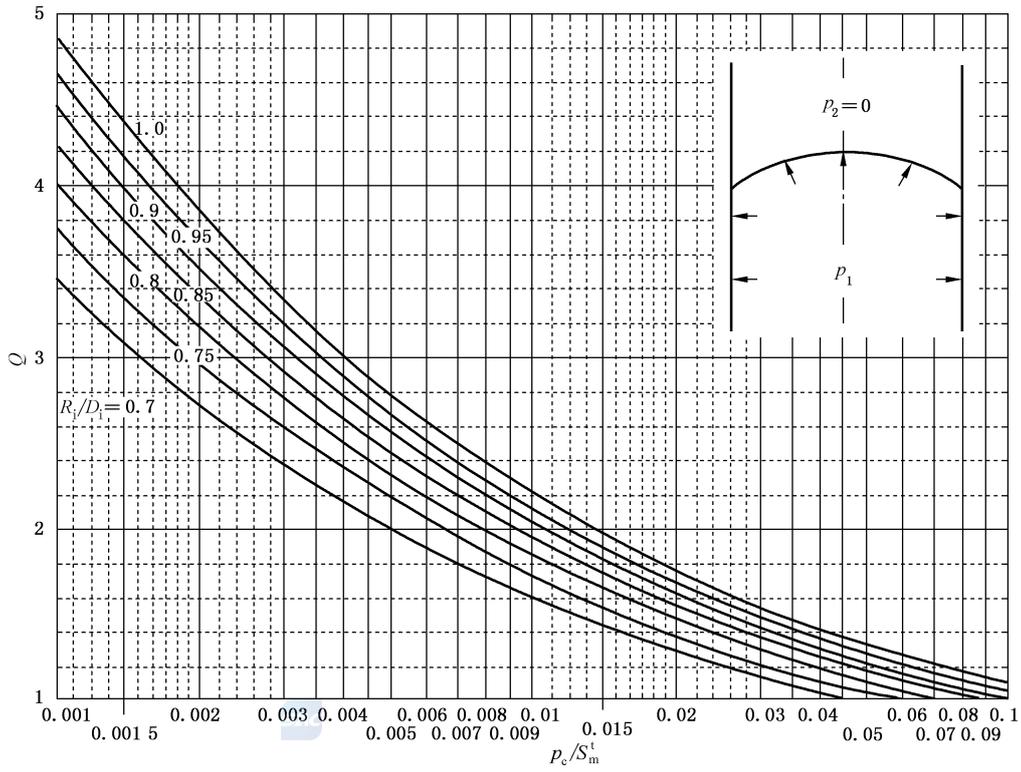


图 5-16 球冠形中间封头凹面受压的加强系数 Q

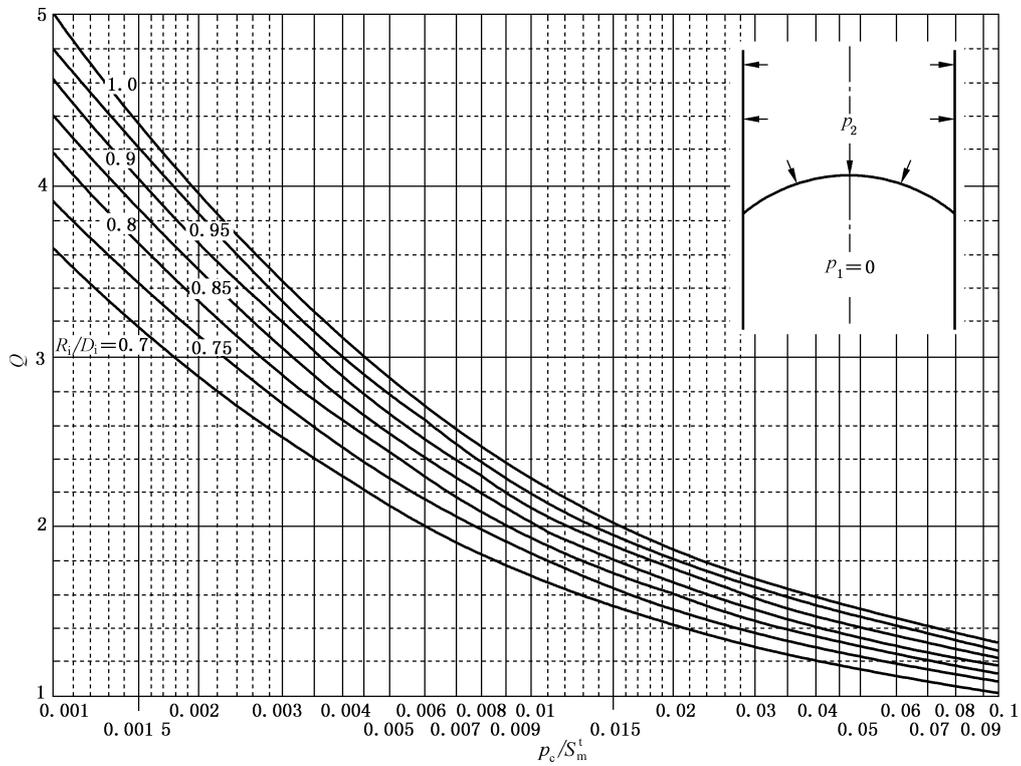


图 5-17 球冠形中间封头凸面受压的加强系数 Q

5.7 承受组合载荷的元件应力评定

5.7.1 通则

当满足下列全部条件时,承受内压、轴向力、弯矩等附加载荷(见图 5-18)的圆筒、球壳和锥壳,按 5.7.3~5.7.6 进行应力评定可防止出现塑性垮塌并处于安定状态:

- a) 壳体的内半径与厚度之比大于 5.0;
- b) 所考虑截面距离任何总体结构不连续区不小于 $2.5\sqrt{r_m\delta_n}$;
- c) 所考虑截面上没有作用横剪力和扭矩或横剪力和扭矩可以忽略;
- d) 圆筒、锥壳、球壳的厚度分别按 5.3、5.4、5.5 确定。

5.7.2 符号

下列符号适用于 5.7。

- K ——系数。
- τ ——壳体中的切应力,MPa。
- θ ——截面上定位计算点的角度,(°)。
- ϕ ——在球壳上定位周向截面的角度,(°)。
- σ_{xm} ——壳体中轴向薄膜应力,MPa。
- $\sigma_{\theta m}$ ——壳体中周向(环向)薄膜应力,MPa。
- σ_{rm} ——壳体外表面处径向应力,MPa。
- $[\sigma_{xa}]$ ——许用压缩应力,MPa。
- π ——圆周率,取 3.14。

5.7.3 圆筒的薄膜应力

在内压和附加载荷作用下,圆筒的薄膜应力应按公式(5-32)~公式(5-34)确定:

$$\sigma_{\theta m} = \frac{p_c D_i}{D_o - D_i} \dots\dots\dots (5-32)$$

$$\sigma_{xm} = \frac{p_c D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D_i^2)} \pm \frac{32MD_o \cos\theta}{\pi(D_o^4 - D_i^4)} \dots\dots\dots (5-33)$$

$$\tau = 0 \dots\dots\dots (5-34)$$

计算轴向拉应力或压应力时,公式(5-33)中“±”应分别取“+”或“-”。

5.7.4 球壳的薄膜应力

在内压和附加载荷作用下,对 $0 < \phi < 180^\circ$ 的球壳,薄膜应力按公式(5-35)~公式(5-37)确定:

$$\sigma_{\theta m} = \frac{p_c D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} \dots\dots\dots (5-35)$$

$$\sigma_{xm} = \frac{p_c D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D_i^2)\sin^2\phi} \pm \frac{32MD_o \cos\theta}{\pi(D_o^4 - D_i^4)\sin^3\phi} \dots\dots\dots (5-36)$$

$$\tau = \frac{32MD_o \cos\phi \sin\theta}{\pi(D_o^4 - D_i^4)\sin^3\phi} \dots\dots\dots (5-37)$$

计算轴向拉应力或压应力时,公式(5-36)中“±”应分别取“+”或“-”。

5.7.5 锥壳的薄膜应力

在内压和附加载荷作用下, $\alpha \leq 60^\circ$ 的锥壳的薄膜应力按公式(5-38)~公式(5-40)确定:

$$\sigma_{\theta m} = \frac{p_c D_i}{(D_o - D_i) \cos \alpha} \dots\dots\dots (5-38)$$

$$\sigma_{xm} = \frac{p_c D_i^2}{(D_o^2 - D_i^2) \cos \alpha} + \frac{4F}{\pi(D_o^2 - D_i^2) \cos \alpha} \pm \frac{32MD_o \cos \theta}{\pi(D_o^4 - D_i^4) \cos \alpha} \dots\dots\dots (5-39)$$

$$\tau = \frac{32MD_o \tan \alpha \sin \theta}{\pi(D_o^4 - D_i^4)} \dots\dots\dots (5-40)$$

计算轴向拉应力或压应力时,公式(5-39)中“±”应分别取“+”或“-”。

5.7.6 元件应力评定

5.7.6.1 计算主应力

3 个主应力应按公式(5-41)~公式(5-43)计算:

$$\sigma_1 = 0.5(\sigma_{\theta m} + \sigma_{xm} + \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{xm})^2 + 4\tau^2}) \dots\dots\dots (5-41)$$

$$\sigma_2 = 0.5(\sigma_{\theta m} + \sigma_{xm} - \sqrt{(\sigma_{\theta m} - \sigma_{xm})^2 + 4\tau^2}) \dots\dots\dots (5-42)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{rm} = 0 \dots\dots\dots (5-43)$$

5.7.6.2 应力评定

在壳体上的任意点,都应满足公式(5-44)强度限制条件。

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq k S_m^t \dots\dots\dots (5-44)$$

式中, $k=1.0$, 当附加载荷包括风载荷或地震载荷时,可取 $k=1.2$ 。

如果圆筒和锥壳中轴向应力 $\sigma_{xm} < 0$, 则 σ_{xm} 还应满足公式(5-45)。

$$|\sigma_{xm}| \leq [\sigma_{xa}] \dots\dots\dots (5-45)$$

式中, $[\sigma_{xa}]$ 分别为按 6.11.3b)、6.11.4、 $\lambda_c=0.15$ 时计算所得的圆筒或锥壳许用轴向压缩应力。

如果球壳中轴向应力 $\sigma_{xm} < 0$, 则应满足公式(5-45), 其中 $[\sigma_{xa}]$ 取 6.11.5 确定的 $[\sigma_{1a}]$ 。

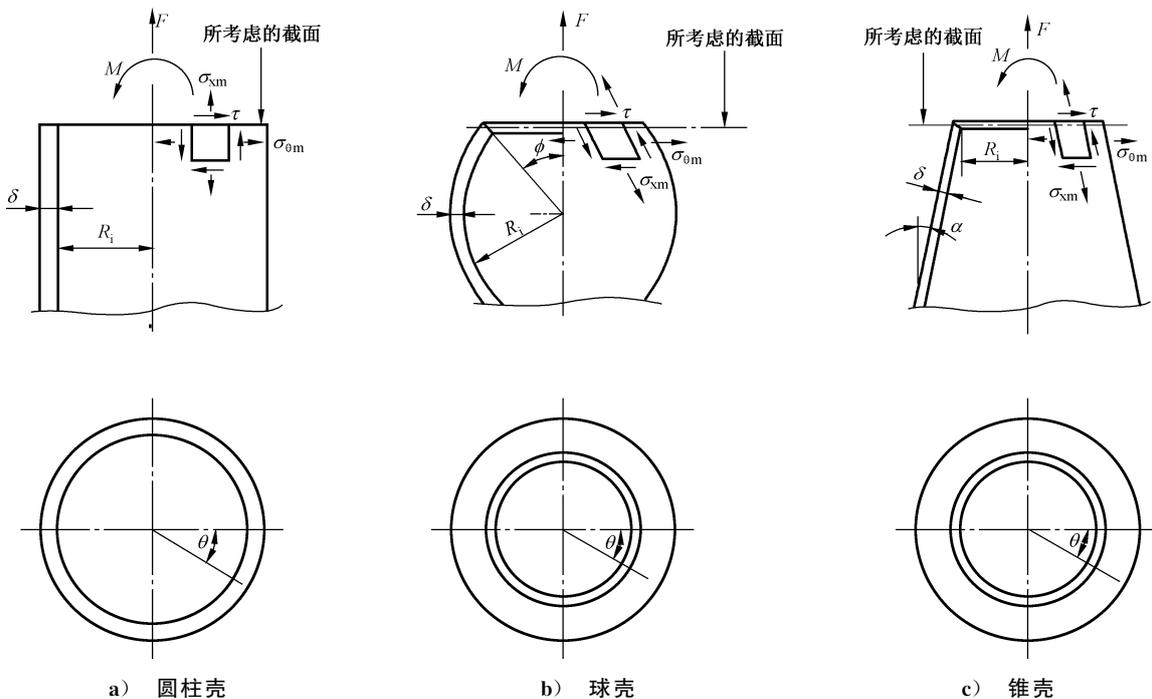


图 5-18 承受附加载荷的壳体示意图

6 外压壳体和许用压缩应力

6.1 通则

6.1.1 6.4~6.10 规定了仅受外压的圆筒、锥壳(包括筒-锥结构)、球壳和凸形封头等壳体的设计方法。

6.1.1 规定了周向受压、轴向受压和弯矩组合载荷下的壳体许用压缩应力。

6.1.2 本章仅考虑了壳体的屈曲失效。

6.1.3 径厚比 $D_o/\delta_e \leq 2\ 000$ 的壳体、半顶角不大于 60° 的锥壳可按本章设计。轴向受压或弯矩载荷作用下,结构的细长比系数(KL_u/r)不应大于 200。

6.1.4 壳体应为厚度均匀的回转壳。对于带补强圈或局部加厚的壁厚不均匀的壳体,应按保守原则简化为均匀壁厚的回转壳进行计算。

6.1.5 当局部应力作用范围超过 $1.2\sqrt{D_o\delta_e}$ 时,应按保守原则将局部应力计入设计计算中。

6.1.6 壳体圆度等要求应符合 GB/T 4732.6—2024 的相关规定。

6.1.7 本章未计入蠕变的影响。

6.1.8 外压指作用在壳体外凸侧的压力。

6.2 符号

下列符号适用于第 6 章。

A ——外压或轴压应变系数。

A_c ——圆筒截面积, mm^2 。

$A_{c,ij}$ ——锥壳上小加强圈连接处组合截面中锥壳部分的截面积, mm^2 。

$A_{s,ij}$ ——锥壳上小加强圈截面积, mm^2 。

A_s ——小加强圈的截面积, mm^2 。

A_L ——大加强圈的截面积, mm^2 。

B ——外压应力系数, MPa。

C ——厚度附加量(按 GB/T 4732.1—2024), mm。

c_x ——参数。

c_m ——参数。

$c_1 \sim c_5$ ——参数。

\bar{c} ——参数。

D_{ec} ——锥壳当量圆筒的直径,见公式(6-24), mm。

D_{coij} ——锥壳段(i)与(j)间小加强圈连接处锥壳外表面的径向直径, mm。

D_{eci}, D_{ecj} ——被加强圈分割后,各锥壳当量圆筒的直径, mm。

D_i ——圆筒计算内直径($D_i = D_o - 2\delta_e$), mm。

D_L ——锥壳大端外直径, mm。

D_{ni} ——圆筒内直径, mm。

D_o ——圆筒外直径($D_o = D_{ni} + 2\delta_n$), mm。

D_s ——锥壳小端外直径, mm。

$D_{s,ij}$ ——带小加强圈外压锥壳当量为带小加强圈的外压圆筒时的当量直径, mm。

$E_t^{t,A}$ ——设计温度下材料的切线模量, MPa。

E_y^t ——设计温度下材料的杨氏弹性模量, MPa。

F ——轴向外载荷, N。

- FS ——设计系数。
- h, h_1, h_2 ——封头内表面曲面深度, mm。
- h_o ——封头外表面曲面高度, $h_o = h + \delta_{nh}$, mm。
- h_{s1}, h_{s2} ——加强圈参数, 见图 6-6, mm。
- $I_{c,ij}$ ——小加强圈与锥壳连接处的锥壳部分有效截面对平行于锥壳轴线的中性轴的惯性矩, mm^4 。
- I_L ——大加强圈截面对平行于壳体轴线的中性轴的惯性矩, mm^4 。
- I_L^A ——大加强圈与圆筒连接处的实际有效组合截面对平行于壳体轴线的中性轴的惯性矩, mm^4 。
- I_L^C ——作为大加强圈支撑线所需惯性矩, mm^4 。
- I_s ——小加强圈截面对平行于壳体轴线的中性轴的惯性矩, mm^4 。
- I_s^A ——小加强圈与圆筒连接处的实际有效组合截面对平行于壳体轴线的中性轴的惯性矩, mm^4 。
- I_s^C ——作为小加强圈支撑线所需惯性矩, mm^4 。
- $I_{s,ij}$ ——小加强圈与锥壳连接处的小加强圈截面对平行于锥壳轴线的中性轴的惯性矩, mm^4 。
- $I_{s,ij}^A$ ——小加强圈与锥壳连接处的实际有效组合截面对平行于锥壳轴线的中性轴的惯性矩, mm^4 。
- $I_{s,ij}^C$ ——锥壳上作为小加强圈支撑线所需的惯性矩, mm^4 。
- k ——参数。
- K_1 ——由椭圆长短轴比值决定的系数, 见表 6-1。
- K_s ——参数。
- K_u ——轴压系数, 当一端为自由端、另一端为固支时, 取 2.10; 当两端简支时, 取 1.0; 当一端为简支、另一端为固支时, 取 0.80; 当两端固支时, 取 0.65。
- $L, L_1, L_2 \dots L_k \dots$ ——圆筒计算长度, 取圆筒上两相邻支撑线之间的距离, 见图 6-1 和图 6-2, mm。
- L_e ——组合截面的有效长度, mm。
- $L_{e,k}$ ——设有加强圈筒-锥结构处的筒体侧有效长度, mm。
- $L_{e,ck}$ ——设有加强圈筒-锥结构处的锥壳侧有效轴向长度, mm。
- $L_{e,ij}$ ——带小加强圈外压锥壳连接处组合截面的有效轴向长度, mm。
- L_{ec} ——当量圆筒长度, mm。
- L_{eci}, L_{ej} ——锥壳被加强圈分割后的各当量圆筒长度, mm。
- $L_B, L_{B1}, L_{B2} \dots$ ——大加强圈间的间距或大加强圈到相邻的凸形封头曲面深度 1/3 处的间距, 见图 6-2, mm。
- L_F ——从大加强圈中心线到相邻两侧大加强圈中心线或相邻的凸形封头曲面深度 1/3 处距离之和的一半, mm。
- L_s ——从小加强圈中心线到相邻两侧加强圈中心线或相邻的凸形封头曲面深度的 1/3 处距离之和的一半, mm。
- $L_{s,ij}$ ——带小加强圈外压锥壳当量为带小加强圈的外压圆筒的当量长度, mm。
- L_u ——圆筒体在经受压杆失稳时的横向无支撑的长度, 当计算仅受外压作用时, 取 0。
- L_x ——锥壳的轴向长度, mm。
- L_{xi}, L_{xj} ——被加强圈分割后的各锥壳轴向长度, mm。
- $L(i)$ —— L_F 范围内预期弹性失稳周向应力为 $\sigma_{hc}(i)$ 的筒节长度, mm。
- M ——弯矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$ 。
- M_s ——用于计算加强圈的参数。
- M_x ——参数。
- p_c ——计算外压力(按 GB/T 4732.1—2024), MPa。
- $[p]$ ——许用外压力, MPa。
- r ——锥壳大端折边过渡段圆角半径, 见图 6-9, mm。

R_c ——有效组合截面形心所在的半径,mm。

R_{eL}^t ——设计温度下材料的屈服强度,MPa。

r_g ——参数,mm。

R_o ——球壳外半径,mm。

$R_{p0.2}^t$ ——设计温度下材料的0.2%规定塑性延伸强度,MPa。

r_s ——锥壳小端折边过渡段圆角半径,见图6-9,mm。

t ——间断焊最大间隙,见图6-5,mm。

W ——壳体抗弯截面模量,mm³。

Z_c ——加强圈有效截面形心至筒体厚度中心的距离,mm。

$Z_{c,ij}$ ——锥壳上小加强圈连接处实际有效组合截面形心至连接点处锥壳厚度中心的径向距离,mm。

Z_k ——某一加强圈截面形心至连接处壳体外表面的径向距离(形心在外侧的,距离取正值,反之取0),mm。

Z_L ——大加强圈截面形心至筒体厚度中心的距离,mm。

Z_S ——小加强圈截面形心至筒体厚度中心的距离,mm。

$Z_{s,ij}$ ——锥壳上,小加强圈截面形心至连接点处锥壳厚度中心的径向距离,mm。

α ——锥壳半顶角,见图6-9,(°)。

Δ ——参数,见公式(6-72)。

δ_c ——锥壳厚度,mm。

$\delta_1, \delta_2, \delta_k$ ——筒-锥结构连接处圆筒的厚度,mm。

δ_n ——圆筒或球壳的名义厚度,mm。

δ_e ——圆筒或球壳的有效厚度,mm。

δ_{ec} ——锥壳的有效厚度,mm。

δ_{ck} ——筒-锥结构连接处锥壳的厚度,mm。

δ_r ——锥壳的折边过渡段的厚度,mm。

δ_{s1} ——加强圈参数,见图6-6,mm。

δ_{s2} ——加强圈参数,见图6-6,mm。

λ_c ——系数。

σ_1 ——球壳在承受双向不相等压缩应力时,其中的一个主应力,MPa。

σ_2 ——球壳在承受双向不相等压缩应力时,另一个主应力,MPa。

σ_a ——轴向外载荷 F 产生的轴向应力,MPa。

σ_b ——弯曲应力,MPa。

σ_e ——应力,MPa。

σ_h ——周向应力,MPa。

σ_q ——压力产生的轴向应力,MPa。

σ_t ——材料应力-应变关系中的应力,MPa。

σ_x ——轴向应力,MPa。

σ_{he} ——预期弹性失稳周向应力,MPa。

$\sigma_{he}(i)$ —— L_F 范围内第 i 段中预期弹性失稳周向应力,MPa。

σ_{heF} ——大加强圈计算时的预期弹性失稳周向应力,MPa。

σ_{ic} ——预测得的失稳应力,MPa。

σ_{xe} ——预期弹性失稳轴向应力,MPa。

σ_{xm} ——筒-锥结构连接处最大轴向压缩薄膜应力,MPa。

$\sigma_{\theta m}$ ——筒-锥结构连接处最大周向压缩薄膜应力,MPa。

S_y ——取设计温度下的标准屈服强度 R_{cl}^t 或 $R_{p0.2}^t$,MPa。

$[\sigma_{ija}]$ ——许用压缩应力,MPa;其中,末位下标 a 表示许用值,前两位下标 i, j 表示各种组合载荷情况。当 i 或 j 为 h、x 和 b 时,分别表示存在周向受压、轴向受压、弯矩组合载荷情况,当只有单一载荷,则只用一个下标表示,另一个下标缺省。

$[\sigma_{ca}]$ ——轴向受压下, $\lambda_c > 0.15$ 时圆筒的许用压缩应力,MPa。

η ——材料的非线性弹性修正系数。

6.3 设计系数

设计系数(FS)应按公式(6-1)、公式(6-2)和公式(6-3)求取,其中 σ_{ic} 为预测得的失稳应力。

$$\text{当 } \sigma_{ic} \leq 0.55 \cdot S_y \text{ 时, } FS = 2.0 \quad \dots\dots\dots (6-1)$$

$$\text{当 } 0.55 \cdot S_y < \sigma_{ic} < S_y \text{ 时, } FS = 2.407 - 0.741 \left(\frac{\sigma_{ic}}{S_y} \right) \quad \dots\dots\dots (6-2)$$

$$\text{当 } \sigma_{ic} = S_y \text{ 时, } FS = 1.667 \quad \dots\dots\dots (6-3)$$

6.4 中间不带加强圈的外压圆筒

6.4.1 计算长度的确定

对于中间不带加强圈的外压圆筒,典型结构的计算长度取值见图 6-1,并满足下列规定。

a) 如图 6-1 a-1)、图 6-1 a-2)所示,计算长度取圆筒的总长度加上每个凸形封头曲面深度的 1/3。图 6-1 a-2),设计时,应采用所示长度 L 、连接处各圆筒外径和对应的厚度进行设计计算,无折边锥壳或带折边锥壳和过渡段所需厚度不能小于相连圆筒所需的厚度。此外,当锥壳与圆筒连接未设置折边时,还应满足强度校核要求(见 6.6.4.1 或 6.6.5.1)。

b) 如图 6-1 b-1)所示,圆筒与锥壳相连接处不作为支撑线[见 f)]考虑时,计算长度取设备的总长度。图 6-1 b-1),设计时,应采用所示长度 L 、圆筒外径和圆筒厚度进行设计计算,锥壳所需厚度不能小于相连圆筒所需厚度。此外,当锥壳与圆筒连接未设置折边时,还应满足强度校核要求(见 6.6.4.1 或 6.6.5.1)。

如图 6-1 b-2)所示,圆筒与锥壳相连接处可作为支撑线考虑时,计算长度取圆筒的总长度,圆筒与锥壳相连接处应满足 6.6.4 或 6.6.5 的要求。

c) 如图 6-1 c)所示,法兰处作为支撑线,计算长度取两法兰密封面间的距离。

d) 如图 6-1 d-1)和图 6-1 d-2)所示,对带夹套的圆筒,计算长度取承受外压的圆筒长度;若带有凸形封头,还应加上封头曲面深度的 1/3。

e) 如图 6-1 e)所示,圆筒与锥壳相连接处可作为支撑线考虑时,则分成 2 个圆筒和 1 个锥壳。每一圆筒按图示,取各自圆筒的长度加上与其连接的凸形封头曲面深度的 1/3,独立确定各自的计算长度。此时,圆筒与锥壳相连接处应满足 6.6.4 或 6.6.5 的要求。

f) 支撑线指该处的截面有足够的刚度,以确保在设计范围内的外压作用下,该处依旧保持圆形,不出现失稳现象。

注 1: 小加强圈支撑线两侧所考虑设计范围为从小加强圈中心线到相邻两侧加强圈中心线距离之和的一半。

注 2: 大加强圈支撑线两侧所考虑设计范围为从大加强圈中心线到相邻两侧大加强圈中心线距离之和的一半。

注 3: 壳体与隔板、法兰等具有足够刚度的元件相连处和凸形封头曲面深度的 1/3 处均可视为支撑线。

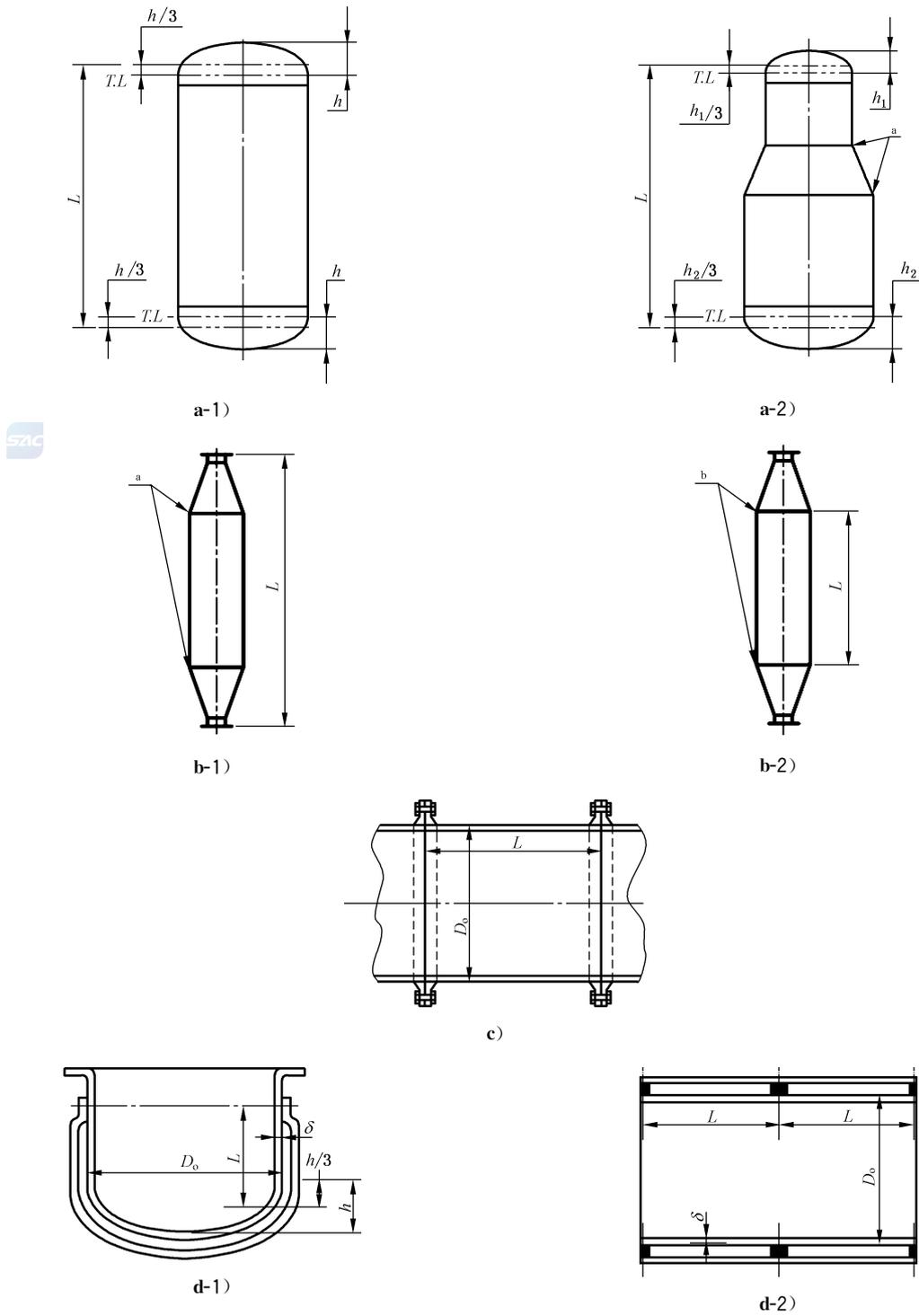
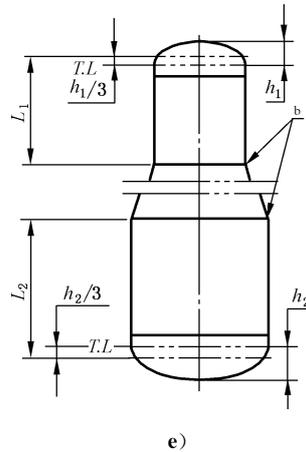


图 6-1 典型外压圆筒的计算长度



注：图中 $T.L.$ 表示封头切线位置。
 a 图中此处不作为支撑线考虑。
 b 图中此处作为支撑线考虑。

图 6-1 典型外压圆筒的计算长度（续）

6.4.2 外压应变系数 A 值的确定

根据 L 、 D_o 和 δ_e ，按公式(6-4)计算外压应变系数 A 值：

$$A = \begin{cases} 0.88 \cdot \left(\frac{\delta_e}{D_o}\right)^2, & \text{当 } M_x \geq 2\left(\frac{D_o}{\delta_e}\right)^{0.94} \text{ 时} \\ 1.792 \cdot \left(\frac{\delta_e}{D_o}\right) M_x^{-1.058}, & \text{当 } 13 < M_x < 2\left(\frac{D_o}{\delta_e}\right)^{0.94} \text{ 时} \\ 1.472 \cdot \left(\frac{\delta_e}{D_o}\right) \left(\frac{1}{M_x - 0.579}\right), & \text{当 } 1.5 < M_x \leq 13 \text{ 时} \\ 1.6 \cdot \left(\frac{\delta_e}{D_o}\right), & \text{当 } M_x \leq 1.5 \text{ 时} \end{cases} \dots\dots\dots (6-4)$$

式中：

$$M_x = L / \sqrt{D_o \delta_e / 2}$$

6.4.3 预期弹性失稳周向应力计算

预期弹性失稳周向应力(σ_{he})按公式(6-5)计算：

$$\sigma_{he} = E_y^t \cdot A \dots\dots\dots (6-5)$$

6.4.4 材料非线性修正系数

按 6.12 求取材料的非线性修正系数(η)。

6.4.5 预测得的失稳应力

预测得的失稳应力(σ_{ic})按公式(6-6)求取：

$$\sigma_{ic} = \eta \sigma_{he} \dots\dots\dots (6-6)$$

6.4.6 设计系数

由预测得的失稳应力(σ_{ic})，按 6.3 求取设计系数(FS)。

6.4.7 许用周向压缩应力

许用周向压缩应力($[\sigma_{ha}]$)按公式(6-7)计算:

$$[\sigma_{ha}] = \sigma_{ic} / FS \quad \dots\dots\dots (6-7)$$

6.4.8 许用外压力

按公式(6-8)计算许用外压力($[p]$):

$$[p] = 2[\sigma_{ha}] \cdot \left(\frac{\delta_c}{D_o} \right) \quad \dots\dots\dots (6-8)$$

计算得到的($[p]$)应大于或等于 p_c , 否则应调整设计参数, 重复上述计算, 直到满足设计要求。

6.4.9 组合载荷

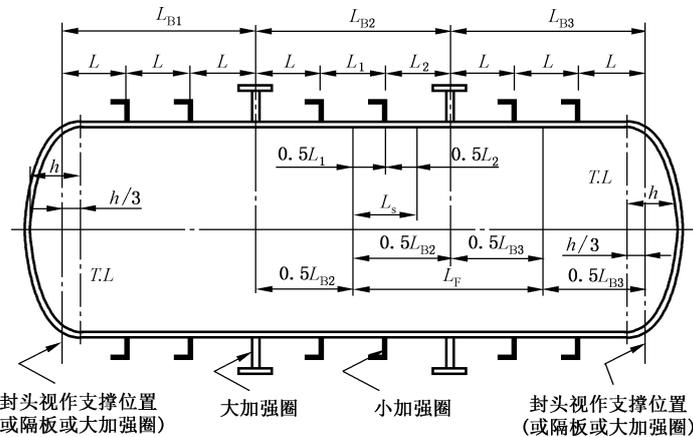
组合载荷作用下的许用压缩应力应按 6.11 确定。

6.5 带加强圈外压圆筒

6.5.1 加强圈的形式与轴向布置

加强圈的形式与轴向布置应符合下列规定:

- a) 采用单一尺寸结构的加强圈的设计按 6.5.4 进行;
- b) 大、小加强圈组合时的设计按 6.5.5 和 6.5.4 进行;
- c) 大、小加强圈轴向布置示意图 6-2。



注: T.L 表示封头切线位置。

图 6-2 加强圈布置示意图

6.5.2 加强圈设置

6.5.2.1 加强圈可设置在容器的内部或外部, 应整圈围绕在圆筒的圆周上。加强圈两端的接合形式应按图 6-3 所示。

6.5.2.2 容器内部的加强圈, 若布置成图 6-3 中 C、D、E 或 F 所示的结构时, 则应取惯性矩最小的截面进行计算。

6.5.2.3 如在加强圈上需要留出如图 6-3 中 D、E 及 F 所示的间隙, 则不应超过图 6-4 规定的弧长, 否则应将容器内部和外部的加强圈相邻两部分之间接合起来, 采用如图 6-3 中 C 所示的结构, 当能同时满

足以下 4 个条件时除外。

- a) 每圈壳体无支撑的弧长不超过 1 处。
- b) 无支撑的壳体弧长不超过 90° 。
- c) 相邻两加强圈的无支撑的圆筒弧长相互交错 180° 。
- d) 圆筒计算长度 L 应取下列数值中的较大者：
 - 1) 相间隔加强圈之间的最大距离；
 - 2) 从封头切线至第二个加强圈中心的距离再加上 $1/3$ 封头曲面深度。

6.5.2.4 容器内部的构件如塔盘等,当设计为起加强作用时,也可作加强圈用。

6.5.2.5 加强圈与圆筒之间可采用连续或间断的焊接。当加强圈设置在容器外面时,加强圈每侧间断焊接的总长不应少于圆筒外圆周长的 $1/2$;当加强圈设置在容器里面时,加强圈每侧间断焊接的总长不应少于圆筒内圆周长的 $1/3$ 。

间断焊缝的布置与间距可参照图 6-5 所示的型式,间断焊缝可以相互错开或并排布置。最大间隙 t ,对外加强圈为 $8\delta_n$,对内加强圈为 $12\delta_n$ 。基于疲劳设计的容器,加强圈与圆筒应采用连续焊。

焊脚尺寸不应小于相焊件中较薄件的厚度。

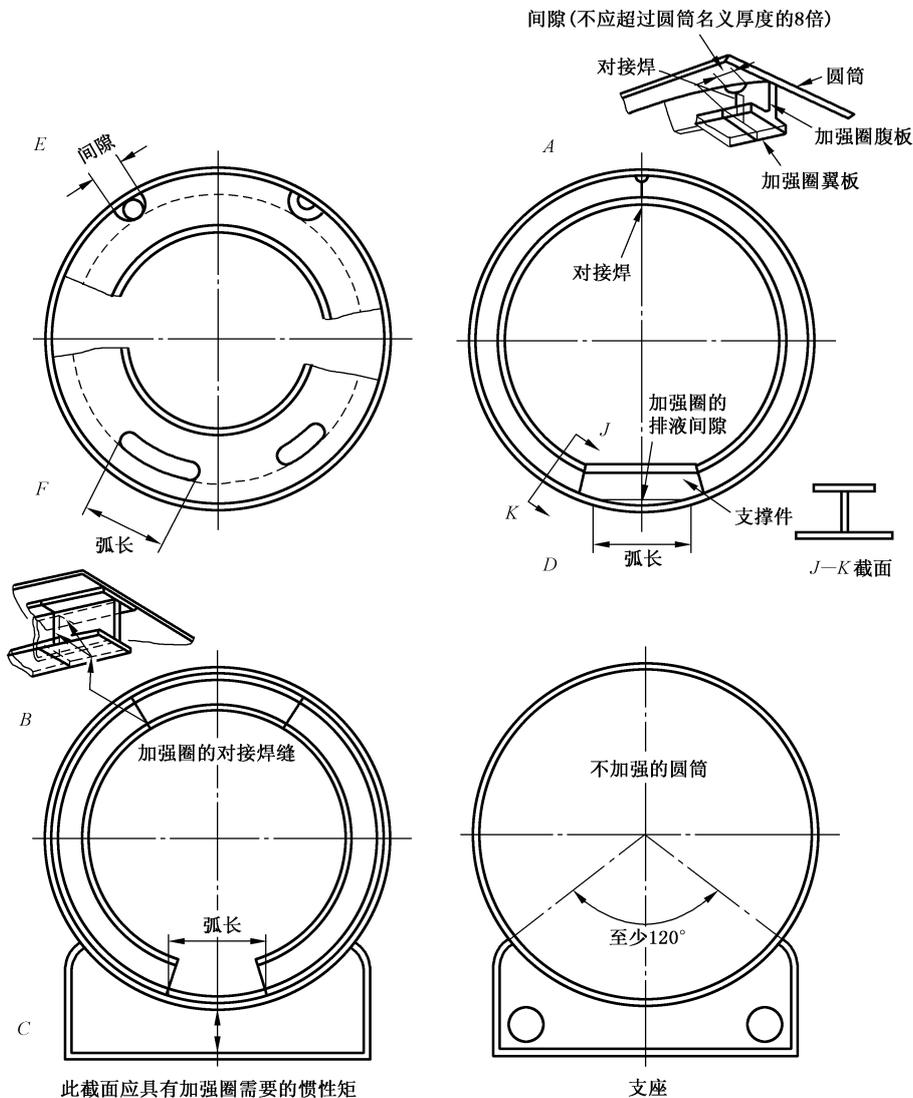
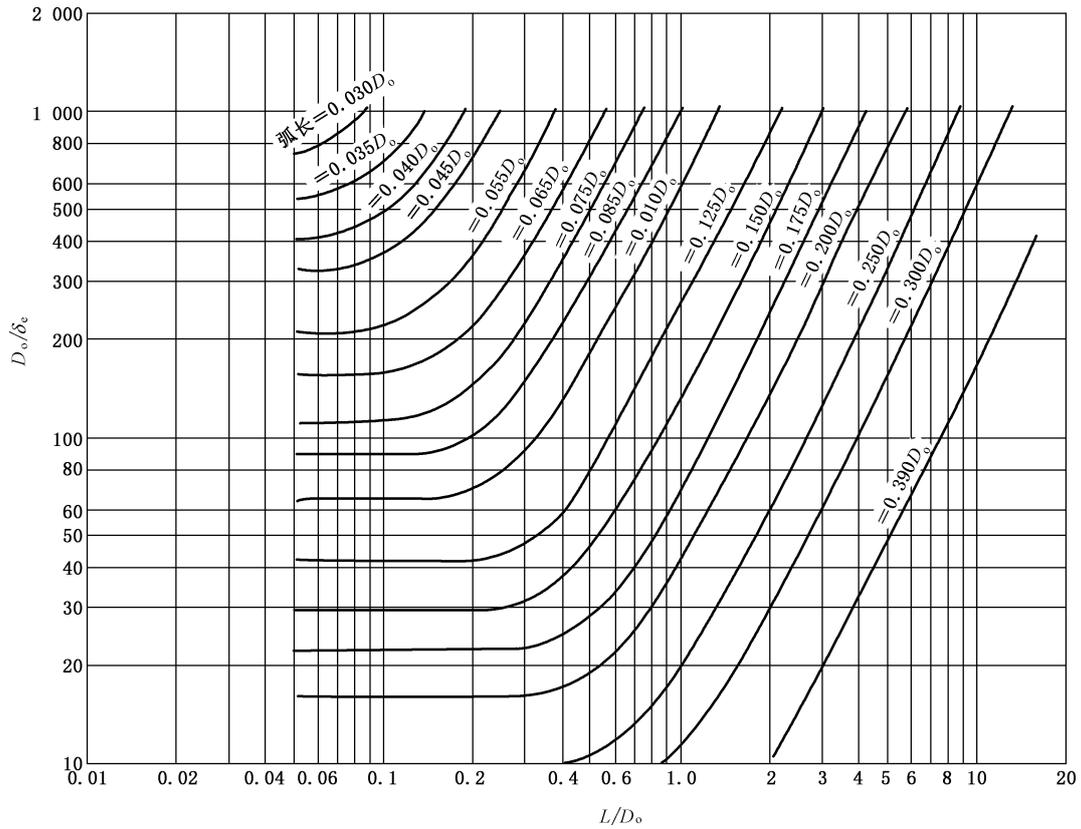


图 6-3 外压力容器加强圈的各种设置图



对于图 6-9 所示锥壳,应以 $0.5L_{ec}(1+D_s/D_L)(D_s/D_L)\cos\alpha$ 代替 L ,以 $0.5(D_L+D_s)/\cos\alpha$ 代替 D_o ,再按图 6-4 查取。

图 6-4 圆筒上加强圈允许的间断弧长值

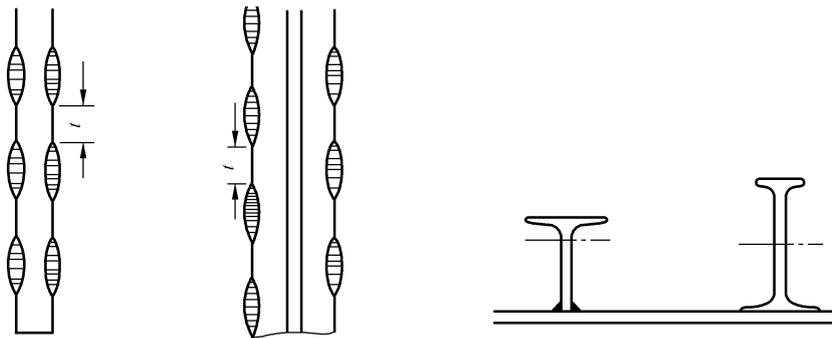


图 6-5 加强圈与圆筒的连接

6.5.2.6 扁钢、角钢和 T 形型钢的加强圈结构的截面尺寸(见图 6-6)应符合公式(6-9)和公式(6-10)要求。



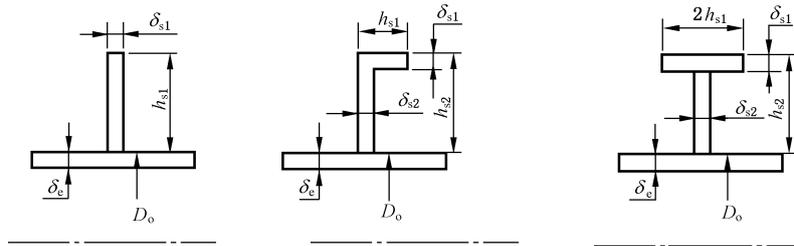


图 6-6 扁钢、角钢和 T 形型钢的加强圈结构的截面尺寸示意图

$$\frac{h_{s1}}{\delta_{s1}} \leq 0.375 \left(\frac{E_y^t}{S_y} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (6-9)$$

$$\frac{h_{s2}}{\delta_{s2}} \leq \left(\frac{E_y^t}{S_y} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (6-10)$$

6.5.3 圆筒厚度的确定

圆筒厚度按 6.4 确定,其中计算长度 L 按图 6-2 取值。

6.5.4 小加强圈的设计

6.5.4.1 计算长度 L_s 的确定

对于设置小加强圈的外压圆筒,计算长度 L_s 取值见图 6-2,等于该小加强圈中心线到相邻两侧加强圈中心线(或支撑线)距离之和的一半。

6.5.4.2 预期弹性失稳周向应力 σ_{he} 的计算

将计算长度 L_s 代入公式(6-11)求得 M_x ,再按 6.4.3 求得预期弹性失稳周向应力 σ_{he} 。

$$M_x = L_s / \sqrt{D_o \delta_c / 2} \dots\dots\dots (6-11)$$

6.5.4.3 小加强圈支撑线所需惯性矩的计算

作为小加强圈支撑线所需的惯性矩应按公式(6-12)计算。

$$I_s^c = \frac{1.5 \sigma_{he} L_s R_c^2 \delta_c}{E_y^t \cdot (n^2 - 1)} \dots\dots\dots (6-12)$$

式中, n 值由公式(6-13)计算,取舍去小数部分的整数。当 $n < 2$ 时,取 $n = 2$ 进行计算。当 $n > 10$ 时,取 $n = 10$ 进行计算。

$$n = \sqrt{\frac{2 D_o^{1.5}}{3 L_B \delta_c^{0.5}}} \dots\dots\dots (6-13)$$

6.5.4.4 实际有效组合截面惯性矩的计算

实际有效组合截面惯性矩的计算应符合下列要求:

- a) 按图 6-7,确定计算小加强圈的实际有效组合截面惯性矩所需的尺寸参数;

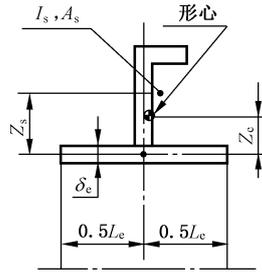


图 6-7 小加强圈尺寸参数图

b) 按公式(6-14),计算小加强圈实际有效组合截面惯性矩 I_s^A 。

$$I_s^A = I_s + A_s Z_s^2 \left(\frac{L_e \delta_e}{A_s + L_e \delta_e} \right) + \frac{L_e \delta_e^3}{12} \dots\dots\dots (6-14)$$

式中, L_e 按公式(6-15)计算:

$$L_e = 1.1 \sqrt{D_o \delta_e} \dots\dots\dots (6-15)$$

6.5.4.5 惯性矩的校核

I_s^A 应大于或等于 I_s^C , 否则另选一具有较大惯性矩的小加强圈, 重复 6.5.4.4 的步骤, 直到 I_s^A 大于且接近于 I_s^C 为止。

6.5.5 大加强圈的设计

6.5.5.1 计算长度 L_F 的确定

对于设置大加强圈的外压圆筒, 计算长度 L_F 取值见图 6-2, 等于该大加强圈与相邻两侧大加强圈 (或相邻的凸形封头曲面深度 1/3 处) 间距之和的一半。

6.5.5.2 预期弹性失稳周向应力 σ_{heF} 的计算

按 6.5.3 得出的 L_F 范围内第 i 段筒节长度 $L_s(i)$ 和预期弹性失稳周向应力 $\sigma_{he}(i)$, 代入公式(6-16)求得 σ_{heF} 。其中, 各段 $L(i)$ 之和等于 L_F 。

$$\sigma_{heF} = \frac{\sum_i [\sigma_{he}(i) \cdot L_s(i)]}{L_F} \dots\dots\dots (6-16)$$

6.5.5.3 大加强圈支撑线所需惯性矩的计算

作为大加强圈支撑线所需惯性矩按公式(6-17)计算:

$$I_L^C = \frac{\sigma_{heF} L_F R_c^2 \delta_e}{2E_y^t} \dots\dots\dots (6-17)$$

6.5.5.4 实际有效组合截面惯性矩的计算

实际有效组合截面惯性矩的计算应符合下列要求:

- a) 按图 6-8, 确定计算大加强圈的实际有效组合截面惯性矩所需的尺寸参数;

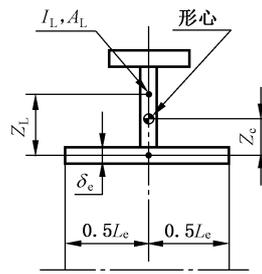


图 6-8 大加强圈尺寸参数图

b) 按公式(6-18),计算大加强圈实际有效组合截面惯性矩 I_L^A 。

$$I_L^A = I_L + A_L Z_L^2 \left(\frac{L_e \delta_e}{A_L + L_e \delta_e} \right) + \frac{L_e \delta_e^3}{12} \dots\dots\dots (6-18)$$

式中, L_e 按公式(6-19)计算:

$$L_e = 1.1 \sqrt{D_o \delta_e} \left(\frac{A_s + L_s \delta_e}{A_L + L_s \delta_e} \right) \dots\dots\dots (6-19)$$

6.5.5.5 惯性矩的校核

I_L^A 应大于或等于 I_L^C , 否则另选惯性矩更大的大加强圈, 重复 6.5.5.4 步骤, 直到 I_L^A 大于且接近 I_L^C 为止。

6.5.6 用于提高许用轴向压缩应力的加强圈

对轴向均匀受压或弯矩引起不均匀轴向受压的圆筒, 均可采用加强圈来提高许用轴向压缩应力。此时, 加强圈所需尺寸还应满足公式(6-20)~公式(6-22)的要求, 其中 M_s 按公式(6-23)求得, 且应满足 $M_s \leq 15$ 。

$$A_s \geq \left(\frac{0.334}{M_s^{0.6}} - 0.063 \right) L_s \delta_e \dots\dots\dots (6-20)$$

$$A_s \geq 0.06 L_s \delta_e \dots\dots\dots (6-21)$$

$$I_s^A \geq \frac{5.33 L_s \delta_e^3}{M_s^{1.8}} \dots\dots\dots (6-22)$$

$$M_s = L_s / \sqrt{D_o \delta_e / 2} \dots\dots\dots (6-23)$$

6.5.7 组合载荷

组合载荷作用下的许用压缩应力应按 6.11 确定。

6.6 外压锥壳(包括筒-锥结构)

6.6.1 通则

包括筒-锥结构的外压壳体, 如计算长度 L 按图 6-1 a-2) 或图 6-1 b-1) 取值, 同时符合 6.4.1 a) 或 6.4.1 b) 要求, 则按 6.4 的规定进行外压校核计算。

筒-锥结构指圆筒与锥壳相连接的结构形式。

6.6.2 两端按支撑线考虑且中间不设置加强圈的外压锥壳

6.6.2.1 当锥壳的两端(包括筒-锥连接处)按支撑线考虑, 且锥壳中间不设置加强圈时, 外压锥壳按当量圆筒进行设计计算。此时, 筒-锥连接处应符合 6.6.4 或 6.6.5 的规定。

6.6.2.2 当量圆筒的当量直径(D_{ec})按公式(6-24)求得。当量圆筒的计算长度为当量长度 L_{ec} ，按下述 a)、b)、c)或 d)求取。当量圆筒的厚度取锥壳的有效厚度 δ_{ec} 。

$$D_{ec} = 0.5(D_L + D_S) / \cos\alpha \quad \dots\dots\dots (6-24)$$

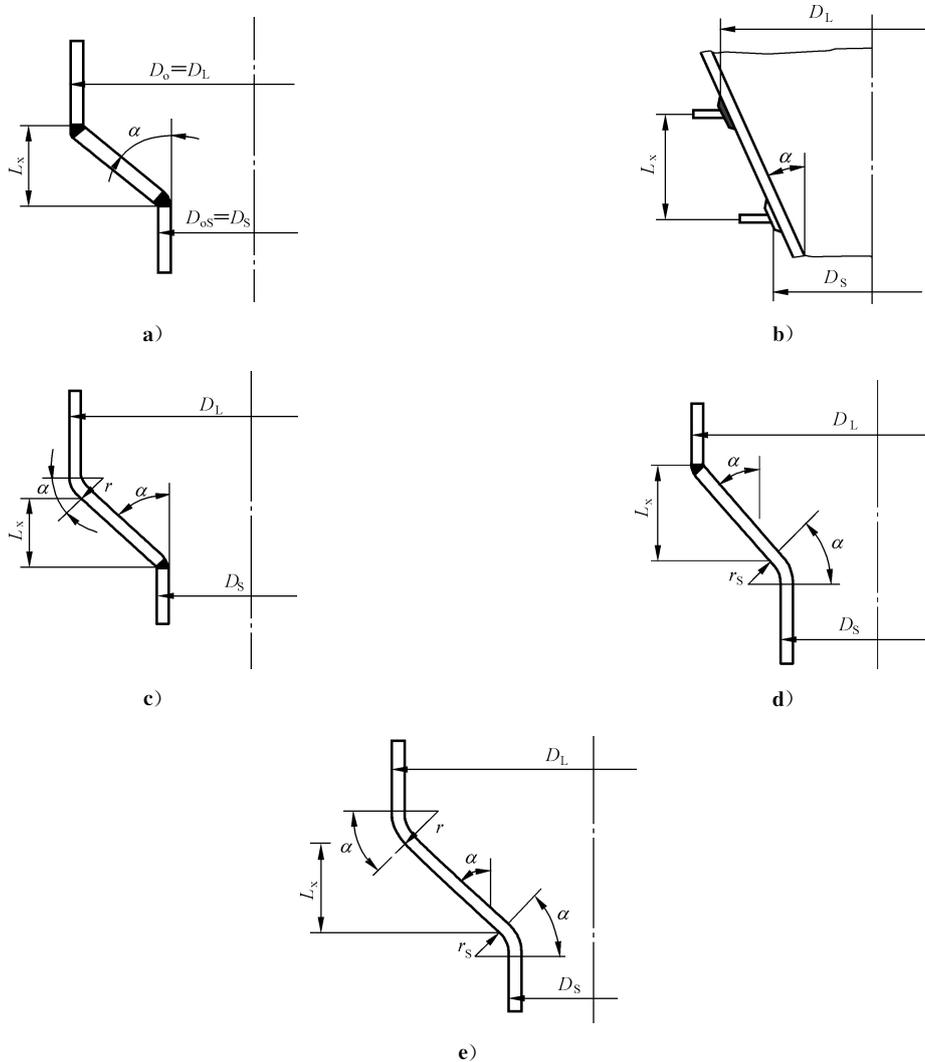


图 6-9 锥壳的尺寸示意图

a) 无折边锥壳或锥壳上相邻两加强圈之间锥壳段[见图 6-9 a)和图 6-9 b)]的当量长度按公式(6-25)计算：

$$L_{ec} = \frac{L_x}{\cos\alpha} \quad \dots\dots\dots (6-25)$$

b) 大端折边锥壳[见图 6-9 c)]的当量长度按公式(6-26)计算：

$$L_{ec} = r \tan\alpha + \frac{L_x}{\cos\alpha} \quad \dots\dots\dots (6-26)$$

c) 小端折边锥壳[见图 6-9 d)]的当量长度按公式(6-27)计算：

$$L_{ec} = r_s \tan\alpha + \frac{L_x}{\cos\alpha} \quad \dots\dots\dots (6-27)$$

d) 折边锥壳[见图 6-9 e)]的当量长度按公式(6-28)计算：

$$L_{ec} = (r + r_s) \tan\alpha + \frac{L_x}{\cos\alpha} \quad \dots\dots\dots (6-28)$$

6.6.2.3 以 L_{ec} 代替 L , D_{ec} 代替 D_o , δ_{ec} 代替 δ_e , 按 6.4 的规定进行锥壳当量圆筒的外压校核计算。

6.6.3 两端筒-锥连接处按支撑线考虑且中间设置加强圈的外压锥壳

6.6.3.1 两端筒-锥连接处和中间设置的加强圈按小加强圈支撑线考虑。此时, 筒-锥连接处应符合 6.6.4 或 6.6.5 的规定。

6.6.3.2 如图 6-10 所示, 将图 6-10 a) 中的中间设置小加强圈的外压锥壳当量成图 6-10 b-1) 和图 6-10 b-2) 所示的若干个当量圆筒…(i)、(j)…以及图 6-10 c-1) 和图 6-10 c-2) 所示大端和小端的圆筒。

6.6.3.3 当量圆筒的相关尺寸按 6.6.2.2 确定, 分别将分割成的各段锥壳的大、小端直径代入公式 (6-24), 求得当量圆筒…(i)、(j)…的当量直径… D_{eci} 、 D_{ecj} …; 各当量长度… L_{eci} 、 L_{ecj} …取各锥壳段母线长度, 计算规则按 6.6.2.2 的规定; 各当量圆筒的厚度统一取锥壳的较薄处的有效厚度, 记为 δ_{ec} 。

6.6.3.4 以 L_{eci} …代替 L , D_{eci} …代替 D_o , δ_{ec} …代替 δ_e , 按 6.4 的规定进行外压校核计算。

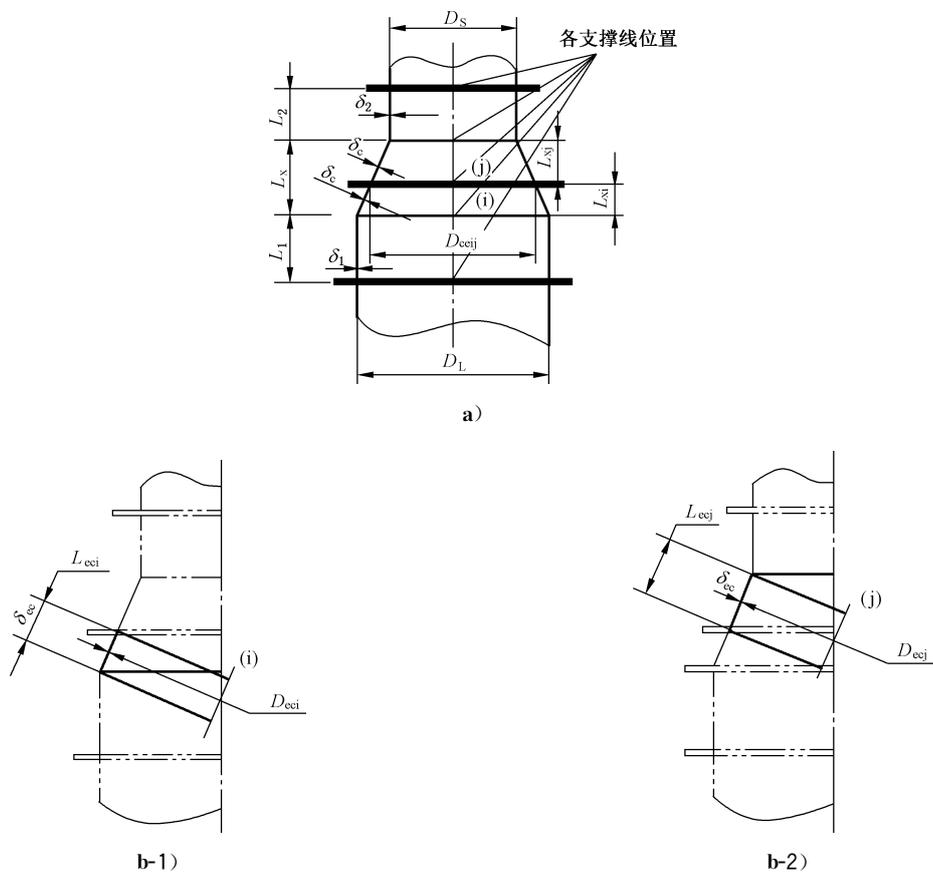


图 6-10 中间设置小加强圈的外压锥壳及其当量圆筒示意图

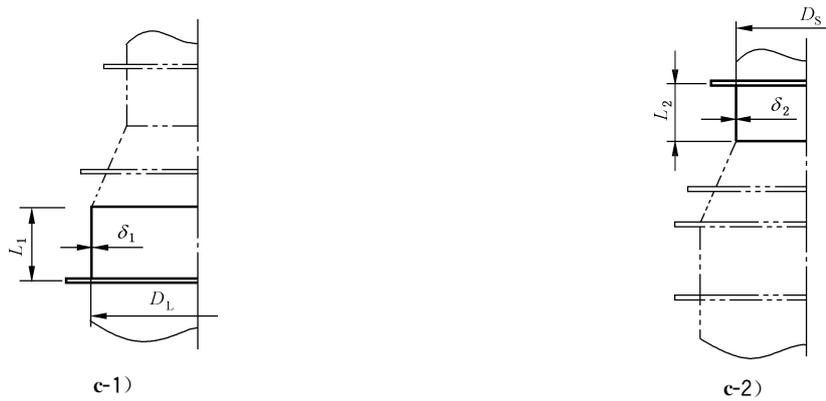


图 6-10 中间设置小加强圈的外压锥壳及其当量圆筒示意图 (续)

6.6.3.5 外压锥壳上加强圈的设计应符合下列规定。

a) 带加强圈锥壳当量圆筒的确定：

按图 6-11 所示，锥壳段(i)与(j)间小加强圈所在位置的外径为 D_{coij} ，将此带小加强圈外压锥壳当量成图 6-11 所示的带加强圈的当量外压圆筒，其当量长度 $L_{s,ij}$ 取相邻两锥壳的当量圆筒长度 L_{eci} 和 L_{ecj} 之和的一半，当量圆筒的直径 $D_{s,ij}$ 等于 $D_{coij}/\cos\alpha$ ，当量圆筒的厚度为 δ_{ec} ，此加强圈实际有效组合截面惯性矩 $I_{s,ij}^A$ 按 c) 确定。

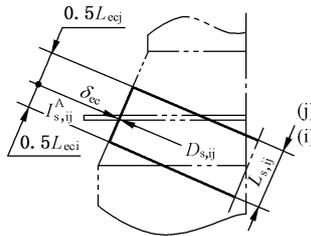


图 6-11 带小加强圈锥壳及当量圆筒示意图

b) 作为小加强圈支撑线考虑时所需的惯性矩：

取 $L_s = L_{s,ij}$ 、 $D_o = D_{s,ij}$ 和 $\delta_e = \delta_{ec}$ ，按公式(6-11)求得 M_x ，再根据 6.4.3 求得预期弹性失稳周向应力 σ_{he} 。然后，取 R_c 等于 $0.5D_{s,ij}$ 与加强圈形心到锥壳外表面的垂直距离(形心在外侧的，距离为正值；反之则为 0)之和，并取 $n = 2$ ，由公式(6-12)求得所需的惯性矩 $I_{s,ij}^C$ 。

c) 实际有效组合截面惯性矩 $I_{s,ij}^A$ 的计算：

1) 按图 6-12 所示，确定计算加强圈的实际有效组合截面惯性矩所需的尺寸参数。

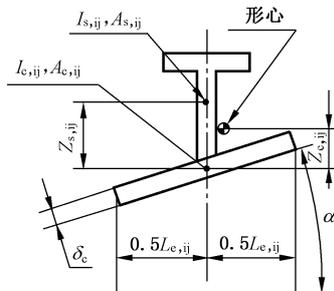


图 6-12 锥壳上的小加强圈尺寸参数图

2) 取 $L_{e,ij} = 1.1 \sqrt{D_{s,ij} \delta_e} \cdot \cos \alpha$, 确定图 6-12 中各参数, 再由公式(6-29)求得 $I_{s,ij}^A$ 。

$$I_{s,ij}^A = I_{s,ij} + A_{s,ij} Z_{s,ij}^2 \left(\frac{A_{e,ij}}{A_{s,ij} + A_{e,ij}} \right) + I_{c,ij} \dots\dots\dots (6-29)$$

d) 惯性矩的校核:

$I_{s,ij}^A$ 不应小于 $I_{s,ij}^C$ 值, 否则另选一个惯性矩更大的加强圈, 重复上述步骤 c), 直到 $I_{s,ij}^A$ 大于且接近 $I_{s,ij}^C$ 为止。

e) 加强圈的设置:

加强圈的设置应符合 6.5.2 的要求。

6.6.4 筒-锥结构连接处的强度校核

6.6.4.1 锥壳和筒体的连接应满足 5.4 的有关要求。强度校核计算时, 相关的公式中的压力值采用计算压力代入。筒-锥连接处的周向薄膜应力 $\sigma_{\theta m}$ 或轴向薄膜应力 σ_{xm} 为压缩应力时, 要求压缩应力 $\sigma_{\theta m}$ 或 σ_{xm} 分别满足公式(6-30)或公式(6-31)。

$$|\sigma_{\theta m}| \leq [\sigma_{ha}] \dots\dots\dots (6-30)$$

式中, $[\sigma_{ha}]$ 由公式(6-7)求得, 计算时, $\sigma_{he} = 0.4 E_y^t \left(\frac{\delta_e}{D_o} \right)$, D_o 为连接处的外径 D_k , δ_e 取圆筒和锥壳

未被加强部分的有效厚度的较小值, 此时, 外压应变系数 $A = \frac{\sigma_{he}}{E_y^t} = 0.4 \left(\frac{\delta_e}{D_o} \right)$ 。

$$|\sigma_{xm}| \leq [\sigma_{xa}] \dots\dots\dots (6-31)$$

式中, $[\sigma_{xa}]$ 由公式(6-54)求取, 计算时, 取 $\lambda_e = 0.15$ 。

6.6.4.2 当满足 6.6.4.1 的规定且同时满足下列 a)、b) 条件时, 筒-锥连接处可按支撑线考虑:

- a) 仅受外压作用;
- b) 筒-锥连接处不另设加强圈, 且锥壳半顶角 α 为 $30^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$ 。

6.6.5 筒-锥结构连接处的强度校核另一方法

6.6.5.1 按 GB/T 4732.4—2024 或 GB/T 4732.5—2024 进行应力分析, 应满足强度要求。筒-锥连接处的局部周向薄膜应力 $\sigma_{\theta m}$ 或局部轴向薄膜应力 σ_{xm} 为压缩应力时, 要求压缩应力 $\sigma_{\theta m}$ 或 σ_{xm} 分别满足公式(6-30)或公式(6-31)。

6.6.5.2 在满足 6.6.5.1 且同时满足 GB/T 4732.5—2024 屈曲分析的要求时, 该筒-锥连接处可按支撑线考虑。

6.6.6 组合载荷

组合载荷作用下许用压缩应力应满足 6.11 的要求。

6.6.7 圆度公差

沿锥壳长度方向的所有横截面, 圆度公差要求应按 GB/T 4732.6—2024 中相同直径圆筒的相关规定执行。

6.7 外压球壳和半球形封头

6.7.1 外压应变系数 A 值根据 R_o/δ_e , 按公式(6-32)计算:

$$A = \frac{0.075}{R_o/\delta_e} \dots\dots\dots (6-32)$$

6.7.2 预期弹性失稳周向应力(σ_{he})按公式(6-33)计算:

$$\sigma_{he} = E_y^t \cdot A \quad \dots\dots\dots (6-33)$$

6.7.3 按 6.12 求取材料的非线性弹性修正系数(η)。

6.7.4 预测得的失稳应力(σ_{ic})按公式(6-34)计算:

$$\sigma_{ic} = \eta \sigma_{he} \quad \dots\dots\dots (6-34)$$

6.7.5 根据预测得的失稳应力(σ_{ic}),按 6.3 求得设计系数(FS)。

6.7.6 许用的周向压缩应力($[\sigma_{ha}]$)按公式(6-35)求取:

$$[\sigma_{ha}] = \sigma_{ic} / FS \quad \dots\dots\dots (6-35)$$

6.7.7 根据许用的周向压缩应力($[\sigma_{ha}]$),按公式(6-36)计算许用外压力($[p]$):

$$[p] = 2[\sigma_{ha}] \cdot \left(\frac{\delta_c}{R_o}\right) \quad \dots\dots\dots (6-36)$$

$[p]$ 应大于或等于 p_c , 否则应调整设计参数,重复 6.7.1~6.7.7 计算,直到满足设计要求。

6.7.8 组合载荷作用下的许用压缩应力应按 6.11 确定。

6.8 外压(凸面受压)椭圆形封头

凸面受压椭圆形封头的厚度计算按 6.7 进行,其中 R_o 为椭圆形封头的当量球壳外半径, $R_o = K_1 D_o$, 其中 K_1 是由椭圆形长短轴比值决定的系数,见表 6-1。

表 6-1 系数 K_1 值

$\frac{D_o}{2h_o}$	2.6	2.4	2.2	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_1	1.18	1.08	0.99	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50
<p>注 1: 中间值用内插法求得。</p> <p>注 2: $K_1 = 0.9$ 为标准椭圆形封头。</p> <p>注 3: $h_o = h + \delta_{nh}$。</p> <p>注 4: 表达式为: $K_1 = 0.253\ 46 + 0.139\ 95 \left(\frac{D_o}{2h_o}\right) + 0.122\ 38 \left(\frac{D_o}{2h_o}\right)^2 - 0.015\ 297 \left(\frac{D_o}{2h_o}\right)^3$。</p>									

6.9 外压(凸面受压)碟形封头

凸面受压碟形封头的厚度计算应按 6.7 进行,其中 R_o 为碟形封头球面部分外半径。

6.10 外压(凸面受压)球冠形端封头

封头的计算厚度按下列两种方法确定,取其较大值:

- a) 按 6.7 确定的外压球壳厚度;
- b) 按 5.6.5 计算得到的厚度。

6.11 组合载荷作用下的许用压缩应力

6.11.1 通则

组合载荷作用下的许用压缩应力应满足 6.11.2~6.11.5 的要求。

6.11.2 截面性质、应力、失稳参数的计算

计算中所用的截面性质、应力、失稳参数按公式(6-37)~公式(6-45)求取。



$$A_c = \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4} \dots\dots\dots(6-37)$$

$$W = \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{32D_o} \dots\dots\dots(6-38)$$

$$\sigma_h = \frac{p_c D_o}{2\delta_e} \dots\dots\dots(6-39)$$

$$\sigma_b = \frac{M}{W} \dots\dots\dots(6-40)$$

$$\sigma_a = \frac{F}{A_c} \dots\dots\dots(6-41)$$

$$\sigma_q = \frac{p_c \pi D_i^2}{4A_c} \dots\dots\dots(6-42)$$

$$r_g = 0.25 \sqrt{D_o^2 + D_i^2} \dots\dots\dots(6-43)$$

$$M_x = \frac{L}{\sqrt{D_o \delta_e / 2}} \dots\dots\dots(6-44)$$

$$\lambda_c = \frac{K_u L_u}{\pi r_g} \left(\frac{[\sigma_{xa}] \cdot FS}{E_y^t} \right)^{0.5} \dots\dots\dots(6-45)$$

6.11.3 圆筒的许用压缩应力

圆筒的许用压缩应力计算应符合下列要求。

- a) 仅受外压时,圆筒的许用周向压缩应力 $[\sigma_{ha}]$ 按公式(6-7)计算。
- b) 仅轴向受压时,圆筒的许用轴向压缩应力 $[\sigma_{xa}]$ 或 $[\sigma_{ca}]$ 的计算如下:
 - 1) 按公式(6-46)计算 A 值:

$$A = \frac{c_x \delta_e}{D_o} \dots\dots\dots(6-46)$$

式中,系数 c_x 由公式(6-47)~公式(6-51)确定。

$$\text{当 } \frac{D_o}{\delta_e} < 1\,247 \text{ 时, } c_x = \min \left[\frac{490\bar{c}}{\left(389 + \frac{D_o}{\delta_e}\right)}, 0.9 \right] \dots\dots\dots(6-47)$$

$$\text{当 } 1\,247 \leq \frac{D_o}{\delta_e} \leq 2\,000 \text{ 时, } c_x = 0.25\bar{c} \dots\dots\dots(6-48)$$

$$\text{当 } M_x \leq 1.5 \text{ 时, } \bar{c} = 2.64 \dots\dots\dots(6-49)$$

$$\text{当 } 1.5 < M_x < 15 \text{ 时, } \bar{c} = \frac{3.13}{M_x^{0.42}} \dots\dots\dots(6-50)$$

$$\text{当 } M_x \geq 15 \text{ 时, } \bar{c} = 1.0 \dots\dots\dots(6-51)$$

- 2) 按公式(6-52)计算预期弹性失稳轴向应力 (σ_{xe}) :

$$\sigma_{xe} = E_y^t \cdot A \dots\dots\dots(6-52)$$

- 3) 按 6.12 求取材料的非线性弹性修正系数 (η) ;

- 4) 预测得的失稳应力 (σ_{ic}) 按公式(6-53)求取;

$$\sigma_{ic} = \eta \sigma_{xe} \dots\dots\dots(6-53)$$

- 5) 按 6.3 求取设计系数 (FS) ;

- 6) 取公式(6-45)中 $[\sigma_{xa}] \cdot FS$ 等于 σ_{ic} ,按公式(6-45)计算 λ_c 。再由 λ_c 值的大小,选择步骤 7) 或步骤 8) 计算许用轴向压缩应力 $([\sigma_{xa}]$ 或 $[\sigma_{ca}])$;

- 7) 当 $\lambda_c \leq 0.15$ 时(局部失稳):

将按步骤 4) 求得的预测得的失稳应力(σ_{ic})和按步骤 5) 求得的 FS 代入公式(6-54)求得 $[\sigma_{xa}]$;

$$[\sigma_{xa}] = \frac{\sigma_{ic}}{FS} \dots\dots\dots (6-54)$$

8) 当 $\lambda_c > 0.15$ 且 $K_u L_u / r_g < 200$ (压杆失稳) 时:

当 $0.15 < \lambda_c < 1.2$ 时, $[\sigma_{ca}] = [\sigma_{xa}] \cdot [1 - 0.74(\lambda_c - 0.15)]^{0.3} \dots\dots\dots (6-55)$

当 $\lambda_c \geq 1.2$ 时, $[\sigma_{ca}] = \frac{0.88[\sigma_{xa}]}{\lambda_c^2} \dots\dots\dots (6-56)$

式中, $[\sigma_{xa}]$ 按步骤 7) 求得。

- c) 整个截面上承受弯矩作用时, 圆筒的许用轴向压缩应力($[\sigma_{ba}]$)同样按 b) 中的方法计算。
- d) 均匀轴向受压和周向受压组合时, 圆筒的许用轴向压缩应力($[\sigma_{xha}]$)和许用周向压缩应力($[\sigma_{hxa}]$)的计算如下。

- 1) 由 b) 中步骤 1)~步骤 6) 计算得出 λ_c 。
- 2) 当 $\lambda_c \leq 0.15$ 时, $[\sigma_{xha}]$ 采用公式(6-57)计算:

$$[\sigma_{xha}] = \left[\left(\frac{1}{[\sigma_{xa}]^2} \right) - \left(\frac{c_1}{c_2 [\sigma_{xa}] [\sigma_{ha}]} \right) + \left(\frac{1}{c_2^2 [\sigma_{ha}]^2} \right) \right]^{-0.5} \dots\dots\dots (6-57)$$

式中, $[\sigma_{ha}]$ 按 a) 计算, $[\sigma_{xa}]$ 按 b) 中步骤 7) 计算。 c_1 按公式(6-58)求取, c_2 按公式(6-59)求取:

$$c_1 = \frac{[\sigma_{xa}] \cdot FS_x + [\sigma_{ha}] \cdot FS_h}{S_y} - 1.0 \dots\dots\dots (6-58)$$

式中, FS_x 和 FS_h 分别表示 $[\sigma_{xa}]$ 和 $[\sigma_{ha}]$ 求得时的设计系数(FS):

$$c_2 = \frac{\sigma_x}{\sigma_h} \dots\dots\dots (6-59)$$

$$\sigma_x = \sigma_a + \sigma_q \dots\dots\dots (6-60)$$

公式(6-60)的计算结果, 应满足 $\sigma_x \leq [\sigma_{xha}]$ 。

公式(6-59)和公式(6-60)中 σ_a 、 σ_q 和 σ_h 的计算公式见 6.11.2。

3) 当 $0.15 < \lambda_c < 1.2$ 时, $[\sigma_{xha}]$ 采用公式(6-61)计算:

$$[\sigma_{xha}] = \min\{[\sigma_{ah1}], [\sigma_{ah2}]\} \dots\dots\dots (6-61)$$

式中, $[\sigma_{ah1}]$ 按以下步骤求得:

- i) 取 $\sigma_x = \sigma_a + \sigma_q$, 代入 d) 中步骤 2) 的计算公式, 求得初始的 $[\sigma_{xha}]$;
- ii) 取 $[\sigma_{ah1}] = [\sigma_{xha}]$ 。

应满足 $\sigma_a \leq [\sigma_{ah1}]$ 。

公式(6-61)中, $[\sigma_{ah2}]$ 按以下步骤求得:

- i) 由 b) 中步骤 8) 的公式求出 $[\sigma_{ca}]$, 计算中 $[\sigma_{xa}]$ 取按上述步骤 ii) 求得的 $[\sigma_{ah1}]$;
- ii) 由公式(6-62)计算得出 $[\sigma_{ah2}]$ 。

$$[\sigma_{ah2}] = [\sigma_{ca}] \left(1 - \frac{\sigma_q}{S_y} \right) \dots\dots\dots (6-62)$$

4) 当 $\lambda_c \leq 0.15$ 时, 许用周向压缩应力($[\sigma_{hxa}]$)由公式(6-63)确定:

$$[\sigma_{hxa}] = \frac{[\sigma_{xha}]}{c_2} \dots\dots\dots (6-63)$$

式中, c_2 的值由公式(6-59)计算得出。

5) 当 $\lambda_c \geq 1.2$ 时, d) 不适用。

- e) 弯矩引起的轴向受压和周向受压组合时, 圆筒的许用轴向压缩应力和许用周向压缩应力计算如下。

1) 按 a) 和 c) 求得 $[\sigma_{ha}]$ 和 $[\sigma_{ba}]$, 再对公式(6-64)~公式(6-67)进行求解, 求得圆筒的许用轴

向压缩应力($[\sigma_{bha}]$):

$$[\sigma_{bha}] = c_3 c_4 [\sigma_{ba}] \quad \dots\dots\dots (6-64)$$

$$c_4 = \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_h}\right) \left(\frac{[\sigma_{bha}]}{[\sigma_{ba}]}\right) \quad \dots\dots\dots (6-65)$$

$$c_3^2 (c_4^2 + 0.6c_4) + c_3^{2m} - 1 = 0 \quad \dots\dots\dots (6-66)$$

$$m = 5 - \frac{4[\sigma_{bha}] \cdot FS_h}{S_y} \quad \dots\dots\dots (6-67)$$

式中, FS_h 表示求 $[\sigma_{bha}]$ 时的设计系数(FS)。

2) 许用周向压缩应力($[\sigma_{bba}]$)由公式(6-68)给出:

$$[\sigma_{bba}] = [\sigma_{bha}] \left(\frac{\sigma_h}{\sigma_b}\right) \quad \dots\dots\dots (6-68)$$

f) 轴向受压、弯矩和周向受压组合时,圆筒的许用压缩应力按下述规则校核。

1) 由 b) 中步骤 1)~步骤 6) 计算得出 λ_c 。

2) 当 $\lambda_c \leq 0.15$ 时,圆筒上的轴向压缩应力(σ_a)和弯矩产生的压缩应力(σ_b)应满足公式(6-69)的要求,其中 $[\sigma_{xha}]$ 和 $[\sigma_{bha}]$ 分别由 d) 中步骤 2) 和 e) 中步骤 1) 的公式求得。

$$\left(\frac{\sigma_a}{[\sigma_{xha}]}\right)^{1.7} + \left(\frac{\sigma_b}{[\sigma_{bha}]}\right) \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots (6-69)$$

3) 当 $0.15 < \lambda_c < 1.2$ 时,圆筒上的轴向压缩应力(σ_a)和弯矩产生的压缩应力(σ_b)应满足公式(6-70)或公式(6-71)的要求,其中 $[\sigma_{xha}]$ 和 $[\sigma_{bha}]$ 分别由 d) 中步骤 3) 和 e) 中步骤 1) 的公式求得。

$$\text{当 } \frac{\sigma_a}{[\sigma_{xha}]} \geq 0.2 \text{ 时, } \left(\frac{\sigma_a}{[\sigma_{xha}]}\right) + \left(\frac{8}{9} \frac{\Delta \cdot \sigma_b}{[\sigma_{bha}]}\right) \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots (6-70)$$

$$\text{当 } \frac{\sigma_a}{[\sigma_{xha}]} < 0.2 \text{ 时, } \left(\frac{\sigma_a}{2[\sigma_{xha}]}\right) + \left(\frac{\Delta \cdot \sigma_b}{[\sigma_{bha}]}\right) \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots (6-71)$$

$$\Delta = \frac{c_m}{1 - \left(\frac{\sigma_a \cdot FS_x}{\sigma_e}\right)} \quad \dots\dots\dots (6-72)$$

式中, FS_x 表示 $[\sigma_{xa}]$ 求得时的设计系数(FS)。

c_m 按下列规定取值。

- i) 仅裙座(或其他可按固支形式考虑的支座)支承的容器,其计算模型按一端为固支约束、另一端为自由端的压杆考虑时,取 1.0。
- ii) 安装在框架中的容器,如支撑点的位移受框架支撑限制、转角不受限制,其计算模型按两端无弯矩简支约束的压杆考虑时,取 1.0。
- iii) 安装在框架中的容器,支撑点的位移受框架支撑限制且转角经框架支撑而受一定限制,计算模型按两端带弯矩简支约束的压杆考虑时,取 $0.6 \sim 0.4 (M_1/M_2)$ 。式中, M_1 和 M_2 为两端的弯矩, M_1 为两者中较小值。当 M_1 和 M_2 使压杆的弯曲变形方向为同向时, M_1/M_2 为负值,反之, M_1/M_2 为正值。
- iv) 安装在框架中的容器,支撑点的位移受框架支撑限制、转角也完全限制,其计算模型按两端固支约束的压杆考虑时,取 0.85。
- v) 安装在框架中的容器,一端为裙座(或其他可按固支形式考虑的支座)支承,另一端支撑点的位移受框架支撑限制而转角不受限制,计算模型按一端为固支约束、另一端为简支约束的压杆考虑时,取 0.85。

σ_e 按公式(6-73)计算:

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E_y^t}{\left(\frac{K_u L_u}{r_g}\right)^2} \quad \dots\dots\dots (6-73)$$

- 4) 当 $\lambda_c \geq 1.2$ 时, f) 不适用。
- g) 轴向受压、弯矩组合时(不存周向受压), 圆筒的许用压缩应力按下述规则校核。
- 1) 由 b) 中步骤 1)~步骤 6) 计算得出 λ_c 。
 - 2) 当 $\lambda_c \leq 0.15$ 时, 轴向压缩应力(σ_a)和弯矩产生的压缩应力(σ_b)应满足公式(6-74), 其中 $[\sigma_{xa}]$ 和 $[\sigma_{ba}]$ 根据 b) 中步骤 7) 和 c) 确定。

$$\left(\frac{\sigma_a}{[\sigma_{xa}]}\right)^{1.7} + \left(\frac{\sigma_b}{[\sigma_{ba}]}\right) \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots(6-74)$$
 - 3) 当 $0.15 < \lambda_c < 1.2$ 时, 轴向压缩应力(σ_a)和弯矩产生的压缩应力(σ_b)应满足公式(6-75)或公式(6-76), 其中 $[\sigma_{ca}]$ 和 $[\sigma_{ba}]$ 根据 b) 中步骤 8) 和 c) 确定。系数 Δ 按公式(6-72)计算。

$$\text{当 } \frac{\sigma_a}{[\sigma_{ca}]} \geq 0.2 \text{ 时, } \left(\frac{\sigma_a}{[\sigma_{ca}]}\right) + \left(\frac{8}{9} \frac{\Delta \cdot \sigma_b}{[\sigma_{ba}]}\right) \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots(6-75)$$

$$\text{当 } \frac{\sigma_a}{[\sigma_{ca}]} < 0.2 \text{ 时, } \left(\frac{\sigma_a}{2[\sigma_{ca}]}\right) + \left(\frac{\Delta \cdot \sigma_b}{[\sigma_{ba}]}\right) \leq 1.0 \quad \dots\dots\dots(6-76)$$
 - 4) 当 $\lambda_c \geq 1.2$ 时, g) 不适用。
- h) 考虑地震载荷或风载荷, 按公式(6-69)、公式(6-70)、公式(6-71)、公式(6-74)、公式(6-75)和公式(6-76)进行计算时, 许用应力($[\sigma_{bha}]$ 或 $[\sigma_{ba}]$)可乘以系数 1.2。

6.11.4 锥壳的许用压缩应力

在组合载荷作用下, 半顶角不大于 60° 的锥壳同样可当量成圆筒考虑, 并按 6.11.3 计算许用压缩应力。此时, 当量圆筒几何参数按下列要求确定:

- a) 当量圆筒的厚度取锥壳的有效厚度 δ_{ec} ;
- b) 当量圆筒的直径取 $D_{ec} = D_{co} / \cos\alpha$, 其中 D_{co} 为所计算位置处锥壳的外径;
- c) 当量圆筒的长度取值按 6.6.2.2。

要求锥壳上各计算位置的压缩应力都不应超过该处的许用压缩应力。

6.11.5 球壳和成形封头(双向应力状态)的许用压缩应力

球壳和成形封头(双向应力状态)的许用压缩应力计算应符合下列要求。

- a) 双向应力相等时, 外压球壳的许用压缩应力($[\sigma_{ha}]$)由 6.7 求得。
- b) 双向应力不相等且双向应力均为压缩应力[球壳承受双向不相等压缩应力(σ_1 和 σ_2)]时, 其许用压缩应力由公式(6-77)~公式(6-79)求得。 $[\sigma_{1a}]$ 是 σ_1 方向的许用压缩应力, $[\sigma_{2a}]$ 是 σ_2 方向的许用压缩应力, 其中 $[\sigma_{ha}]$ 由 6.7 确定。

$$[\sigma_{1a}] = \frac{[\sigma_{ha}]}{0.6 + 0.4k} \quad \dots\dots\dots(6-77)$$

$$[\sigma_{2a}] = k[\sigma_{1a}] \quad \dots\dots\dots(6-78)$$

$$k = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}, \text{ 其中 } |\sigma_1| > |\sigma_2| \quad \dots\dots\dots(6-79)$$

- c) 双向应力不相等且其中一向为受压另一向为拉伸(σ_1 为压缩应力, σ_2 为拉伸应力)时, σ_1 方向的许用压缩应力($[\sigma_{1a}]$)按下述步骤确定:

- 1) 由公式(6-80)~公式(6-83)计算 σ_{he} :

$$\sigma_{he} = \frac{(c_o + c_p)E_y \cdot \delta_e}{R_o} \quad \dots\dots\dots(6-80)$$

$$\text{当 } \frac{R_o}{\delta_e} < 622 \text{ 时, } c_o = \frac{102.2}{195 + \frac{R_o}{\delta_e}} \quad \dots\dots\dots(6-81)$$

当 $622 \leq \frac{R_o}{\delta_e} \leq 1\ 000$ 时, $c_o = 0.125$ (6-82)

$$c_p = \frac{1.06}{3.24 + \frac{E_y^t \delta_e}{\sigma_2 R_o}} \dots\dots\dots (6-83)$$

2) 根据 σ_{he} , 按 6.7 确定 $[\sigma_{ha}]$ 值, 取 $[\sigma_{1a}]$ 等于 $[\sigma_{ha}]$ 。

6.12 失稳应力的非线性弹性修正

6.12.1 失稳应力的非线性弹性修正及压缩应力许用值按下列规定计算:

- a) 以轴向压缩应力(σ_{xe})为基准的, 在轴向受压或弯矩产生压缩应力时, 预测得的失稳应力(σ_{ic})由公式(6-84)求取:

$$\sigma_{ic} = \eta \sigma_{xe} \dots\dots\dots (6-84)$$

按 6.3, 求取设计系数(FS), 由公式(6-85)求得轴向受压或弯矩产生的压缩应力许用值:

$$[\sigma_{xa}] = [\sigma_{ba}] = \frac{\sigma_{ic}}{FS} = \frac{\eta \sigma_{xe}}{FS} \dots\dots\dots (6-85)$$

- b) 以周向压缩应力(σ_{he})为基准的, 受外压时, 预测得的失稳应力(σ_{ic})由公式(6-86)求取:

$$\sigma_{ic} = \eta \sigma_{he} \dots\dots\dots (6-86)$$

按 6.3, 求取设计系数(FS), 由公式(6-87)求得周向压缩应力许用值:

$$[\sigma_{ha}] = \frac{\sigma_{ic}}{FS} = \frac{\eta \sigma_{he}}{FS} \dots\dots\dots (6-87)$$

6.12.2 材料的非线性弹性修正系数按公式(6-88)计算:

$$\eta = \frac{E_t^{t,A}}{E_y^t} \dots\dots\dots (6-88)$$

6.12.3 设计温度下材料的杨氏弹性模量(E_y^t)按下列规定查取。

- a) 表 6-2 或表 6-3 中材料的杨氏弹性模量按下列要求确定:
 - 1) 由材料的钢号, 按表 6-2 或表 6-3, 确定该材料的外压应力系数 B 曲线图;
 - 2) 查该外压应力系数 B 曲线图得设计温度下材料的杨氏弹性模量(E), 即得 E_y^t 。
- b) 表 6-2 或表 6-3 之外的材料由材料的牌号和设计温度, 按相应的材料标准选取。

6.12.4 按下列规定求取设计温度下材料的切线模量($E_t^{t,A}$)。

- a) 设计温度下, 钢材的切线模量($E_t^{t,A}$)可基于外压应力系数 B 曲线图法确定:
 - 1) 根据材料的钢号, 按表 6-2 或表 6-3, 确定该材料的外压应力系数 B 曲线图;
 - 2) 由算得的 A 值, 查设计温度下该材料的外压应力系数 B 曲线, 得到 B 值;
 - 3) 按公式(6-89)求取 $E_t^{t,A}$ 。

$$E_t^{t,A} = 1.5 \cdot B/A \dots\dots\dots (6-89)$$

- b) 未列入表 6-2 和表 6-3 的, 可参照附录 C 求材料的切线模量。

表 6-2 非合金钢、合金钢和部分铁素体不锈钢外压应力系数 B 曲线图索引

序号	牌号 或统一数字代号	材料标准号	R_{eL} ($R_{p0.2}$) MPa	设计温度范围 °C	B 曲线图按 GB/T 150.3—2024
1	Q245R	GB/T 713.2	245	$\leq 475^a$	图 6-5
2	Q345R	GB/T 713.2	345	$\leq 450^a$	图 6-4

表 6-2 非合金钢、合金钢和部分铁素体不锈钢外压应力系数 B 曲线图索引 (续)

序号	牌号 或统一数字代号	材料标准号	$R_{el.}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 ℃	B 曲线图按 GB/T 150.3—2024
3	GB/SA 516 Cr70	ASME BPVC, II .A SA-516M	260	$\leq 475^a$	图 6-5
4	GB/SA 537 Cl.1	ASME BPVC, II .A SA-537M	340	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
5	Q370R	GB/T 713.2	370	≤ 150	图 6-6
				150~400	图 6-4
6	Q420R	GB/T 713.2	420	≤ 150	图 6-6
				150~400	图 6-4
7	Q460R	GB/T 713.2	460	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
8	18MnMoNbR	GB/T 713.2	400	≤ 150	图 6-6
				150~450 ^a	图 6-4
9	13MnNiMoR	GB/T 713.2	390	≤ 150	图 6-6
				150~400	图 6-4
10	15CrMoR	GB/T 713.2	295	≤ 150	图 6-6
				150~475	图 6-5
11	GB/SA 387 Gr12 Cl.2	ASME BPVC, II .A SA-387M	275	≤ 475	图 6-5
12	14Cr1MoR	GB/T 713.2	310	≤ 150	图 6-6
				150~475	图 6-5
13	12Cr2Mo1R	GB/T 713.2	310	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
14	12Cr1MoVR	GB/T 713.2	245	≤ 475	图 6-5
15	12Cr2Mo1VR	GB/T 713.2	415	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
16	16MnDR	GB/T 713.3	315	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
17	15MnNiNbDR	GB/T 713.3	370	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4
18	Q420DR	GB/T 713.3	420	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4
19	Q460DR	GB/T 713.3	460	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4

表 6-2 非合金钢、合金钢和部分铁素体不锈钢外压应力系数 B 曲线图索引 (续)

序号	牌号 或统一数字代号	材料标准号	$R_{eL}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 °C	B 曲线图按 GB/T 150.3—2024
20	13MnNiDR	GB/T 713.3	345	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4
21	09MnNiDR	GB/T 713.3	300	≤ 150	图 6-6
				150~350	图 6-5
22	11MnNiMoDR	GB/T 713.3	440	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
23	08Ni3DR	GB/T 713.4	320	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-5
24	07Ni5DR	GB/T 713.4	370	≤ 150	图 6-6
				150~300	图 6-4
25	06Ni7DR 06Ni9DR	GB/T 713.4	560 ^b	≤ 150	图 6-7
26	Q400GMDR	GB/T 713.5	400	≤ 150	图 6-6
27	Q490R Q490DRL1 Q490DRL2 Q490RW	GB/T 713.6	490	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
28	Q580R Q580DR	GB/T 713.6	580 ^b	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
29	Q690R Q690DR	GB/T 713.6	690 ^b	≤ 150	图 6-7
				150~300	图 6-4
30	10	GB/T 8163 GB/T 6479 GB/T 9948	205	$\leq 475^a$	图 6-3
31	20	GB/T 8163 GB/T 6479 GB/T 9948	245	$\leq 475^a$	图 6-5
32	Q345D/Q345E	GB/T 8163 GB/T 6479	345	≤ 150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
33	12CrMo	GB/T 6479 GB/T 9948	205	≤ 475	图 6-3
34	15CrMo	GB/T 6479 GB/T 9948	235	≤ 475	图 6-5
35	12Cr1MoV	GB/T 9948	255	≤ 475	图 6-5

表 6-2 非合金钢、合金钢和部分铁素体不锈钢外压应力系数 *B* 曲线图索引 (续)

序号	牌号 或统一数字代号	材料标准号	$R_{el.}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 ℃	<i>B</i> 曲线图按 GB/T 150.3—2024
36	12Cr2Mo	GB/T 6479 GB/T 9948	280	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
37	12Cr5Mo	GB/T 6479	195(退火)	≤475 ^a	图 6-3
38	12Cr5Mo1	GB/T 9948	205(退火)	≤475 ^a	图 6-3
39	08Cr2AlMo	GB/T 4732.2—2024 附录 A	250	≤300	图 6-5
40	09CrCuSb	GB/T 4732.2—2024 附录 A	245	≤300	图 6-5
41	16MnD	NB/T 47019.4	325	≤350	图 6-5
42	09MnD 09MnNiD	NB/T 47019.4	270	≤350	图 6-5
43	08Ni3MoD	NB/T 47019.4	260	≤250	图 6-5
44	20	NB/T 47008	235	≤475 ^a	图 6-5
45	16Mn	NB/T 47008	305	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
46	08Cr2AlMo	NB/T 47008	250	≤300	图 6-5
47	09CrCuSb	NB/T 47008	245	≤300	图 6-5
48	20MnMo	NB/T 47008	370	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
49	20MnMoNb	NB/T 47008	470	≤150	图 6-7
				150~475 ^a	图 6-5
50	20MnNiMo	NB/T 47008	450	≤150	图 6-7
				150~450	图 6-5
51	15NiCuMoNb	NB/T 47008	440	≤150	图 6-7
				150~450	图 6-5
52	12CrMo	NB/T 47008	255	≤475	图 6-5
53	15CrMo	NB/T 47008	280	≤150	图 6-6
				150~475	图 6-5
54	14Cr1Mo	NB/T 47008	290	≤150	图 6-6
				150~475	图 6-5
55	12Cr2Mo1	NB/T 47008	310	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5

表 6-2 非合金钢、合金钢和部分铁素体不锈钢外压应力系数 B 曲线图索引 (续)

序号	牌号 或统一数字代号	材料标准号	$R_{eL}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 °C	B 曲线图按 GB/T 150.3—2024
56	12Cr1MoV	NB/T 47008	280	≤150	图 6-6
				150~475	图 6-5
57	12Cr2Mo1V	NB/T 47008	420	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
58	12Cr3Mo1V	NB/T 47008	420	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
59	12Cr5Mo	NB/T 47008	390	≤150	图 6-6
				150~475 ^a	图 6-5
60	10Cr9Mo1VNbN	NB/T 47008	415	≤150	图 6-6
				150~475	图 6-5
61	10Cr9MoW2VNbBN	NB/T 47008	440 ^b	≤150	图 6-6
				150~475	图 6-5
62	16MnD	NB/T 47009	305	≤150	图 6-6
				150~350	图 6-5
63	20MnMoD	NB/T 47009	370	≤150	图 6-6
				150~350	图 6-5
64	08MnNiMoVD	NB/T 47009	480	≤150	图 6-7
				150~300	图 6-5
65	10Ni3MoVD	NB/T 47009	480	≤150	图 6-7
				150~300	图 6-5
66	09MnNiD	NB/T 47009	280	≤150	图 6-6
				150~350	图 6-5
67	08Ni3D	NB/T 47009	260	≤150	图 6-6
				150~350	图 6-5
68	06Ni9D	NB/T 47009	550 ^b	≤150	图 6-7
				150~300	图 6-5
69	S11306	注	205	≤400	图 6-5
70	S11348		170	≤400	图 6-3
71	S11972		275	≤400	图 6-5
注：指所选定统一数字代号的钢板、管材或锻件在 GB/T 4732.2—2024 的表 B.2、表 B.4、表 B.6 中所列出的标准号。					
^a 本表中指定的外压 B 曲线仅适用于不考虑蠕变屈曲失效模式的屈曲计算。若设备长时间在高温使用时，外压 B 曲线最高设计温度不应超过 GB/T 4732.2—2024 的表 B.1~表 B.6 中“粗实线”所对应的温度。					
^b 若材料的屈服强度超过外压 B 曲线图中标记的最高值，则按图中屈服强度标记最高值的外压 B 曲线查取。					

表 6-3 高合钢外压应力系数 B 曲线图索引

序号	牌号 或统一数字代号	材料标准号	$R_{el}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 ℃	B 曲线图按 GB/T 150.3—2024
1	S21953	注	440	≤345	图 6-12
2	S22153		450	≤300	图 6-12
3	S22253		450	≤345	图 6-12
4	S22053		450	≤345	图 6-12
5	S22294		450	≤345	图 6-12
6	S23043		400	≤350	图 6-13
7	S25554		550	≤345	图 6-12
8	S25073		550	≤345	图 6-12
9	S27603		550	≤250	图 6-14
10	S30408		205	≤650 ^a	图 6-8
11	S30403		175	≤425	图 6-10
12	S30409		205	≤650 ^a	图 6-8
13	S30450		290	≤600	图 6-13
14	S30458		240	≤650 ^a	图 6-8
15	S30453		205	≤500	图 6-8
16	S30478		275	≤500	图 6-8
17	S30859		310	≤600	图 6-13
18	S30908		205	≤650 ^a	图 6-8
19	S31008		205	≤650 ^a	图 6-9
20	S31252		310	≤450	图 6-9
21	S31608		205	≤650 ^a	图 6-9
22	S31603		175	≤425	图 6-11
23	S31609		205	≤650 ^a	图 6-9
24	S31653		205	≤650 ^a	图 6-9
25	S31658		240	≤650 ^a	图 6-9
26	S31668		205	≤650 ^a	图 6-9
27	S31708		205	≤650 ^a	图 6-9
28	S31703		205	≤425	图 6-11

表 6-3 高合钢外压应力系数 B 曲线图索引 (续)

序号	牌号 或统一数字代号	材料标准号	$R_{cl}(R_{p0.2})$ MPa	设计温度范围 °C	B 曲线图按 GB/T 150.3—2024
29	S31782	注 	220	$\leq 350^a$	图 6-9
30	S32168		205	$\leq 650^a$	图 6-9
31	S32169		205	$\leq 650^a$	图 6-9
32	S34778		205	$\leq 650^a$	图 6-9
33	S34779		205	$\leq 650^a$	图 6-9
34	S35656		220	≤ 350	图 6-9
35	S39042		220	≤ 350	图 6-9
36	S41008		210	≤ 400	图 6-5
注：指所选定统一数字代号的钢板、管材或锻件在 GB/T 4732.2—2024 的表 B.2、表 B.4、表 B.6 中所列出的标准号。					
^a 本表中指定的外压 B 曲线仅适用于不考虑蠕变屈曲失效模式的屈曲计算。若设备长时间在高温使用时，外压 B 曲线最高设计温度不应超过 GB/T 4732.2—2024 的表 B.1~表 B.6 中“粗实线”所对应的温度。					

7 平盖

7.1 通则

受内压或外压的无孔或有孔但已被加强的平盖应按本章的计算公式设计。平盖的几何形状包括圆形、椭圆形、长圆形、矩形及正方形。平盖与筒体连接型式及其结构见表 7-1 和表 7-2。

7.2 符号

下列符号适用于第 7 章。

a ——非圆形平盖的短轴长度, mm。

b ——非圆形平盖的长轴长度, mm。

D_c ——平盖计算直径, mm。

K_s ——结构特征系数。

L ——非圆形平盖螺栓中心连线周长, mm。

L_G ——螺栓中心至垫片压紧力作用中心线的径向距离(见表 7-1 中简图), mm。

n ——平盖上的筋板数。

R_i ——圆筒内半径, mm。

r ——平盖过渡区圆弧半径, mm。

W ——预紧状态时或操作状态时的螺栓设计载荷(按第 8 章), N。

\bar{W} ——筋板与平盖组合截面的抗弯模量, mm^3 。

Z ——非圆形平盖的形状系数, $Z = \min\left(2.5, 3.4 - 2.4 \frac{a}{b}\right)$ 。

δ ——圆筒计算厚度, mm。

δ_c ——圆筒有效厚度, mm。

δ_{ep} ——平盖有效厚度, mm。

δ_p ——平盖计算厚度, mm。

S_m^t ——设计温度下平盖材料的许用应力(见 GB/T 4732.2), MPa。

S_{mr}^t ——设计温度下筋板材料的许用应力, MPa。

7.3 圆形平盖厚度计算

7.3.1 按 7.3.2、7.3.3 设计的平盖可以避免出现塑性垮塌失效。表 7-2 中序号 7~13 的结构可保证处于安定状态。

7.3.2 表 7-1 和表 7-2 中平盖的厚度按公式(7-1)计算:

$$\delta_p = D_c \sqrt{\frac{K_s p_c}{S_m^t}} \dots\dots\dots (7-1)$$

7.3.3 表 7-2 中平盖与圆筒的连接均应采用全截面熔透焊接接头。表 7-2 中序号 7~10 所示平盖宜采用锻件加工制造。如采用轧制板材直接加工制造, 则应提出抗层状撕裂性能的附加要求。

7.4 非圆形平盖厚度计算

7.4.1 按 7.4.2 设计的平盖可以避免出现塑性垮塌失效。

7.4.2 表 7-1 中序号 1、序号 2 所示平盖的厚度按公式(7-2)计算:

$$\delta_p = a \sqrt{\frac{K_s p_c}{S_m^t}} \dots\dots\dots (7-2)$$

当预紧时, S_m^t 取室温的许用应力。

表 7-1 螺栓连接和自紧式平盖结构特征系数 K_s 选择表

序号	简图	结构特征系数 K_s
1		圆形平盖: 操作时, $0.3 + \frac{1.78WL_G}{p_c D_c^3}$ 预紧时, $\frac{1.78WL_G}{p_c D_c^3}$
2		非圆形平盖: 操作时, $0.3Z + \frac{6WL_G}{p_c La^2}$ 预紧时, $\frac{6WL_G}{p_c La^2}$

表 7-1 螺栓连接和自紧式平盖结构特征系数 K_s 选择表 (续)

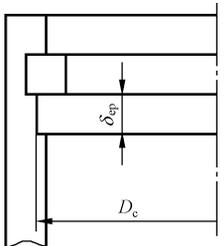
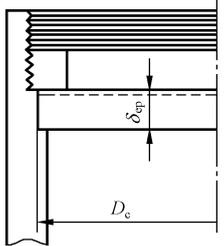
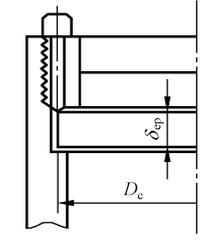
序号	简图	结构特征系数 K_s
3		0.3
4		
5		

表 7-2 焊接圆形平盖结构特征系数 K_s 选择表

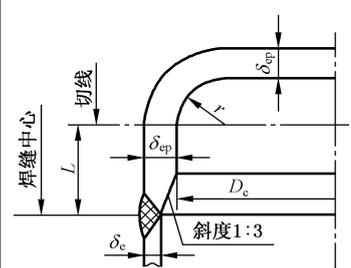
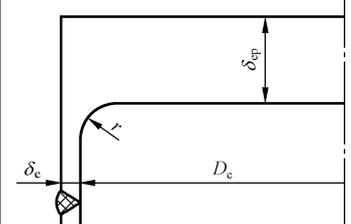
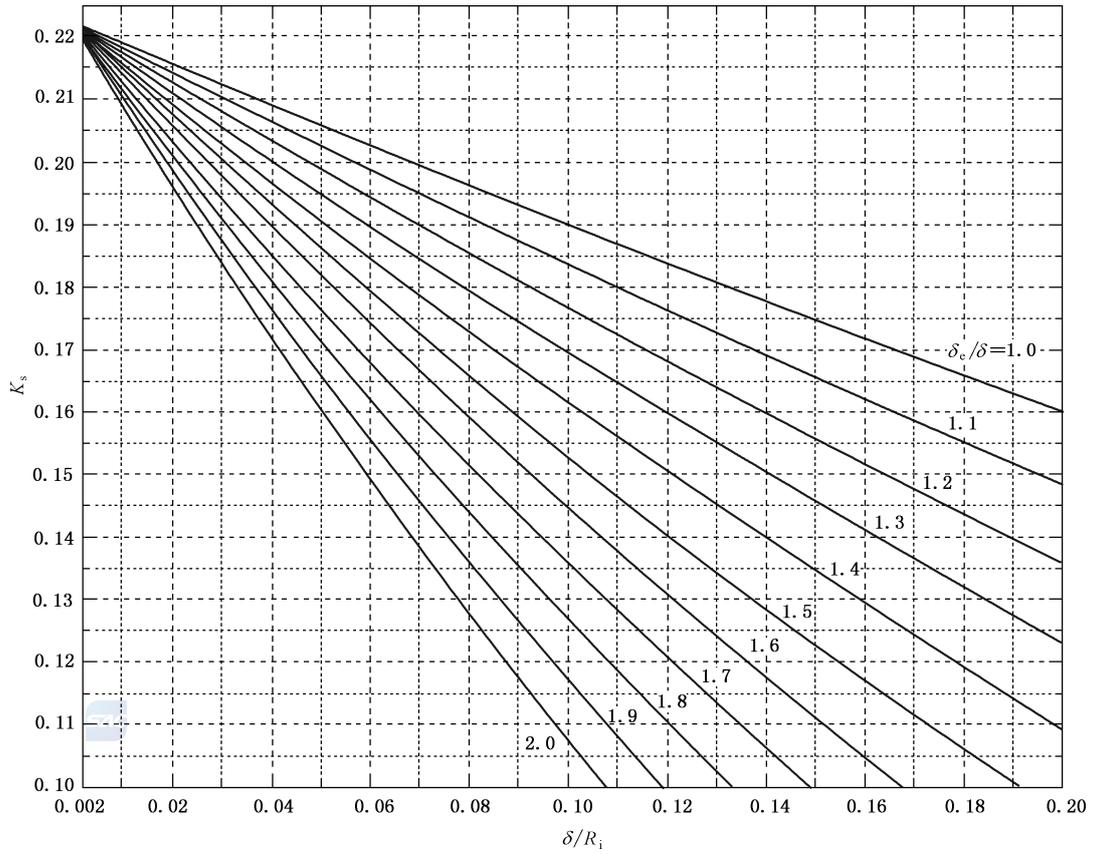
序号	简图	结构参数要求	结构特征系数 K_s
6		对折边长度 L 和斜度无特殊要求	0.17
		$L \geq [1.1 - 0.8(\delta_c/\delta_{ep})^2] \sqrt{D_c \delta_{ep}}$ 对斜度无特殊要求	0.10
		$2\sqrt{D_c \delta_c} \leq L < [1.1 - 0.8(\delta_c/\delta_{ep})^2] \sqrt{D_c \delta_{ep}}$ $\delta \geq 1.12\delta_c \sqrt{1.1 - L/\sqrt{D_c \delta_{ep}}}$ 斜度不小于 1:3	0.10
7		$\delta_c \leq 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq 10 \text{ mm}$; $\delta_c > 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq 0.25\delta_c$, 且不超过 20 mm	查图 7-1 a)

表 7-2 焊接圆形平盖结构特征系数 K_s 选择表 (续)

序号	简图	结构参数要求	结构特征系数 K_s
8		$\delta_e \leq 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq 10 \text{ mm}$; $\delta_e > 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq 0.25\delta_e$, 且不超过 20 mm	
9		$r \geq 3\delta_i$ $L \geq 2\sqrt{D_c\delta_e}$ 注: 查图 7-1 a) 时, 以 δ_i 作为与平盖相连接的圆筒有效厚度 δ_e	查图 7-1 a)
10		$\delta_i \geq 2\delta_e$ $r \geq 3\delta_i$	
11			
12		要求全截面熔透接头 $f \geq \delta_e$	查图 7-1 b)
13			

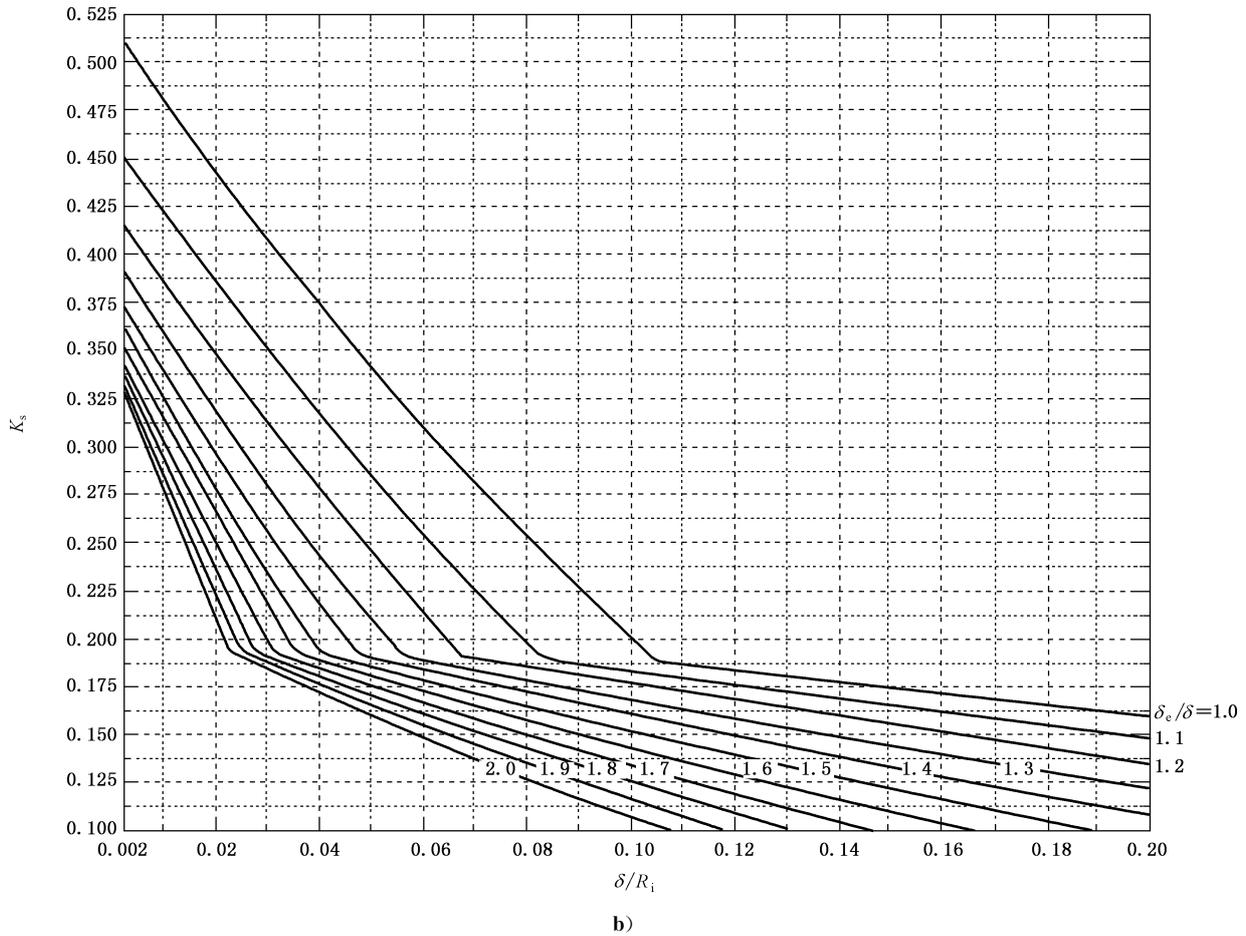


a)

对于查图 7-1 a) 的平盖, 当 $0.002 \leq \delta/R_i \leq 0.005$ 且 $\delta_c/\delta > 2$ 时, 可按 $\delta_c/\delta = 2$

查图 7-1 a) 的曲线取得 K_s 值(在 0.219 6~0.215 6 之间线性变化)

图 7-1 平盖结构特征系数



对于查图 7-1 b) 的平盖, 当 $0.002 \leq \delta/R_i \leq 0.005$ 且 $\delta_c/\delta > 2$ 时, 可按 $\delta_c/\delta = 2$ 查图 7-1 b) 的曲线取得 K_s 值

图 7-1 平盖结构特征系数 (续)

7.5 加筋的圆形平盖厚度计算

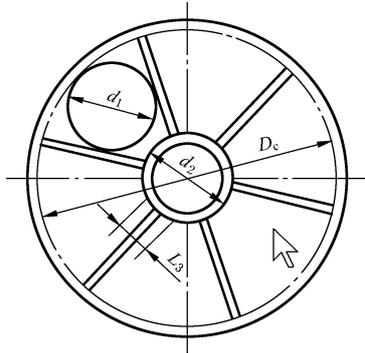
7.5.1 加筋的圆形平盖可采用表 7-1 和表 7-2 的连接形式和筒体连接, 并按 7.5.2~7.5.5 设计, 可避免出现塑性垮塌失效。

7.5.2 对如图 7-2 所示加筋平盖厚度按公式(7-3)计算, 且平盖厚度值不小于 6 mm。

$$\delta_p = 0.55d \sqrt{\frac{p_c}{S_m^t}} \dots\dots\dots (7-3)$$

式中, 当量直径(d)取图 7-2 所示 d_1 和 d_2 中较大者。

$$d_1 = \frac{D_c \sin \frac{\pi}{n}}{1 + \sin \frac{\pi}{n}} \dots\dots\dots (7-4)$$



筋板数 $n \geq 6$; L_3 取相邻径向筋板间的最小间距

图 7-2 加筋平盖结构示意图

7.5.3 筋板与平盖之间应采用双面连续焊。

7.5.4 如采用矩形截面筋板,其高厚比一般为 5~8,且筋板与平盖组合截面(组合中平盖的有效宽度见图 7-2 中的 L_3)的抗弯模量 \bar{W} 应满足公式(7-5):

$$\bar{W} \geq 0.08 \frac{p_c D_c^3}{n S_{mr}^t} \dots\dots\dots (7-5)$$

7.5.5 平盖中心加强圆环截面的抗弯模量不小于加强筋板的抗弯截面模量。

8 法兰

8.1 通则

8.1.1 承受流体静压力、采用螺栓连接且垫片位于螺栓孔包围的圆周范围以内的窄面法兰连接结构应按本章的方法设计。按本章要求设计的法兰可避免塑性垮塌,同时不会出现过量变形引起的接头泄漏。

8.1.2 当选用符合 NB/T 47020、NB/T 47021、NB/T 47022、NB/T 47023、HG/T 20592、HG/T 20615、HG/T 20623 要求的法兰时,可免除本章计算。

8.1.3 螺栓、法兰的选材应符合 GB/T 4732.2—2024 的规定。

8.1.4 带颈法兰应采用热轧钢棒或锻件经机加工制成,加工后的法兰轴线应与原热轧件或锻件的轴线平行。

8.1.5 采用厚度大于 50 mm 的 Q245R 钢板制造法兰,应经正火热处理;采用厚度大于 50 mm 的 Q345R 及 GB/SA516 Gr70 钢板制造法兰,应经正火或正火加回火热处理。

8.1.6 用非合金钢或低合金钢板材或型材制造的法兰环对接接头、焊制整体法兰[见图 8-1 g)],应经焊后热处理。

8.1.7 螺栓的公称直径不应小于 M12,当公称直径大于 M48 时,应采用细牙螺纹。

8.2 法兰设计基本要求

8.2.1 螺栓连接法兰设计包括以下内容:

- a) 确定法兰类型及密封面形式;
- b) 确定垫片材料、型式及尺寸;
- c) 确定螺栓材料、规格及数量;
- d) 确定法兰材料及结构尺寸;



- e) 进行应力校核;
- f) 进行刚度校核。

8.2.2 常用的窄面法兰结构型式见图 8-1,焊接结构见图 8-2,计算方法按 8.5 进行。

8.2.3 反向法兰计算方法按 8.6 进行。

8.3 符号

下列符号适用于第 8 章。

- A_a ——预紧状态下需要的螺栓总截面积, mm^2 。
- A_b ——实际使用的螺栓总截面积, mm^2 。
- A_m ——需要的螺栓总截面积, mm^2 。
- A_p ——操作状态下需要的螺栓总截面积, mm^2 。
- b ——垫片有效密封宽度, mm 。
- b_o ——垫片基本密封宽度(见表 8-1), mm 。
- D_b ——螺栓中心圆直径, mm 。
- d_B ——螺栓公称直径, mm 。
- d_b ——螺栓孔直径, mm 。
- D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径(见图 8-1), mm 。
- D_i ——法兰内直径(应扣除腐蚀裕量), mm 。
- D_{ii} ——法兰计算直径, mm 。
- D_o ——法兰外直径,对使用活节螺栓槽形螺栓孔的法兰,则为槽孔底部圆直径, mm 。
- d_1 ——参数,见公式(8-16)或表 8-5, mm^3 。
- E ——法兰材料的弹性模量(见 GB/T 4732.2), MPa 。
- e ——参数,见公式(8-16)或表 8-5, mm^{-1} 。
- F ——内压作用在 D_G 范围内产生的总轴向力, N 。
- f ——整体法兰颈部应力校正系数(法兰颈部小端应力与大端应力的比值)。
- F_a ——预紧状态下,需要的垫片压紧力, N 。
- F_D ——作用于法兰内径截面上的内压引起的轴向力, N 。
- F_G ——垫片压紧力,包括预紧和操作两种情况, N 。
- F_I ——整体法兰系数,由图 8-3 查得或按表 8-7 计算。
- F_L ——带颈松式法兰系数,由图 8-5 查得或按表 8-7 计算。
- F_p ——操作状态下,需要的垫片压紧力, N 。
- F_T —— F 与 F_D 之差, N 。
- F_Z ——外部附加轴向拉力, N 。
- h ——法兰颈部高度, mm 。
- h_o ——参数,见公式(8-16)或表 8-5, mm 。
- I ——法兰横截面弯曲惯性矩, mm^4 。
- I_P ——法兰横截面极惯性矩, mm^4 。
- J ——法兰刚度指数。
- K ——法兰外径与内径的比值。
- L_A ——螺栓中心至法兰颈部(或焊缝)与法兰背面交点的径向距离(见表 8-3), mm 。
- L_D ——螺栓中心至 F_D 作用位置处的径向距离(见图 8-1), mm 。
- L_e ——螺栓中心至法兰外径处的径向距离(见表 8-3), mm 。
- L_G ——螺栓中心至 F_G 作用位置处的径向距离(见图 8-1), mm 。

- L_T ——螺栓中心至 F_T 作用位置处的径向距离(见图 8-1), mm。
- \hat{L} ——相邻螺栓间距(见表 8-3), mm。
- M ——外部附加弯矩, $N \cdot mm$ 。
- m ——垫片系数(见表 8-2)。
- M_a ——预紧状态的法兰力矩, $N \cdot mm$ 。
- M_o ——法兰设计力矩, $N \cdot mm$ 。
- M_p ——操作状态的法兰力矩, $N \cdot mm$ 。
- N ——垫片接触宽度(见表 8-1), mm。
- n ——螺栓数量。
- p_c ——计算压力, MPa。
- T ——与 K 相关系数, 由图 8-8 查得。
- U ——与 K 相关系数, 由图 8-8 查得。
- V_1 ——整体法兰系数, 由图 8-4 查得或按表 8-7 计算。
- V_L ——带颈松式法兰系数, 由图 8-6 查得或按表 8-7 计算。
- W ——螺栓设计载荷, N 。
- W_a ——预紧状态下, 需要的螺栓载荷(即预紧状态下, 需要的垫片压紧力 F_a), N 。
- W_p ——操作状态下, 需要的螺栓载荷, N 。
- Y ——与 K 相关系数, 由图 8-8 查得。
- y ——垫片比压力, 由表 8-2 查得, MPa。
- Z ——与 K 相关系数, 由图 8-8 查得。
- β ——系数, 按表 8-5 计算。
- γ ——系数, 按表 8-5 计算。
- δ_f ——法兰有效厚度, mm。
- δ_o ——法兰颈部小端有效厚度, mm。
- δ_1 ——法兰颈部大端有效厚度, mm。
- η ——系数, 按表 8-5 计算。
- λ ——系数, 见公式(8-16)或表 8-5。
- σ_H ——法兰颈部轴向应力, MPa。
- σ_T ——法兰环的环向应力, MPa。
- σ_R ——法兰环的径向应力, MPa。
- $[\sigma]_b$ ——室温下螺栓材料的许用应力(按 GB/T 150.2), MPa。
- $[\sigma]_b^t$ ——设计温度下螺栓材料的许用应力(按 GB/T 150.2), MPa。
- $[\sigma]_f$ ——室温下法兰材料的许用应力(按 GB/T 150.2), MPa。
- $[\sigma]_f^t$ ——设计温度下法兰材料的许用应力(按 GB/T 150.2), MPa。
- $[\sigma]_n$ ——室温下圆筒材料的许用应力(按 GB/T 150.2), MPa。
- $[\sigma]_n^t$ ——设计温度下圆筒材料的许用应力(按 GB/T 150.2), MPa。
- τ ——切应力, MPa。
- ψ ——系数, 按表 8-5 计算。

8.4 法兰型式

8.4.1 法兰按其整体性程度, 分为松式法兰、整体法兰和任意式法兰 3 种型式(见图 8-1 所示)。

8.4.2 松式法兰: 法兰未能有效地与容器或接管连接成一体, 不具有整体式连接的同等结构强度。

松式法兰及其载荷作用位置见图 8-1 a)、图 8-1 b), 典型的松式法兰——活套法兰结构如图 8-1 a)

中不带颈的型式(即实线部分),其计算按表 8-6 进行。对带颈的松式法兰[图 8-1 a)中带虚线部分]可按整体法兰(见表 8-5)计算,但其中系数 V_1 、 F_1 应以 V_L 、 F_L 代替, f 取 1.0。

8.4.3 整体法兰:法兰、法兰颈部及容器或接管三者能有效地连接成一整体结构。各种型式整体法兰及载荷作用位置见图 8-1 c)~图 8-1 g),其计算按表 8-5 进行。

8.4.4 任意式法兰:如图 8-1 h)的焊接法兰,其计算按整体法兰(见表 8-5),但为了简便,当满足下列条件时也可按活套法兰(见表 8-6)计算:

- a) $\delta_0 \leq 15 \text{ mm}$, $D_i/\delta_0 \leq 300$;
- b) $p \leq 2 \text{ MPa}$;
- c) 设计温度小于或等于 $370 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

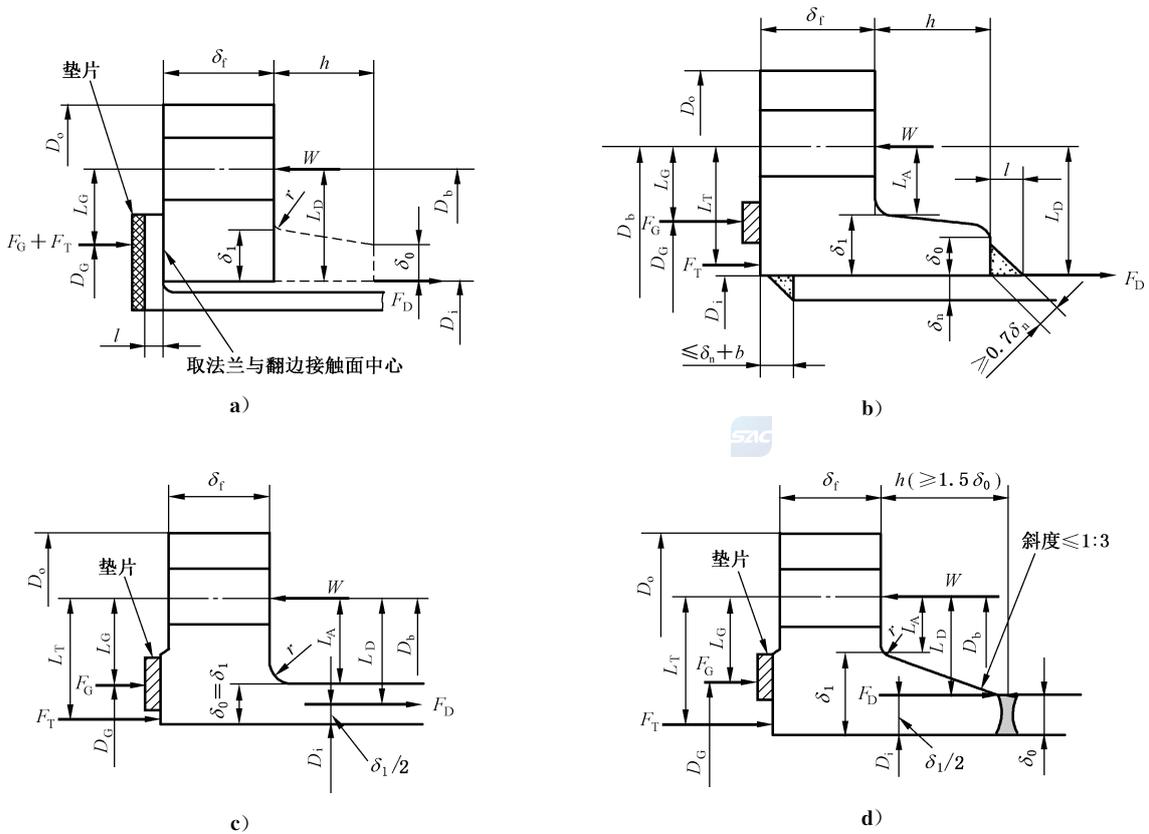


图 8-1 法兰型式

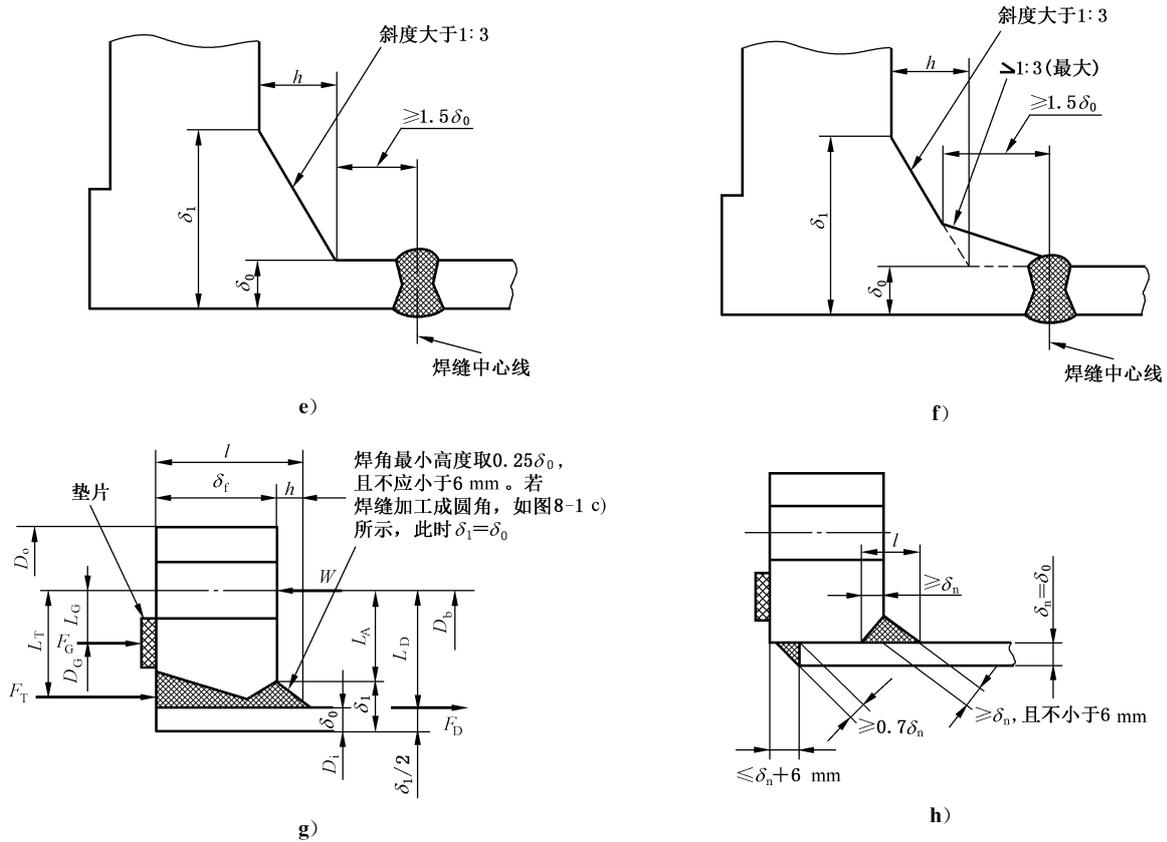


图 8-1 法兰型式 (续)

8.4.5 图 8-1 的法兰结构还应满足如下要求:

- a) 图 8-1 b)带颈松式法兰,当颈部斜度不大于 6° 时,计算中取 $\delta_1 = \delta_0$;
- b) 带颈整体法兰,当颈部斜度大于 $1:3$ 时,采用图 8-1 e)、图 8-1 f)所示结构;
- c) 图 8-1 c)、图 8-1 d)中,圆角半径 $r \geq 0.25\delta_1$,且不小于 5 mm;
- d) 榫槽、凹凸面及平面密封面的台肩高度不包括在法兰有效厚度内。

8.4.6 图 8-2 a)、图 8-2 b)法兰内径与圆筒外径间的间隙不应大于 3 mm,且两侧径向间隙之和不应大于 4.5 mm。

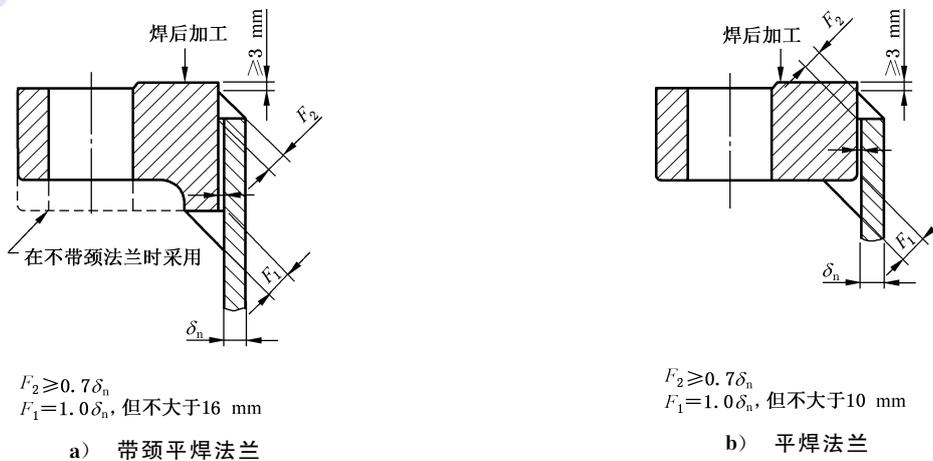


图 8-2 法兰焊接结构

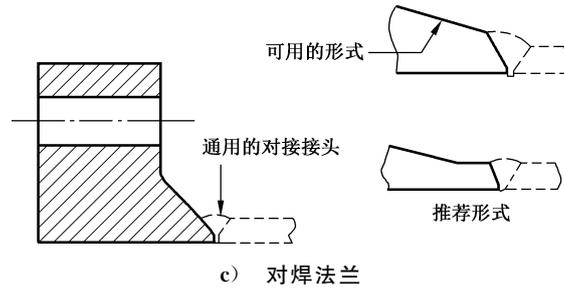
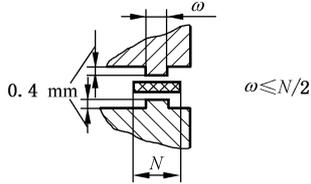
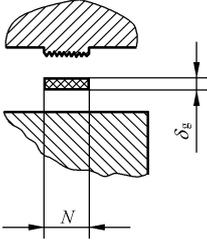
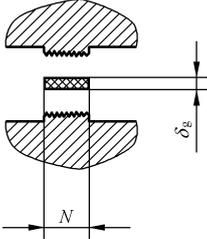
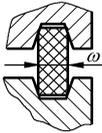


图 8-2 法兰焊接结构 (续)

表 8-1 垫片基本密封宽度

序号	压紧面形状(简图)	垫片基本密封宽度(b_0)	
		I	II
1a		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1b ^a			
1c		$\left(\frac{\omega + \delta_g}{2}, \frac{\omega + N}{4}\right)$ 取小值	$\left(\frac{\omega + \delta_g}{2}, \frac{\omega + N}{4}\right)$ 取小值
1d ^a			
2		$\frac{\omega + N}{4}$	$\frac{\omega + 3N}{8}$

表 8-1 垫片基本密封宽度 (续)

序号	压紧面形状(简图)	垫片基本密封宽度(b_0)	
		I	II
3		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
4		$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
6		$\frac{w}{8}$	—

^a 当锯齿深度不超过 0.4 mm, 齿距不超过 0.8 mm 时, 应按 1b 或 1d 的压紧面形状选用。

表 8-2 常用垫片特性参数

垫片材料	垫片系数 (m)	垫片比 压力(y) MPa	简图	压紧面形状 (见表 8-1)	类别 (见表 8-1)
自紧式(O形环及其他有自紧密封作用的垫片)	0	0	—	—	—
无织物或含少量矿物纤维的合成橡胶: 肖氏硬度低于 75 肖氏硬度大于或等于 75	0.50 1.00	0 1.4		1(a、b、c、d) 4、5	II
具有适当加固物的矿物纤维橡胶板: 厚度 3 mm 厚度 1.5 mm 厚度 0.75 mm	2.00 2.75 3.50	11 26 45			

表 8-2 常用垫片特性参数 (续)

垫片材料		垫片系数 (<i>m</i>)	垫片比 压力(<i>y</i>) MPa	简图	压紧面形状 (见表 8-1)	类别 (见表 8-1)
内有棉纤维的橡胶		1.25	2.8		1(a,b,c,d) 4,5	II
内有矿物纤维的橡胶,具有金属加强 丝或不具有金属加强丝: 3 层		2.25	15			
2 层		2.50	20			
1 层		2.75	26			
植物纤维		1.75	7.6			
内填矿物纤维或石墨 缠绕式金属	非合金钢	2.50	69		1(a,b)	
	不锈钢、镍基合金及 蒙乃尔	3.00	69			
波纹金属板 类壳内包矿物纤维或波 纹金属板内 包矿物纤维	软铝	2.50	20		1(a,b)	
	软铜或黄铜	2.75	26			
	铁或软钢	3.00	31			
	蒙乃尔或 4%~6% 铬钢	3.25	38			
	不锈钢或镍基合金	3.50	45			
波纹 金属板	软铝	2.75	26		1(a,b,c,d)	
	软铜或黄铜	3.00	31			
	铁或软钢	3.25	38			
	蒙乃尔或 4%~6% 铬钢	3.50	45			
	不锈钢或镍基合金	3.75	52			
平金属板 内包矿物纤维 ^a	软铝	3.25	38		1a,1b,1c ^a 、 1d ^a 、2 ^a	
	软铜或黄铜	3.50	45			
	铁或软钢	3.75	52			
	蒙乃尔	3.50	55			
	4%~6% 铬钢	3.75	62			
	不锈钢或镍基合金	3.75	62			
槽形金属	软铝	3.25	38		1(a,b,c,d)、2、3	
	软铜或黄铜	3.50	45			
	铁或软钢	3.75	52			
	蒙乃尔或 4%~6% 铬钢	3.75	62			
	不锈钢或镍基合金	4.25	70			

表 8-2 常用垫片特性参数 (续)

垫片材料		垫片系数 (m)	垫片比 压力(y) MPa	简图	压紧面形状 (见表 8-1)	类别 (见表 8-1)
复合柔性 石墨波齿 金属板	碳钢 不锈钢或镍基合金	3.0	50		1(a,b)	II
金属平板	软铝	4.00	61		1(a,b,c,d) 2,3,4,5	I
	软铜或黄铜	4.75	90			
	铁或软钢	5.50	124			
	蒙乃尔或 4%~6% 铬钢 不锈钢或镍基合金	6.00 6.50	150 180			
金属环	铁或软钢	5.50	124		6	
	蒙乃尔或 4%~6% 铬钢	6.00	150			
	不锈钢或镍基合金	6.50	180			
注: 本表所列各种垫片的 m 、 y 值及适用的压紧面形状, 均属推荐性资料。采用本表推荐的垫片参数(m 、 y)并按本章规定设计的法兰, 在一般使用条件下, 通常能得到比较满意的使用效果。但在使用条件特别苛刻的场合, 如在氟化物等高度或极度毒性危害程度介质中使用的垫片, 其参数 m 、 y 根据成熟的使用经验谨慎确定。						
° 垫片表面的搭接接头不应位于凸台侧。						

8.5 法兰连接

8.5.1 垫片

8.5.1.1 各种常用垫片的特性参数(m 、 y)按表 8-2 查取。

8.5.1.2 垫片有效密封宽度(b)按下列要求确定。

- 选定垫片尺寸, 按表 8-1 确定垫片接触宽度(N)和垫片基本密封宽度(b_0)。
- 按以下规定计算垫片有效密封宽度(b):
 - 当 $b_0 \leq 6.4$ mm 时, $b = b_0$;
 - 当 $b_0 > 6.4$ mm 时, $b = 2.53 \sqrt{b_0}$ 。

8.5.1.3 垫片压紧力作用中心圆直径(D_G)按下列要求确定。

- 对于图 8-1 a) 所示活套法兰, D_G 等于法兰与翻边接触面的平均直径。
- 对于其他型式法兰, 则按下述规定计算 D_G :
 - 当 $b_0 \leq 6.4$ mm 时, D_G 等于垫片接触的平均直径;
 - 当 $b_0 > 6.4$ mm 时, D_G 等于垫片接触的外径减去 $2b$ 。

8.5.1.4 垫片压紧力(F_G)分为预紧时的压紧力(F_a)和操作时的压紧力(F_p), 分别按下列要求确定:

- 预紧状态下需要的垫片压紧力按公式(8-1)计算:

$$F_a = \pi D_G b y \quad \dots\dots\dots (8-1)$$

- 操作状态下需要的垫片压紧力按公式(8-2)计算:

$$F_p = 2b \pi D_G m p_c \quad \dots\dots\dots (8-2)$$

8.5.1.5 垫片在预紧状态下受到最大螺栓载荷的作用, 压紧过度将失去密封性能。垫片应有足够的宽度, 其值可按经验确定。

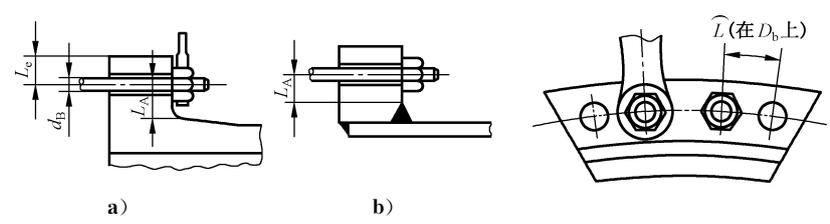
8.5.2 螺栓

8.5.2.1 螺栓的布置一般按下列规定确定：

- a) 法兰径向尺寸(L_A 、 L_e)及螺栓间距(\hat{L})的最小值可按表 8-3 选取；
- b) 通常螺栓最大间距(\hat{L}_{max})不宜超过公式(8-3)的计算值：

$$\hat{L}_{max} = 2d_b + \frac{6\delta_f}{(m + 0.5)} \dots\dots\dots(8-3)$$

表 8-3 L_A 、 L_e 、 \hat{L} 的最小值



螺栓公称直径(d_B)	L_A		L_e	\hat{L}	螺栓公称直径(d_B)	L_A		L_e	\hat{L}
	A 组	B 组				A 组	B 组		
12	20	16	16	32	30	44	35	30	70
16	24	20	18	38	36	48	38	36	80
20	30	24	20	46	42	56		42	90
22	32	26	24	52	48	60		48	102
24	34	27	26	56	56	70		55	116
27	38	30	28	62					

表中 A 组数据适用于 a) 图所示的带颈法兰结构。表中 B 组数据适用于 b) 图所示的焊制法兰结构。
对图 8-1 a) 所示的活套法兰, 其径向尺寸 L_D 也应满足 A 组 L_A 最小尺寸的要求

8.5.2.2 需要的螺栓载荷

为满足法兰密封要求需要的螺栓载荷按下列规定计算：

- a) 预紧状态下压紧垫片需要的螺栓载荷按公式(8-4)计算：

$$W_a = F_a \dots\dots\dots(8-4)$$

对于自紧式垫片, 当安装时需要较大的轴向力来压缩垫片时, W_a 需要按该轴向力取值。一些自紧式垫片由于楔入作用而产生轴向载荷, 此载荷也应计入 W_a 。

- b) 操作状态下承受内压力作用并使垫片密封面保持有最小压紧力需要的螺栓载荷按下列规定计算：

- 1) 内压作用在 D_G 范围产生的总轴向力(F)按公式(8-5)计算：

$$F = \frac{\pi}{4} D_G^2 p_c \dots\dots\dots(8-5)$$

- 2) 需要的螺栓载荷按公式(8-6)计算：

$$W_p = F + F_p + F_z + 4M/D_G \dots\dots\dots(8-6)$$

- 3) 对于类似 U 形管式热交换器管板两侧成对法兰的设计中, 由于两侧的压力和温度及所用垫片可能不同, 因此在螺栓的设计中应兼顾两侧的条件, 要求以较大的螺栓载荷和较高的设计温度进行设计, 且对法兰设计力矩应以此为基础进行计算。

8.5.2.3 螺栓面积按下列规定确定：

- a) 预紧状态下需要的螺栓总截面积按公式(8-7)计算：

$$A_a = \frac{W_a}{[\sigma]_b} \dots\dots\dots (8-7)$$

b) 操作状态下需要的螺栓总截面积按公式(8-8)计算:

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b} \dots\dots\dots (8-8)$$

c) 需要的螺栓总截面积(A_m)取 A_a 与 A_p 中的大值;

d) 实际使用的螺栓总截面积 A_b 不应小于需要的螺栓面积(A_m);

e) 实际使用的螺栓总截面积以螺纹小径及无螺纹部分的最小直径分别计算,取小值。

8.5.2.4 螺栓设计载荷

法兰设计时采用的螺栓载荷按下列规定确定:

a) 预紧状态螺栓设计载荷按公式(8-9)计算:

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b \dots\dots\dots (8-9)$$

b) 操作状态螺栓设计载荷按公式(8-10)计算:

$$W = W_p \dots\dots\dots (8-10)$$

8.5.3 法兰

8.5.3.1 法兰力矩计算

法兰力矩按下列规定计算:

a) 预紧状态的法兰力矩按公式(8-11)计算:

$$M_a = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b L_G \dots\dots\dots (8-11)$$

b) 操作状态的法兰力矩计算:

作用于法兰内径截面上的内压引起的轴向力(F_D)按公式(8-12)计算:

$$F_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p_c \dots\dots\dots (8-12)$$

F_T 取内压引起的总轴向力(F)与 F_D 之差按公式(8-13)计算:

$$F_T = F - F_D \dots\dots\dots (8-13)$$

操作状态的法兰力矩按公式(8-14)计算:

$$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_P L_G + F_Z L_D + 4M \left(\frac{I}{0.384 \ 6I_P + I} \right) \left(\frac{L_D}{D_b - 2L_D} \right) \dots\dots (8-14)$$

式中:

L_D 、 L_T 、 L_G 按表 8-4 计算。

$$L_f = (D_o - D_i) / 2$$

$$\delta_h = (\delta_o + \delta_i) / 2$$

$$L_h = L_f - \delta_h$$

$$\delta_{hf} = h_p + \delta_f$$

当 $\delta_o = \delta_i$ 时, $h_p = \max[0.35\delta_o, \min(3\delta_o, h, 0.78\sqrt{0.5D_i\delta_o})]$, 否则 $h_p = h$ 。

整体式法兰:

$$I = \frac{0.087 \ 4\lambda\delta_o^2 h_o D_i}{V_1}$$

对带颈松式法兰则用 V_L 代替 V_1 计算 I 值。

$$I_p = K_{AB} + K_{CD}$$

当 $\delta_f \geq \delta_h$ 时:

$$K_{AB} = L_f \delta_f^3 \left\{ \frac{1}{3} - \frac{0.21 \delta_f}{L_f} \left[1 - \frac{1}{12} \left(\frac{\delta_f}{L_f} \right)^4 \right] \right\}$$

$$K_{CD} = h \delta_h^3 \left\{ \frac{1}{3} - \frac{0.105 \delta_h}{h} \left[1 - \frac{1}{192} \left(\frac{\delta_h}{h} \right)^4 \right] \right\}$$

$$K_{EF} = L_f \delta_f^3 \left\{ \frac{1}{3} - \frac{0.21 \delta_f}{L_f} \left[1 - \frac{1}{12} \left(\frac{\delta_f}{L_f} \right)^4 \right] \right\}$$

当 $\delta_f < \delta_h$ 时:

$$K_{AB} = \delta_{hf} \delta_h^3 \left\{ \frac{1}{3} - \frac{0.21 \delta_h}{\delta_{hf}} \left[1 - \frac{1}{12} \left(\frac{\delta_h}{\delta_{hf}} \right)^4 \right] \right\}$$

$$K_{CD} = L_h \delta_f^3 \left\{ \frac{1}{3} - \frac{0.105 \delta_f}{L_h} \left[1 - \frac{1}{192} \left(\frac{\delta_f}{L_h} \right)^4 \right] \right\}$$

$$K_{EF} = L_f \delta_f^3 \left\{ \frac{1}{3} - \frac{0.21 \delta_f}{L_f} \left[1 - \frac{1}{12} \left(\frac{\delta_f}{L_f} \right)^4 \right] \right\}$$

活套法兰:

$$I = \frac{D_i \delta_f^3 \ln(K)}{24}$$

$$I_p = L_f \delta_f^3 \left\{ \frac{1}{3} - \frac{0.21 \delta_f}{L_f} \left[1 - \frac{1}{12} \left(\frac{\delta_f}{L_f} \right)^4 \right] \right\}$$

表 8-4 法兰力矩的力臂

单位为毫米

法兰型式	L_D	L_T	L_G
整体法兰:图 8-1 c)~图 8-1 g) 任意式法兰(按整体法兰计算时):图 8-1 h)	$L_A + 0.5 \delta_1$	$\frac{L_A + \delta_1 + L_G}{2}$	$\frac{D_b - D_G}{2}$
松式法兰:图 8-1 b) 任意式法兰(按活套法兰计算时):图 8-1 h)	$\frac{D_b - D_i}{2}$	$\frac{L_D + L_G}{2}$	$\frac{D_b - D_G}{2}$
活套法兰:图 8-1 a)	$\frac{D_b - D_i}{2}$	$\frac{D_b - D_G}{2}$	$\frac{D_b - D_G}{2}$

8.5.3.2 法兰设计力矩

法兰设计力矩取公式(8-15)之大值:

$$M_o = \begin{cases} M_a \frac{[\sigma]_f^t}{[\sigma]_f} \\ M_p \end{cases} \dots\dots\dots (8-15)$$

8.5.3.3 法兰应力

8.5.3.3.1 整体法兰、带颈松式法兰以及按整体法兰计算的任意式法兰应力按下列规定计算。

a) 轴向应力按公式(8-16)计算。

$$\sigma_H = \frac{f M_o}{\lambda \delta_i^2 D_i} \dots\dots\dots (8-16)$$

式中:

$$\lambda = \frac{\delta_i e + 1}{T} + \frac{\delta_i^3}{d_1}$$

$$e = \frac{F_1}{h_o}$$

$$h_o = \sqrt{D_i \delta_o}$$

$$d_1 = \frac{U}{V_1} h_o \delta_o^2$$

当 $D_i < 20\delta_1$ 时,以 D_{i1} 代替 D_i ,此时:对带颈松式法兰及 $f < 1$ 的整体法兰, $D_{i1} = D_i + \delta_1$;对 $f \geq 1$ 的整体法兰, $D_{i1} = D_i + \delta_o$ 。

系数 T 、 U 根据参数 K 由图 8-8 查得,或按图 8-8 所给公式计算。

整体法兰系数 F_1 由图 8-3 查得,或按表 8-7 计算。对带颈松式法兰则用 F_{1L} 代替 F_1 。

整体法兰系数 V_1 由图 8-4 查得,或按表 8-7 计算。对带颈松式法兰则用 V_{1L} 代替 V_1 。

整体法兰颈部应力校正系数 f 由图 8-7 查得,或按表 8-7 计算,当 $f < 1$ 时,取 $f = 1$ 。

b) 径向应力按公式(8-17)计算:

$$\sigma_R = \frac{(1.33\delta_f e + 1)M_o}{\lambda \delta_f^2 D_i} \dots\dots\dots(8-17)$$

c) 环向应力按公式(8-18)计算:

$$\sigma_T = \frac{YM_o}{\delta_f^2 D_i} - Z\sigma_R \dots\dots\dots(8-18)$$

式中:系数 Y 、 Z 根据参数 K 由图 8-8 查得,或按图 8-8 所给公式计算。

8.5.3.3.2 活套法兰以及按活套法兰计算的任意式法兰应力按下列规定计算:

a) 轴向应力: $\sigma_H = 0$;

b) 径向应力: $\sigma_R = 0$;

c) 环向应力按公式(8-19)计算:

$$\sigma_T = \frac{YM_o}{\delta_f^2 D_i} \dots\dots\dots(8-19)$$

式中:系数 Y 同 8.5.3.3.1。

8.5.3.3.3 对如图 8-1 a) 所示的活套法兰,其翻边部分的切应力及图 8-1 b)、图 8-1 g)、图 8-1 h) 的焊接法兰焊缝的切应力应按下列规定进行计算。

a) 剪切载荷 W

1) 预紧状态的剪切载荷(W)按公式(8-9)计算;

2) 操作状态的剪切载荷(W)按公式(8-10)计算。

b) 剪切面积

1) 对图 8-1 a) 所示的法兰,按公式(8-20)计算:

$$A_\tau = \pi D_i l; \dots\dots\dots(8-20)$$

2) 对其他法兰,按公式(8-21)计算:

$$A_\tau = \pi D_c l; \dots\dots\dots(8-21)$$

式中:

A_τ ——剪切面积,单位为平方毫米(mm^2);

D_c ——剪切面计算直径,取圆筒外径,单位为毫米(mm);

l ——剪切面计算高度,见图 8-1,单位为毫米(mm)。

c) 切应力

以预紧和操作两种状态分别按公式(8-22)计算切应力:

$$\tau = \frac{W}{A_\tau} \dots\dots\dots(8-22)$$

式中:

τ ——切应力,单位为兆帕(MPa)。

8.5.3.4 应力校核

应力校核应符合下列规定。

a) 法兰颈部轴向应力

1) 对图 8-1 d)、图 8-1 e)、图 8-1 f)所示的整体法兰：

$$\sigma_H \leq \min(1.5[\sigma]_t, 2.5[\sigma]_n)$$

2) 对按整体法兰计算的任意法兰及图 8-1 g)所示的整体法兰：

$$\sigma_H \leq \min(1.5[\sigma]_t, 1.5[\sigma]_n)$$

3) 对图 8-1 c)所示的整体法兰及图 8-1 b)所示的带颈松式法兰：

$$\sigma_H \leq 1.5[\sigma]_t$$

b) 法兰环的径向应力

$$\sigma_R \leq [\sigma]_t$$

c) 法兰环的环向应力

$$\sigma_T \leq [\sigma]_t$$

d) 组合应力

$$(\sigma_H + \sigma_R)/2 \leq [\sigma]_t$$

$$(\sigma_H + \sigma_T)/2 \leq [\sigma]_t$$

e) 切应力

预紧和操作两种状态下的切应力应分别小于或等于翻边法兰(或圆筒)材料在常温和设计温度下的许用应力的 0.8 倍。

8.5.3.5 法兰刚度校核

法兰刚度校核应符合下列规定。

a) 当法兰在相同的操作条件下有成功的使用经验时,可以免除刚度校核。

b) 对整体法兰、按整体法兰计算的任意法兰以及带颈松式法兰,刚度指数按公式(8-23)计算：

$$J = \frac{52.14V_1M_o}{\lambda E \delta_o^2 K_1 h_o} \dots\dots\dots(8-23)$$

式中：

M_o 分别取预紧状态的 M_a 和操作状态的 M_p 代入；

K_1 ——刚度系数,可取 0.3,对带颈松式法兰,用 K_L 代替 K_1 ,取 $K_L=0.2$ ；

E ——法兰材料的弹性模量,MPa。当计算预紧状态的刚度指数时, E 取室温下的弹性模量；

当计算操作状态的刚度指数时, E 取设计温度下的弹性模量。

对带颈松式法兰则用 V_L 代替 V_1 ；其他系数同 8.5.3.3.1。

c) 对松式法兰,刚度指数按公式(8-24)计算：

$$J = \frac{109.4M_o}{E \delta_o^3 K_L \ln K} \dots\dots\dots(8-24)$$

式中：

K_L ——刚度系数,可取 0.2；

M_o 和 E 的取值同 b)；

其他系数同 8.5.3.3.1。

d) 刚度校核通过条件:刚度指数满足 $J \leq 1$ 。

8.5.4 外压法兰

8.5.4.1 外压法兰可按内压法兰计算,但螺栓面积仅需按预紧状态考虑,按公式(8-7)计算。此外,操作

状态下的法兰力矩应按公式(8-25)确定：

$$M_p = F_D(L_D - L_G) + F_T(L_T - L_G) \dots\dots\dots (8-25)$$

计算时，计算外压力取正值，单位为兆帕(MPa)。

8.5.4.2 法兰在操作过程中，若分别承受内压和外压的作用，则法兰应按两种压力工况单独进行设计，且应同时满足要求。

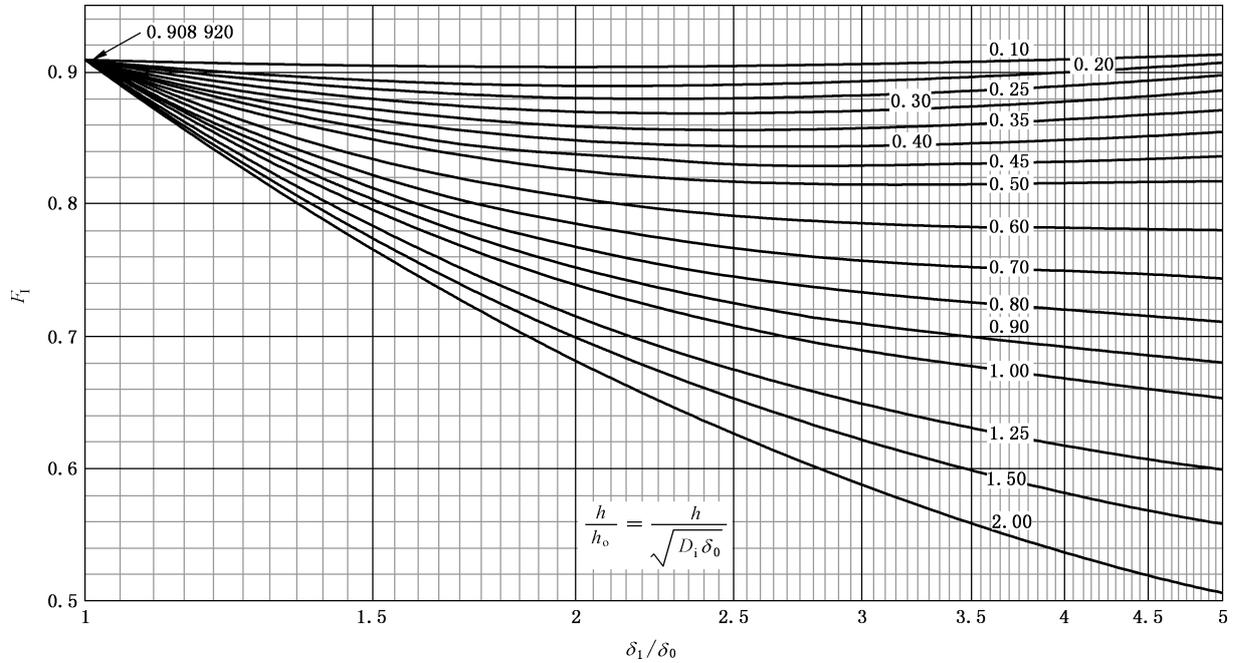


图 8-3 F_1 值图

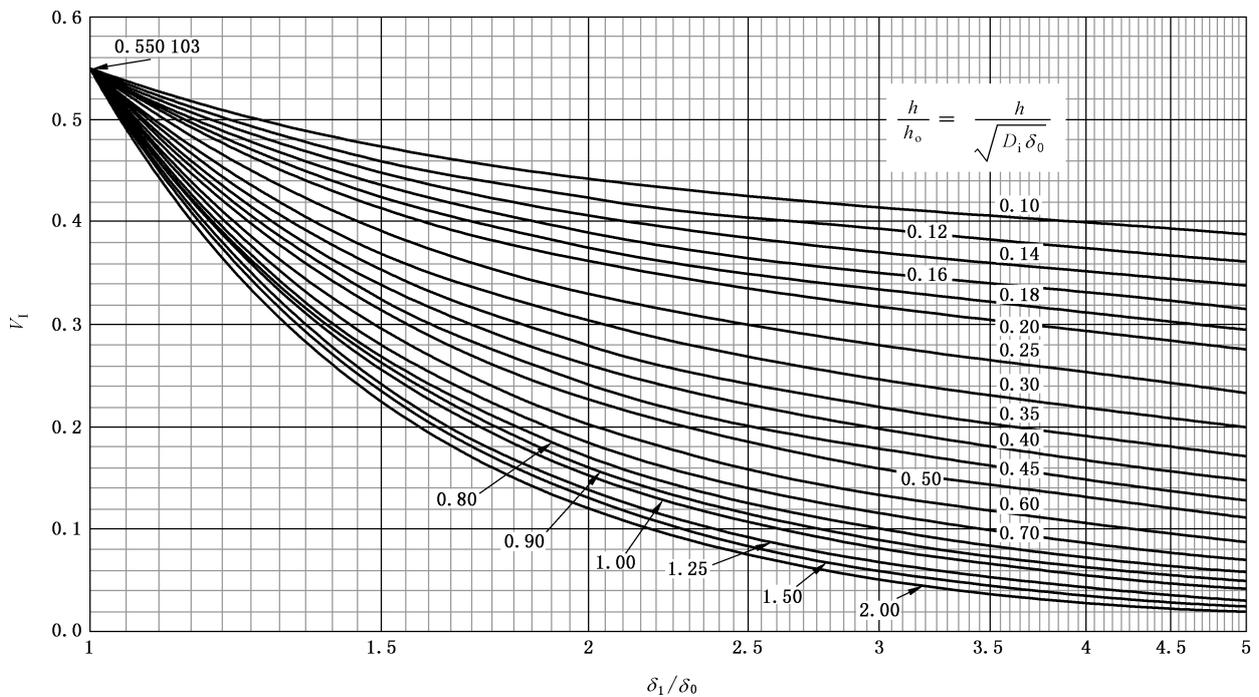


图 8-4 V_1 值图

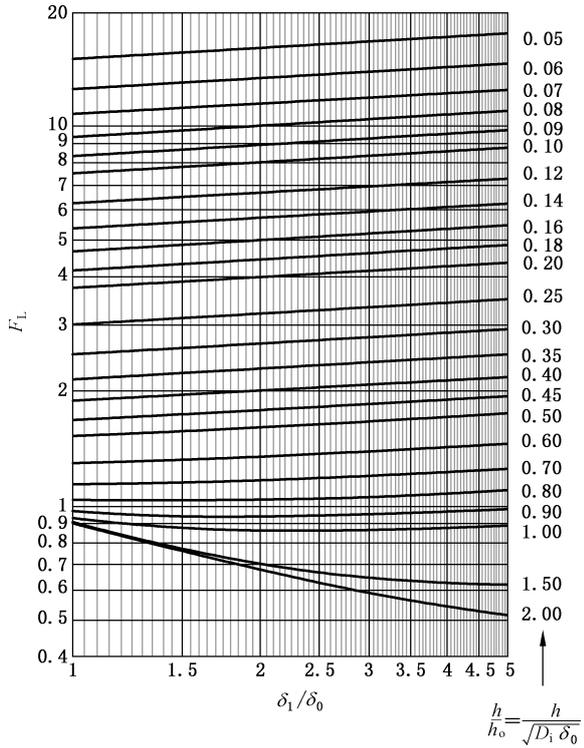


图 8-5 F_L 值图

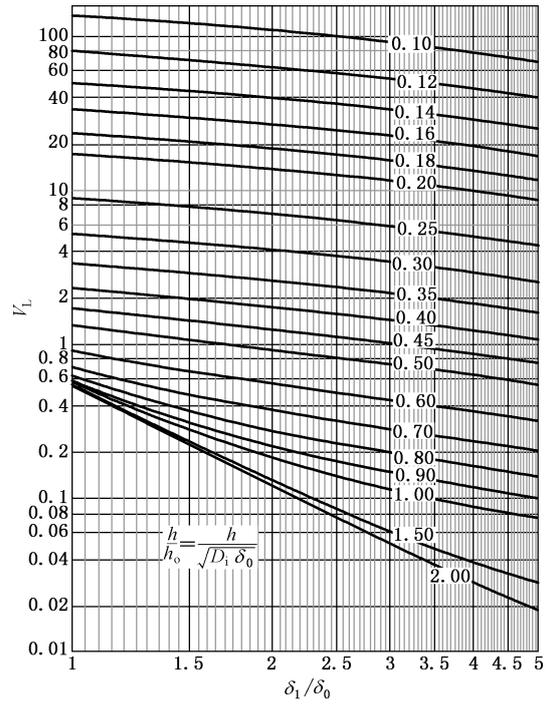


图 8-6 V_L 值图

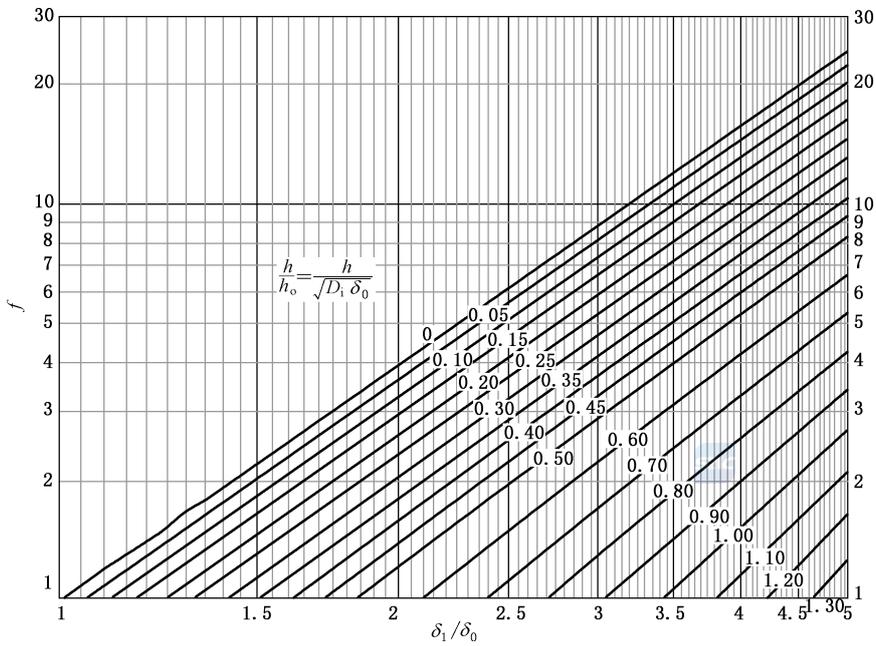
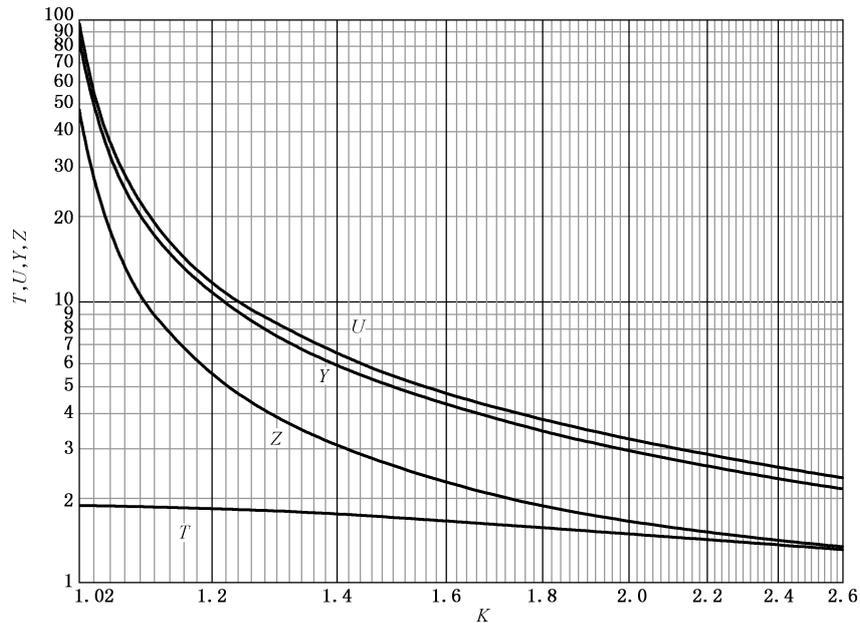


图 8-7 f 值图



$$T = \frac{K^2(1 + 8.55246 \lg K) - 1}{(1.0472 + 1.9448K^2)(K - 1)}$$

$$U = \frac{K^2(1 + 8.55246 \lg K) - 1}{1.36136(K^2 - 1)(K - 1)}$$

$$Y = \frac{1}{K - 1} \left[\left(0.66845 + 5.7169 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) \right]$$

$$Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1}$$

$$K = D_o / D_i$$

图 8-8 T、U、Y、Z 值图

8.6 反向法兰

8.6.1 通则

$K_r \leq 2$ 的反向法兰应按 8.6.2~8.6.6 设计。垫片设计按 8.5.1 的规定,螺栓设计按 8.5.2 规定,法兰力矩、法兰应力计算按 8.6.3 和 8.6.4 进行。采用符号除 8.6.2 规定外,其余同 8.3。

8.6.2 符号

下列符号适用于 8.6。

D_i ——反向法兰环内径(应扣除腐蚀裕量),mm。

D_i ——反向法兰连接的筒体内径(应扣除腐蚀裕量),mm。

D_o ——反向法兰连接的筒体外直径,mm。

d_r ——参数,mm³。

e_r ——参数,mm⁻¹。

F_D ——作用于法兰颈部小端内径截面上的内压引起的轴向力,N。

F_r ——系数。

f_r ——系数。

F_T —— F_D 与内压作用于 D_G 范围内产生的轴向力之差,N。

h_{or} ——参数,mm。

K_r ——反向整体法兰为 D_o 与 D_f 之比;反向松式法兰为 D_i 与 D_f 之比。

L_D ——螺栓中心至 F_D 作用位置处的径向距离(见图 8-9),mm。

L_G ——螺栓中心至 F_G 作用位置处的径向距离(见图 8-9),mm。

L_T ——螺栓中心至 F_T 作用位置处的径向距离(见图 8-9),mm。

T_r ——系数。

U_r ——系数。

V_r ——系数。

Y_r ——系数。

λ_r ——参数。

ψ_r ——系数。

σ_{Hr} ——法兰颈部轴向应力,MPa。

σ_{Tr} ——法兰外径处环向应力,MPa。

σ_{Rr} ——法兰外径处径向应力,MPa。

$\sigma_{Tr'}$ ——法兰内径处环向应力,MPa。

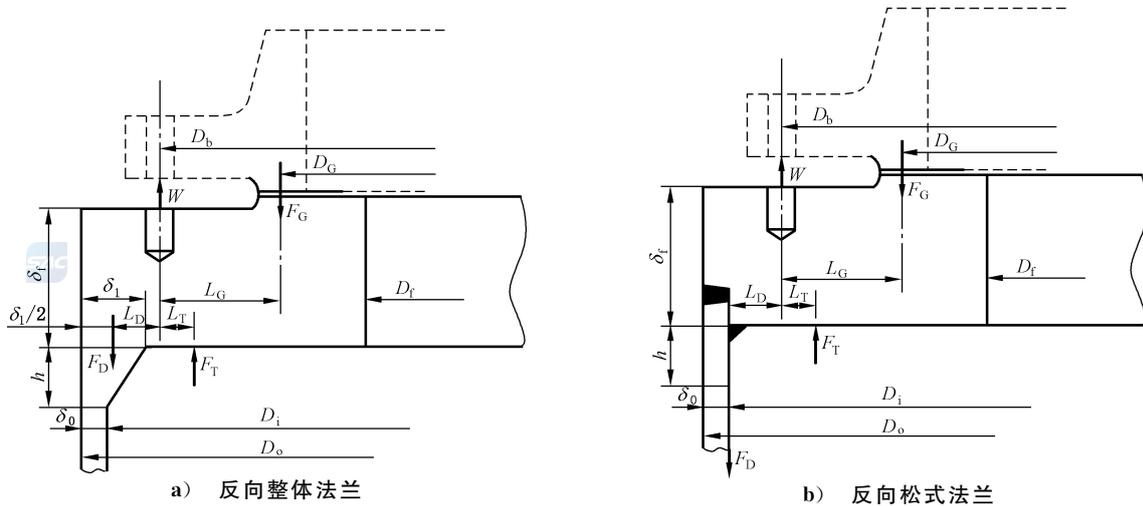


图 8-9 反向法兰

8.6.3 法兰力矩

8.6.3.1 法兰预紧力矩按公式(8-11)计算,其中,螺栓中心至 F_G 作用位置处的径向距离(L_G) (见图 8-9)按公式(8-26)计算:

$$L_G = (D_b - D_G)/2 \quad \dots\dots\dots (8-26)$$

8.6.3.2 法兰操作力矩按公式(8-27)计算:

$$M_P = | F_D L_D + F_T L_T - F_p L_G | \quad \dots\dots\dots (8-27)$$

式中:

F_p 和 F_D 分别按公式(8-2)和公式(8-12)计算。

$$F_T = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_G^2) p_c$$

对反向整体法兰:

$$L_D = (D_o - D_b - \delta_1)/2$$

对反向松式法兰:

$$L_D = (D_i - D_b)/2$$

$$L_T = \left(D_b - \frac{D_i + D_G}{2} \right) / 2$$

当需要计入管线附加外载荷的影响时,可参照公式(8-14)的方法,也可采用其他方法。当 L_T 为负值时,表示 F_T 作用圆直径大于螺栓中心圆直径(D_b),此时力矩 $F_T L_T$ 也为负值。

8.6.3.3 法兰设计力矩取公式(8-28)计算结果的大值:

$$M_o = \begin{cases} M_p \\ M_a \frac{[\sigma]_f}{[\sigma]} \end{cases} \dots\dots\dots (8-28)$$

8.6.4 法兰应力

8.6.4.1 反向整体法兰的应力按下列规定计算。

a) 法兰颈部轴向应力按公式(8-29)计算:

$$\sigma_{Hr} = \frac{f_r M_o}{\lambda_r \delta_i^2 D_f} \dots\dots\dots (8-29)$$

式中:

$$\begin{aligned} \lambda_r &= \frac{\delta_f e_r + 1}{T_r} + \frac{\delta_i^3}{d_r} \\ e_r &= F_r / h_{or} \\ h_{or} &= \sqrt{D_o \delta_o} \\ d_r &= U_r h_{or} \delta_o^2 / V_r \\ U_r &= \psi_r U \\ \psi_r &= \left[1 + \frac{0.668(K_r + 1)}{Y} \right] \frac{1}{K_r^2} \\ K_r &= \frac{D_o}{D_f} \\ T_r &= \left(\frac{Z + 0.3}{Z - 0.3} \right) \psi_r T \end{aligned}$$

系数 F_r 是以 h_{or} 代替 h_o ,由图 8-3 查得或按表 8-7 计算的 F_i 值。

系数 V_r 是以 h_{or} 代替 h_o ,由图 8-4 查得或按表 8-7 计算的 V_i 值。

系数 f_r 是以 h_{or} 代替 h_o ,由图 8-7 查得或按表 8-7 计算的 f 值,当 $f_r < 1$ 时,取 $f_r = 1$ 。

系数 T 、 U 、 Y 、 Z 以 K_r 代替 K ,由图 8-8 查取,或按图 8-8 中公式计算。

b) 法兰外径处径向应力按公式(8-30)计算:

$$\sigma_{Rr} = \frac{(1.33\delta_f e_r + 1)M_o}{\lambda_r \delta_i^2 D_f} \dots\dots\dots (8-30)$$

c) 法兰外径处环向应力按公式(8-31)计算:

$$\sigma_{Tr} = \frac{Y_r M_o}{\delta_f^2 D_f} - Z \sigma_{Rr} \frac{0.67\delta_f e_r + 1}{1.33\delta_f e_r + 1} \dots\dots\dots (8-31)$$

式中: $Y_r = \psi_r Y$ 。

d) 法兰内径处环向应力按公式(8-32)计算:

$$\sigma'_{Tr} = \frac{M_o}{\delta_i^2 D_f} \left[Y - \frac{2K_r^2 \left(\frac{2\delta_f e_r}{3} + 1 \right)}{(K_r^2 - 1)\lambda_r} \right] \dots\dots\dots (8-32)$$

8.6.4.2 反向松式法兰的应力按下列规定计算:

a) 轴向应力: $\sigma_{Hr} = 0$;

- b) 径向应力: $\sigma_{Rr} = 0$;
- c) 环向应力按公式(8-33)计算:

$$\sigma_{Tr} = YM_o / \delta_i^2 D_i \dots\dots\dots (8-33)$$

8.6.5 应力校核

σ_{Hr} 、 σ_{Rr} 、 σ_{Tr} 应分别符合 8.5.3.4 中 σ_H 、 σ_R 、 σ_T 的相应规定,且 $\sigma'_{Tr} \leq [\sigma]_t$ 。

8.6.6 刚度校核

反向法兰的刚度校核按 8.5.3.5 的要求进行,用 h_{or} 和 λ_r 代替公式(8-23)中的 h_o 和 λ ,用 K_r 代替公式(8-24)的 K 。

表 8-5 整体法兰计算表

计算压力 p_c		MPa	(垫片简图)	当 $b_o \leq 6.4$ mm 时, $b = b_o$	N	mm		
设计温度 t		°C				b_o	mm	
法兰材料					(法兰压紧面形状)	当 $b_o > 6.4$ mm 时, $b = 2.53 \sqrt{b_o}$	b	mm
螺栓材料					垫片内、外径 mm		y	MPa
腐蚀裕量		mm	$W_a = F_a = \pi b D_G y =$	N	m			
螺栓 许用 应力	设计温度 $[\sigma]_b$	MPa	$F_p = 2\pi b D_G m p_c =$			N		
	室温 $[\sigma]_b$	MPa	$F = \frac{\pi}{4} D_G^2 p_c =$	N	$F_p + F =$	N		
法兰许 用应力	设计温度 $[\sigma]_f$	MPa	$A_m = \max\{W_a / [\sigma]_b, (F_p + F) / [\sigma]_b\} =$			mm ²		
	室温 $[\sigma]_f$	MPa	$A_b =$			mm ²		
法兰材料室温弹性模量 E		MPa	法兰材料设计温度弹性模量 E'			MPa		
所有尺寸均不包括腐蚀裕量			$W = 0.5(A_m + A_b) [\sigma]_b =$			N		
预紧螺栓情况								
$W =$		N	$L_G = 0.5(D_b - D_G) =$	mm	$M_a = W L_G =$	N • mm		
操作情况								
$F_D = \pi D_i^2 p_c / 4 =$		N	$L_D = L_A + 0.5\delta_1 =$	mm	$F_D L_D =$	N • mm		
$F_p =$		N	$L_G = 0.5(D_b - D_G) =$	mm	$F_p L_G =$	N • mm		
$F_T = F - F_D =$		N	$L_T = 0.5(L_A + \delta_1 + L_G) =$	mm	$F_T L_T =$	N • mm		
$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_p L_G + F_z L_D + 4M \left(\frac{I}{0.384 6 I_p + I} \right) \left(\frac{L_D}{D_b - 2L_D} \right)$						N • mm		
$M_o = \max\{M_p, M_a [\sigma]_t / [\sigma]_f\} =$						N • mm		
			形状常数					
			$h_o = \sqrt{D_i \delta_o} =$		$h / h_o =$			
			$K = D_o / D_i =$		$\delta_1 / \delta_o =$			
			查图 8-8	$T =$	查图 8-3	$F_1 =$		
				$Z =$	查图 8-4	$V_1 =$		
				$Y =$	查图 8-7	$f =$		
				$U =$	$e = F_1 / h_o =$			
$d_1 = (U / V_1) h_o \delta_o^2 =$								
δ_i (假设)	(mm)							

表 8-5 整体法兰计算表 (续)

		$\Psi = \delta_i e + 1$		
		$\beta = 1.33\delta_i e + 1$		
		$\gamma = \Psi / T$		
许用值	应力计算	$\eta = \delta_i^3 / d_1$		
		$\lambda = \gamma + \eta$		
$1.5[\sigma]_i$ 或 $2.5[\sigma]_b$	轴向应力 $\sigma_H = fM_o / (\lambda\delta_i^2 D_i)$	MPa		
$[\sigma]_i =$	径向应力 $\sigma_R = \beta M_o / (\lambda\delta_i^2 D_i)$	MPa		
$[\sigma]_i =$	切向应力 $\sigma_T = Y M_o / (\delta_i^2 D_i) - Z\sigma_R$	MPa		
$[\sigma]_i =$	$\max\{0.5(\sigma_H + \sigma_T), 0.5(\sigma_H + \sigma_R)\}$	MPa		
刚度指数 $J \leq 1$	$J = 52.14V_1 M_a / (\lambda E \delta_0^2 K_1 h_o) =$		$J = 52.14V_1 M_p / (\lambda E' \delta_0^2 K_1 h_o)$	
对于带颈松式法兰,表中系数 V_1, F_1, K_1 应以 V_L, F_L, K_L 代替, f 取 1.0, 力臂 $L_D = L_A + \delta_1$				

表 8-6 活套法兰计算表



计算压力 p_c		MPa	(垫片简图)	当 $b_o \leq 6.4$ mm 时, $b = b_o$	N	mm
设计温度 t		°C			b_o	mm
法兰材料			(法兰压紧面形状)	当 $b_o > 6.4$ mm 时, $b = 2.53 \sqrt{b_o}$	b	mm
螺栓材料			(垫片内、外径) mm		y	MPa
腐蚀裕量		mm	$W_a = F_a = \pi b D_G y =$	N	m	
螺栓许用应力	设计温度 $[\sigma]_b$	MPa	$F_p = 2\pi b D_G m p_c =$			N
	室温 $[\sigma]_b$	MPa	$F = \frac{\pi}{4} D_G^2 p_c =$	N	$F_p + F =$	N
法兰许用应力	设计温度 $[\sigma]_f$	MPa	$A_m = \max\{W_a / [\sigma]_b, (F_p + F) / [\sigma]_b\} =$			mm^2
	室温 $[\sigma]_f$	MPa	$A_b =$			mm^2
法兰材料室温弹性模量 E		MPa	法兰材料设计温度弹性模量 E'			MPa
所有尺寸均不包括腐蚀裕量			$W = 0.5(A_m + A_b) [\sigma]_b =$			N
预紧螺栓情况						
$W =$	N	$L_G = 0.5(D_b - D_G) =$	mm	$M_a = W L_G =$		$N \cdot \text{mm}$
操作情况						
$F_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p_c =$	N	$L_D = 0.5(D_b - D_i) =$	mm	$F_D L_D =$		$N \cdot \text{mm}$

表 8-6 活套法兰计算表 (续)

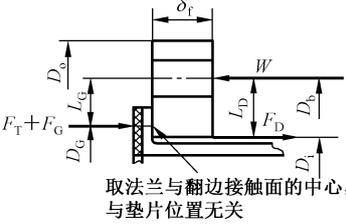
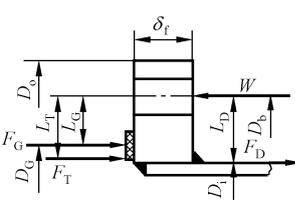
$F_p =$	N	$L_G = 0.5(D_b - D_G) =$	mm	$F_p L_G =$	N · mm
$F_T = F - F_D =$	N	$L_T = 0.5(L_D + L_G) =$	mm	$F_T L_T =$	N · mm
$M_p = F_D L_D + F_T L_T + F_p L_G + F_z L_D + 4M \left(\frac{I}{0.384 \cdot 6I_p + I} \right) \left(\frac{L_D}{D_b - 2L_D} \right)$					N · mm
$M_o = \max\{M_p, M_a[\sigma]_f / [\sigma]_f\} =$					N · mm
 <p>取法兰与翻边接触面的中心，与垫片位置无关</p>					
形状常数 $K = D_o / D_i =$ $Y =$ $\delta_f = \sqrt{Y M_o / ([\sigma]_f D_i)} =$			mm		
刚度指数 $J \leq 1$	$J = \frac{109.4 M_p}{E \delta_f^3 K_L \ln K} =$		$J = \frac{109.4 M_a}{E \delta_f^3 K_L \ln K} =$		
注：本表中 a) 图所示法兰， $L_G = L_T = (D_b - D_G) / 2$ 。					

表 8-7 法兰系数 F_1, V_1, f, F_L, V_L 计算式

整体法兰	带颈松式法兰
$F_1 = - \frac{E_6}{\left(\frac{C}{2.73}\right)^{1/4} (1+A)^3 C}$ $V_1 = \frac{E_4}{\left(\frac{2.73}{C}\right)^{1/4} (1+A)^3}$ $f = C_{36} / (1+A)$ 当 $\delta_1 = \delta_0$ 时， $F_1 = 0.908 \ 920, V_1 = 0.550 \ 103, f = 1$	$F_L = - \frac{C_{18} \left(\frac{1}{2} + \frac{A}{6}\right) + C_{21} \left(\frac{1}{4} + \frac{11A}{84}\right) + C_{24} \left(\frac{1}{70} + \frac{A}{105}\right) - \left(\frac{1}{40} + \frac{A}{72}\right)}{\left(\frac{C}{2.73}\right)^{1/4} (1+A)^3 C}$ $V_L = \frac{\frac{1}{4} - \frac{C_{24}}{5} - \frac{3C_{21}}{2} - C_{18}}{\left(\frac{2.73}{C}\right)^{1/4} (1+A)^3}$ $f = 1$
以上公式中系数为： 1) $A = (\delta_1 / \delta_0) - 1$ 2) $C = 43.68(h/h_o)^4$ 3) $C_1 = 1/3 + A/12$ 4) $C_2 = 5/42 + 17A/336$ 5) $C_3 = 1/210 + A/360$ 6) $C_4 = 11/360 + 59A/5 \ 040 + (1+3A)/C$ 7) $C_5 = 1/90 + 5A/1 \ 008 - (1+A)3/C$ 8) $C_6 = 1/120 + 17A/5 \ 040 + 1/C$ 9) $C_7 = 215/2 \ 772 + 51A/1 \ 232 + (60/7 + 225A/14 + 75A^2/7 + 5A^3/2)/C$ 10) $C_8 = 31/6 \ 930 + 128A/45 \ 045 + (6/7 + 15A/7 + 12A^2/7 + 5A^3/11)/C$ 11) $C_9 = 533/30 \ 240 + 653A/73 \ 920 + (1/2 + 33A/14 + 39A^2/28 + 25A^3/84)/C$ 12) $C_{10} = 29/3 \ 780 + 3A/704 - (1/2 + 33A/14 + 81A^2/28 + 13A^3/12)/C$ 13) $C_{11} = 31/6 \ 048 + 1 \ 763A/665 \ 280 + (1/2 + 6A/7 + 15A^2/28 + 5A^3/42)/C$ 14) $C_{12} = 1/2 \ 925 + 71A/300 \ 300 + (8/35 + 18A/35 + 156A^2/385 + 6A^3/55)/C$	

表 8-7 法兰系数 F_1 、 V_1 、 f 、 F_L 、 V_L 计算式 (续)

$$\begin{aligned}
15) \quad C_{13} &= 761/831 \ 600 + 937A/1 \ 663 \ 200 + (1/35 + 6A/35 + 11A^2/70 + 3A^3/70)/C \\
16) \quad C_{14} &= 197/415 \ 800 + 103A/332 \ 640 - (1/35 + 6A/35 + 17A^2/70 + A^3/10)/C \\
17) \quad C_{15} &= 233/831 \ 600 + 97A/554 \ 400 + (1/35 + 3A/35 + A^2/14 + 2A^3/105)/C \\
18) \quad C_{16} &= C_1 C_7 C_{12} + C_2 C_8 C_3 + C_3 C_8 C_2 - (C_3^2 C_7 + C_8^2 C_1 + C_2^2 C_{12}) \\
19) \quad C_{17} &= [C_4 C_7 C_{12} + C_2 C_8 C_{13} + C_3 C_8 C_9 - (C_{13} C_7 C_3 + C_8^2 C_4 + C_{12} C_2 C_9)]/C_{16} \\
20) \quad C_{18} &= [C_5 C_7 C_{12} + C_2 C_8 C_{14} + C_3 C_8 C_{10} - (C_{14} C_7 C_3 + C_8^2 C_5 + C_{12} C_2 C_{10})]/C_{16} \\
21) \quad C_{19} &= [C_6 C_7 C_{12} + C_2 C_8 C_{15} + C_3 C_8 C_{11} - (C_{15} C_7 C_3 + C_8^2 C_6 + C_{12} C_2 C_{11})]/C_{16} \\
22) \quad C_{20} &= [C_1 C_9 C_{12} + C_4 C_8 C_3 + C_3 C_{13} C_2 - (C_3^2 C_9 + C_{13} C_8 C_1 + C_{12} C_4 C_2)]/C_{16} \\
23) \quad C_{21} &= [C_1 C_{10} C_{12} + C_5 C_8 C_3 + C_3 C_{14} C_2 - (C_3^2 C_{10} + C_{14} C_8 C_1 + C_{12} C_5 C_2)]/C_{16} \\
24) \quad C_{22} &= [C_1 C_{11} C_{12} + C_6 C_8 C_3 + C_3 C_{15} C_2 - (C_3^2 C_{11} + C_{15} C_8 C_1 + C_{12} C_6 C_2)]/C_{16} \\
25) \quad C_{23} &= [C_1 C_7 C_{13} + C_2 C_9 C_3 + C_4 C_8 C_2 - (C_3 C_7 C_4 + C_8 C_9 C_1 + C_2^2 C_{13})]/C_{16} \\
26) \quad C_{24} &= [C_1 C_7 C_{14} + C_2 C_{10} C_3 + C_5 C_8 C_2 - (C_3 C_7 C_5 + C_8 C_{10} C_1 + C_2^2 C_{14})]/C_{16} \\
27) \quad C_{25} &= [C_1 C_7 C_{15} + C_2 C_{11} C_3 + C_6 C_8 C_2 - (C_3 C_7 C_6 + C_8 C_{11} C_1 + C_2^2 C_{15})]/C_{16} \\
28) \quad C_{26} &= -(C/4)^{1/4} \\
29) \quad C_{27} &= C_{20} - C_{17} - 5/12 + C_{17} C_{26} \\
30) \quad C_{28} &= C_{22} - C_{19} - 1/12 + C_{19} C_{26} \\
31) \quad C_{29} &= -(C/4)^{1/2} \\
32) \quad C_{30} &= -(C/4)^{3/4} \\
33) \quad C_{31} &= 3A/2 - C_{17} C_{30} \\
34) \quad C_{32} &= 1/2 - C_{19} C_{30} \\
35) \quad C_{33} &= 0.5C_{26} C_{32} + C_{28} C_{31} C_{29} - (0.5C_{30} C_{28} + C_{32} C_{27} C_{29}) \\
36) \quad C_{34} &= 1/12 + C_{18} - C_{21} - C_{18} C_{26} \\
37) \quad C_{35} &= C_{18} C_{30} \\
38) \quad C_{36} &= (C_{28} C_{35} C_{29} - C_{32} C_{34} C_{29})/C_{33} \\
39) \quad C_{37} &= [0.5C_{26} C_{35} + C_{34} C_{31} C_{29} - (0.5C_{30} C_{34} + C_{35} C_{27} C_{29})]/C_{33} \\
40) \quad E_1 &= C_{17} C_{36} + C_{18} + C_{19} C_{37} \\
41) \quad E_2 &= C_{20} C_{36} + C_{21} + C_{22} C_{37} \\
42) \quad E_3 &= C_{23} C_{36} + C_{24} + C_{25} C_{37} \\
43) \quad E_4 &= 1/4 + C_{37}/12 + C_{36}/4 - E_3/5 - 3E_2/2 - E_1 \\
44) \quad E_5 &= E_1(1/2 + A/6) + E_2(1/4 + 11A/84) + E_3(1/70 + A/105) \\
45) \quad E_6 &= E_5 - C_{36}(7/120 + A/36 + 3A/C) - 1/40 - A/72 - C_{37}(1/60 + A/120 + 1/C)
\end{aligned}$$

9 管壳式热交换器管板

9.1 通则

9.1.1 U形管式、浮头式、填函式、固定管板式热交换器应按本章进行管板及其相关元件的弹性计算,对管板进行塑性失效准则评定,并提出基本结构要求。管板及其相关元件包括管板、管箱法兰或筒体、壳侧法兰或筒体和换热管等,应满足下列 a)~c)的要求:

- a) 管板为圆形;
- b) 除分程隔板处局部外,开孔区布管均匀;
- c) 换热管规格相同。

本章中热交换器管板及相关结构元件未涉及的其他要求,均应遵照 GB/T 151—2014 的规定。

9.1.2 对 U 形管式、浮头式和填函式热交换器,计算时除换热管取名义厚度外,各元件一般采用有效厚度进行校核计算。

对固定管板式热交换器,除换热管取名义厚度外,各元件应按名义厚度和有效厚度分别进行管板及其相关元件校核计算。

各种型式热交换器均应满足本文件中相关制造要求。

9.1.3 本章提供管板强度和安定性评定、换热管强度和轴向稳定性校核,并可保证管板不发生整体塑性垮塌失效。

9.2 符号

下列符号适用于第 9 章。

A ——壳体内径横截面积, $A = \pi D_i^2 / 4, \text{mm}^2$ 。

a ——一根换热管壁金属横截面积, $a = \pi(d - \delta_t)\delta_t, \text{mm}^2$ 。

A_b ——法兰螺栓的总截面积(按螺纹小径或无螺纹部分最小直径计算,取小者), mm^2 。

A_d ——在布管区范围内,因设置分程隔板和拉杆结构的需要,而未能被换热管支承的面积,见 GB/T 151—2014 中 7.4.8.1, mm^2 。

A_G ——垫片有效受压面积, $A_G = 2\pi D_G b, \text{mm}^2$ 。

A_1 ——管板布管区开孔后的总横截面积, $A_1 = A_t - n\pi d^2 / 4, \text{mm}^2$ 。

A_s ——壳程圆筒壳壁金属横截面积, $A_s = \pi\delta_s(D_i + \delta_s), \text{mm}^2$ 。

A_t ——管板布管区的面积,按 GB/T 151—2014 中 7.4.8.2 计算, mm^2 。

b ——垫片有效密封宽度(见 8.5.1.2), mm 。

b_f ——与管板连成一体的壳体法兰或管箱法兰宽度,或图 9-3 中(c)型、(d)型结构凸缘的宽度, $b_f = (D_f - D_i) / 2, \text{mm}$ 。

$\text{ber}(x), \text{bei}(x)$ ——以 x 为自变量的汤姆逊函数。

$\text{ber}'(x), \text{bei}'(x)$ ——汤姆逊函数对 x 的一阶导数。

$\text{ber}(K), \text{bei}(K), \text{ber}'(K), \text{bei}'(K)$ ——当 $x = K$ 时, $\text{ber}(x), \text{bei}(x), \text{ber}'(x), \text{bei}'(x)$ 的值。

D ——管板开孔前的抗弯刚度, $D = E_p \delta_p^3 / [12(1 - \nu_p^2)], \text{N} \cdot \text{mm}$ 。

d ——换热管外直径, mm 。

D_{ex} ——膨胀节波峰处内直径, mm 。

D_f ——与管板连成一体的壳体法兰或管箱法兰外直径, mm 。

D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径(按第 8 章计算), mm 。

D_h ——管箱圆筒抗弯刚度, $D_h = E_h \delta_h^3 / [12(1 - \nu_h^2)], \text{N} \cdot \text{mm}$ 。

D_i ——壳程圆筒和管箱圆筒内直径, mm 。

D_s ——壳程圆筒抗弯刚度, $D_s = E_s \delta_s^3 [12(1 - \nu_s^2)], \text{N} \cdot \text{mm}$ 。

D_t ——管板布管区的当量直径, $D_t = \sqrt{4A_t / \pi}, \text{mm}$ 。

e ——管板中面与壳体法兰中面之间的垂直距离, mm 。

E_b ——设计温度下螺栓弹性模量, MPa 。

E_f' ——设计温度下壳体法兰材料弹性模量, MPa 。

E_f'' ——设计温度下管箱法兰材料弹性模量, MPa 。

E_G ——设计温度下垫片回弹模量, MPa 。

E_h ——设计温度下管箱圆筒材料弹性模量,当管箱法兰采用长颈对焊法兰时,取管箱法兰的材料弹性模量;当管箱法兰采用带短节乙型平焊法兰时,取法兰短节材料的弹性模量, MPa 。

E_p ——设计温度下管板材料弹性模量, MPa 。

- E_s ——设计温度下壳程圆筒材料弹性模量,MPa。
- E_t ——设计温度下换热管材料弹性模量,MPa。
- E_{tm} ——换热管材料在平均金属温度下的弹性模量,MPa。
- e'' ——平盖中面与管箱法兰中面之间的垂直距离,mm。
- $F_1(K), F_2(K), F_3(K)$ —— K 的函数,见公式(9-71)~公式(9-73)。
- $f_1(x), f_2(x), f_3(x), f_4(x)$ —— x 的函数,见公式(9-57)~公式(9-60)。
- H' ——管板外缘径向拉力, $N \cdot m$ 。
- H'' ——管板布管区和环板间的径向拉力, $N \cdot m$ 。
- H_h ——管箱圆筒(或封头)与管箱法兰连接处横剪力, $N \cdot m$ 。
- H_s ——壳体和壳体法兰连接处横剪力, $N \cdot m$ 。
- K ——固定式、浮头式、填函式热交换器管板的管子加强系数,见公式(9-50)。
- K_{bG} ——螺栓垫片旋转刚度参数,见公式(9-69),MPa。
- K_{ex} ——波形膨胀节刚度,应符合 GB/T 16749 的相关规定, $N \cdot m$ 。
- K_f ——管板边缘旋转刚度参数, $N \cdot mm^2$ 。
- K_f' ——壳体法兰旋转刚度参数,见公式(9-10), $N \cdot mm^2$ 。
- K_f'' ——管箱法兰旋转刚度参数,见公式(9-11), $N \cdot mm^2$ 。
- $K_{RR}, K_{tt}, K_{VV}, K_{Rt} = K_{tR}, K_{tV} = K_{Vt}, K_{RV} = K_{VR}, K_{Rp}, K_{tp}, K_{Vp}$ ——环形板旋转刚度无量纲参数,按附录 A 中公式(A.3-122)、公式(A.3-123)计算。
- k_h ——管箱圆筒壳体常数, $k_h = \sqrt[4]{3(1-\nu_h^2)}/\sqrt{R\delta_h}, 1/mm$ 。
- k_s ——壳程圆筒壳体常数, $k_s = \sqrt[4]{3(1-\nu_s^2)}/\sqrt{R\delta_s}, 1/mm$ 。
- L ——换热管有效长度(两管板内侧间距),mm。
- l ——换热管与管板胀接或焊接长度或焊脚高度,按 GB/T 151—2014 中 6.6 的规定。
- l_b ——两法兰背面间的螺栓长度(包括两法兰厚度加垫片厚度),mm。
- L_D, L_G, L_T ——力臂,按第 8 章选取,mm。
- L_{ex} ——膨胀节不包括直边部分的长度,mm。
- L_s ——壳体长度(不包括膨胀节曲线部分长度), $L_s = L - L_{ex}$,mm。
- M_f ——固定管板式热交换器在载荷(压力 p_s, p_t , 热膨胀差 γ , 外力矩 M_m, M_p 等)作用下引起的作用于壳程法兰的内力素(以单位内圆周长度计), $M_f = M_{f0} + M_{fp}$,见表 9-2, $N \cdot mm/mm$ 。
- M_f' ——固定管板式热交换器壳体法兰设计力矩, $N \cdot mm/mm$ 。
- M_{fp} ——固定管板式热交换器在压力 p_s, p_t , 热膨胀差 γ 载荷作用下引起的作用于壳程法兰的内力素,即操作条件下法兰力矩变化值(以单位内圆周长度计),见表 9-2, $N \cdot mm/mm$ 。
- M_{f0} ——U 形管式或固定管板式热交换器在各计算工况中的预紧法兰力矩(以单位内圆周长度计),U 形管式热交换器见公式(9-21)或公式(9-22),固定管板式热交换器见表 9-2, $N \cdot mm/mm$ 。
- M_h ——管箱圆筒(或封头)与管箱法兰连接处的边缘弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。
- M_m ——基本法兰力矩, $N \cdot mm$; $M_m = A_m L_G [\sigma]_b$,其中 $A_m, L_G, [\sigma]_b$ 按第 8 章规定。
- M_p ——在设计压力 p 下的法兰力矩, $N \cdot mm$;按第 8 章规定计算,对于图 9-3 中(e1)型 U 形管式热交换器及图 9-3 中(e1)型、(e2)型、(e3)型固定管板式热交换器,取压力 $p = p_t$;对于图 9-3 中(f)型 U 形管式热交换器,取压力 $p = p_s$ 。
- M_R ——环形板与壳体法兰连接处的边缘弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。
- M_{r1} ——管板布管区径向弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。
- M_{r2} ——环形板径向弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。
- M_s ——壳体与壳体法兰连接处的边缘弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。

- M_t ——管板布管区与非布管区连结处的边缘弯矩, $N \cdot \text{mm}/\text{mm}$ 。
- M_{ws} ——U形管式热交换器和浮头、填函式热交换器固定端与管板连成一体的壳体(或管箱)法兰设计力矩, $N \cdot \text{mm}/\text{mm}$ 。
- $M_{\theta 1}$ ——管板布管区环向弯矩, $N \cdot \text{mm}/\text{mm}$ 。
- $M_{\theta 2}$ ——环形板环向弯矩, $N \cdot \text{mm}/\text{mm}$ 。
- N ——弹性基础系数, $N = 2E_t n a / (L A_t)$, N/mm^3 。
- n ——换热管数量。
- P_a ——有效压力组合, 见公式(9-75), MPa。
- P_c ——当量压力组合, $P_c = p_s - p_t (1 + \beta)$, MPa。
- p_s ——壳程设计压力, MPa。
- p_t ——管程设计压力, MPa。
- Q ——换热管束与壳体圆筒部分的刚度比, 当壳体不带波形膨胀节时, $L_s = L$, 见公式(9-65)。
- q ——换热管与管板连结拉脱力, MPa。
- Q_{ex} ——换热管束与带有膨胀节的壳体刚度比, 当壳体不带波形膨胀节时, $Q_{ex} = Q$, 见公式(9-66)。
- $[q]$ ——许用拉脱力, 按 GB/T 151—2014 中 7.4.7 选取, MPa;
- R ——管板计算半径, 见公式(9-7), mm。
- r ——管板上计算点离管板中心点距离, mm。
- R^F ——浮头、填函式热交换器浮动管板计算半径, 浮头式热交换器为浮动管板外半径, 填函式热交换器为浮动管箱圆筒内半径, mm。
- R'' ——管箱圆筒在与法兰连接处的经线曲率半径, mm。
- R_f ——法兰环平均半径, $R_f = R + b_f / 2$, mm。
- R_t ——管板布管区的当量半径, mm。
- S ——换热管中心距, mm。
- $[S_m^t]_c$ ——设计温度下壳程筒体材料的许用应力, MPa。
- $[S_m^t]_p$ ——设计温度下管板材料的许用应力, MPa。
- $[S_m^t]_t$ ——设计温度下换热管材料的许用应力, MPa。
- t_s ——沿长度平均的壳程圆筒金属温度, $^{\circ}\text{C}$ 。
- t_t ——沿长度平均的换热管金属温度, $^{\circ}\text{C}$ 。
- t_0 ——热交换器装配温度, $^{\circ}\text{C}$ 。
- V_h ——管箱封头轴向力(以壳体单位内圆周长度计), $V_h = p_t R / 2$, N/mm 。
- V_R ——环形板外边缘剪力, $V_R = V_t \rho_t + (p_s - p_t) (1 - \rho_t^2) R / 2$, N/mm 。
- V_s ——壳程圆筒轴向力, $V_s = V_R + p_t R / 2$, N/mm 。
- V_t ——管板布管区边缘剪力, N/mm 。
- x ——无量纲径向坐标, 见公式(9-56)。
- Y ——法兰计算参数, 按第 8 章法兰部分计算。
- α_s ——壳程圆筒材料在 $t_0 \sim t_s$ 之间的平均线膨胀系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$ 。
- α_t ——换热管材料在 $t_0 \sim t_t$ 之间的平均线膨胀系数, $^{\circ}\text{C}^{-1}$ 。
- β ——系数, $\beta = n a / A_1$ 。
- δ_t' ——壳体法兰厚度, mm。
- δ_t'' ——管箱法兰厚度, mm。
- δ_G ——垫片厚度, mm。
- δ_h ——管箱圆筒厚度。当管箱法兰按 NB/T 47023 采用长颈对焊法兰时, 取颈部大小端厚度平均值; 当管箱法兰按 NB/T 47022 采用乙型平焊法兰时, 取法兰短节厚度。mm。

- δ_p ——管板厚度, mm。
- δ_s ——壳程圆筒厚度, mm。
- δ_t ——换热管厚度, mm。
- γ ——换热管与壳程圆筒的热膨胀变形差, $\gamma = \alpha_t(t - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0)$ 。
- η ——管板刚度削弱系数(若无可靠依据,可取 μ 规定值)。
- φ_R ——管板外边缘的转角。
- φ_t ——布管区与非布管区交界处管板管板的转角。
- φ_{uu} ——管板的径向柔度系数, 见公式(9-70), MPa^{-1} 。
- λ ——系数, $\lambda = A_1/A_t$ 。
- μ ——强度削弱系数, 除非另有规定, 一般取 $\mu = 0.4$ 。
- ρ ——比值, $\rho = r/R$ 。
- ρ_t ——比值, $\rho_t = R_t/R$ 。
- ρ^F ——浮头、填函式热交换器浮动管板上计算点半径与该浮动管板的计算半径之比, $\rho^F = r/R^F$ 。
- ν_h ——管箱圆筒材料泊松比。当管箱法兰按 NB/T 47023 采用长颈对焊法兰时, 取管箱法兰材料泊松比; 当管箱法兰按 NB/T 47022 采用乙型平焊法兰时, 取法兰短节材料的泊松比。
- ν_p ——管板材料泊松比。
- ν_s ——壳程圆筒材料泊松比。
- ν_t ——换热管材料泊松比。
- σ_c ——壳程圆筒轴向薄膜应力, MPa。
- σ'_t ——对于(e)型连接结构的 U 形管式热交换器和固定管板式热交换器壳体(管板)法兰应力, MPa。
- σ''_t ——对于(f)型连接结构的 U 形管式热交换器管箱(管板)法兰应力, MPa。
- $\sigma_{r1}, \sigma_{\theta 1}$ ——管板布管区径向、环向应力, MPa。
- $\sigma_{r2}, \sigma_{\theta 2}$ ——环形板径向、环向应力, MPa。
- σ_t ——换热管轴向应力, MPa。
- $[\sigma]_{cr}^t$ ——换热管稳定许用压应力, 按 GB/T 151—2014 中 7.3.2.2 计算, MPa。
- $[\sigma]_f^t$ ——壳体法兰材料在设计温度下的许用应力, 按 GB/T 150.2 选取, MPa。
- 注: (e1)型、(e3)型固定管板式热交换器壳体法兰材料同管板材料, 许用应力为 $[S_m]_p$ 。
- ϕ_c ——壳程筒体环向焊接接头系数, 按 GB/T 151—2014 的规定。
- ϕ_t ——换热管与管板内孔焊时, 焊接接头系数, 要求进行 100% 射线检测, 取 $\phi_t = 1.0$ 。
- $\chi(K)$ —— K 的函数, 见公式(9-74)。

9.3 管板最小厚度

9.3.1 管板与换热管采用胀接连接时, 管板的最小厚度 δ_{\min} (不包括腐蚀裕量)应符合下列规定。

- 易爆及毒性程度为极度危害或高度危害的介质场合, 管板最小厚度不应小于换热管的外径 d 。
- 其他场合的管板最小厚度, 应符合下列要求:
 - $d \leq 25$ 时, $\delta_{\min} \geq 0.75d$;
 - $25 < d < 50$ 时, $\delta_{\min} \geq 0.70d$;
 - $d \geq 50$ 时, $\delta_{\min} \geq 0.65d$ 。

9.3.2 管板与换热管采用焊接连接时, 管板的最小厚度应满足结构设计和制造要求, 且不小于 12 mm。

9.3.3 复合管板覆层最小厚度满足下列要求。

- 与换热管焊接连接的复合管板, 其覆层的厚度不应小于 3 mm。对有耐腐蚀要求的覆层, 还应保证距覆层表面深度不小于 2 mm 的覆层化学成分和金相组织符合覆层材料标准的要求。

- b) 与换热管强度胀接连接的复合管板,其覆层最小厚度宜不小于 10 mm。对有耐腐蚀要求的覆层,还应保证距覆层表面深度不小于 8 mm 的覆层化学成分和金相组织符合覆层材料标准的要求。

9.4 管板连接结构形式

9.4.1 管板与换热管的连接

管板与换热管的连接方式可为焊接、胀接或胀焊结合的结构。管板与换热管的对接焊缝或与角焊缝的组合焊缝应保证全焊透。具体结构形式见图 9-1 或 GB/T 151—2014 中 6.6。对 GB/T 151—2014 附录 H 中的结构,需保证焊接接头拉脱力要求,必要时,应进行拉脱试验评估焊接接头拉脱力。

9.4.2 管板与壳体连接

管板与壳体(包括圆筒与管箱)的焊接结构型式见图 9-2(a),其他适用的连接结构或有关接头、焊缝坡口形式的具体要求,应符合 GB/T 151—2014 中 I.1 和 I.2,也可参照附录 B 的要求。

9.4.3 管板与壳体法兰连接

管板与壳体法兰的搭接连接见图 9-2(b)。其间的连接焊缝应采用确保焊透的坡口形式和尺寸。在制造过程中,应注意防止焊接变形。焊后应对焊缝表面进行磁粉或渗透检测, I 级合格。

对使用条件苛刻的热交换器,在其法兰(或壳体)内表面与管板间的内角焊缝成形过程中,应对每层焊道表面进行磁粉或渗透检测, I 级合格,并将焊缝表面打磨成 $R \geq 20$ mm 的圆角(如图 9-2 所示)。

9.4.4 管板与壳体、管箱的连接结构

各类型的热交换器分可分别采用下列结构。

- a) U 形管热交换器(图 9-4 中连接结构符号 A)可采用图 9-3 中(a)型、(b)型、(c)型、(d)型、(e1)型、(f)型的结构。
- b) 浮头式热交换器、填函式热交换器的固定端(图 9-6、图 9-7 中连接结构符号 A)可采用图 9-3 中(a)型~(d)型的结构。
浮头式热交换器浮动端(图 9-6 中连接结构符号 B)可采用图 9-3 中(S)型的结构,填函式热交换器的浮动端(图 9-7 中 B 端)可采用图 9-3 中(P)型、(W)型的结构;
- c) 固定管板式热交换器连接结构可采用图 9-3 中(b)型、(e1)型、(e2)型、(e3)型的结构。

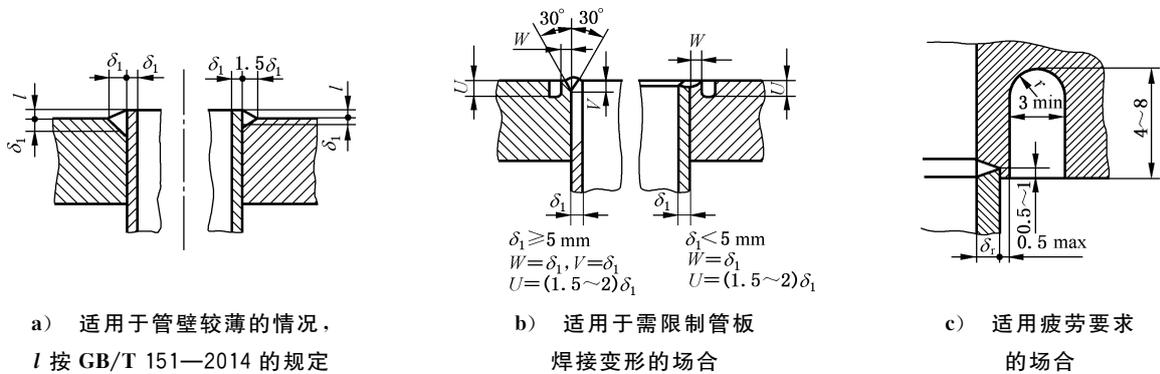


图 9-1 管板与换热管的连接

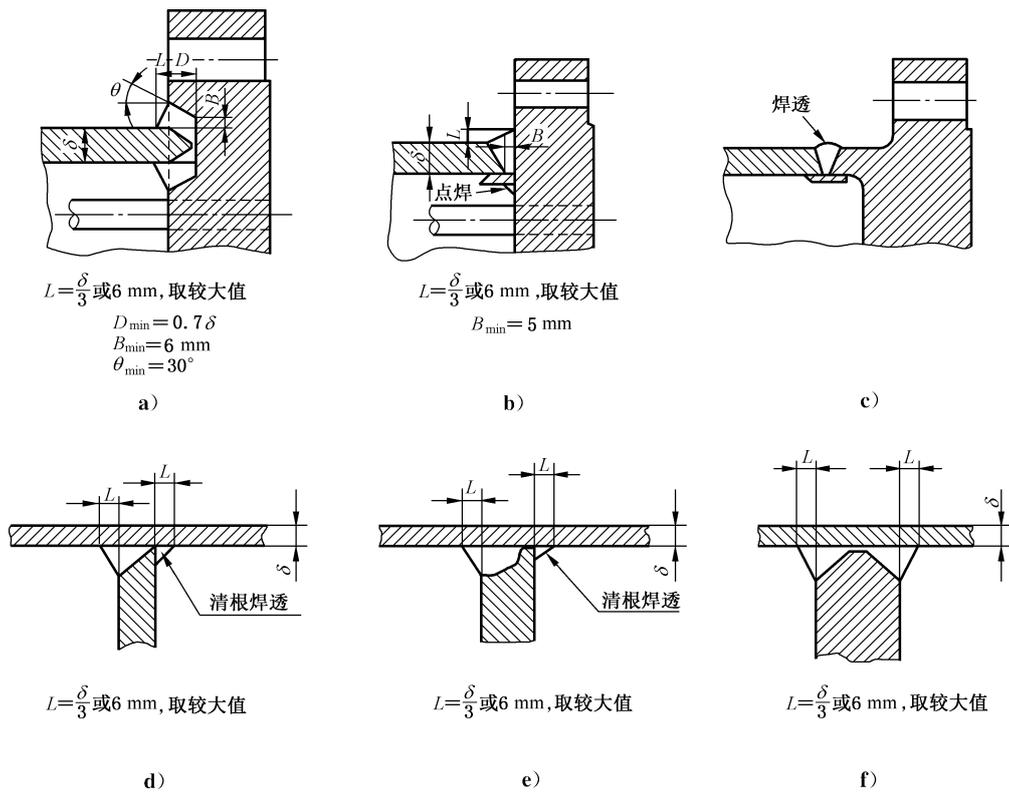


图 9-2(a) 管板与壳体的连接

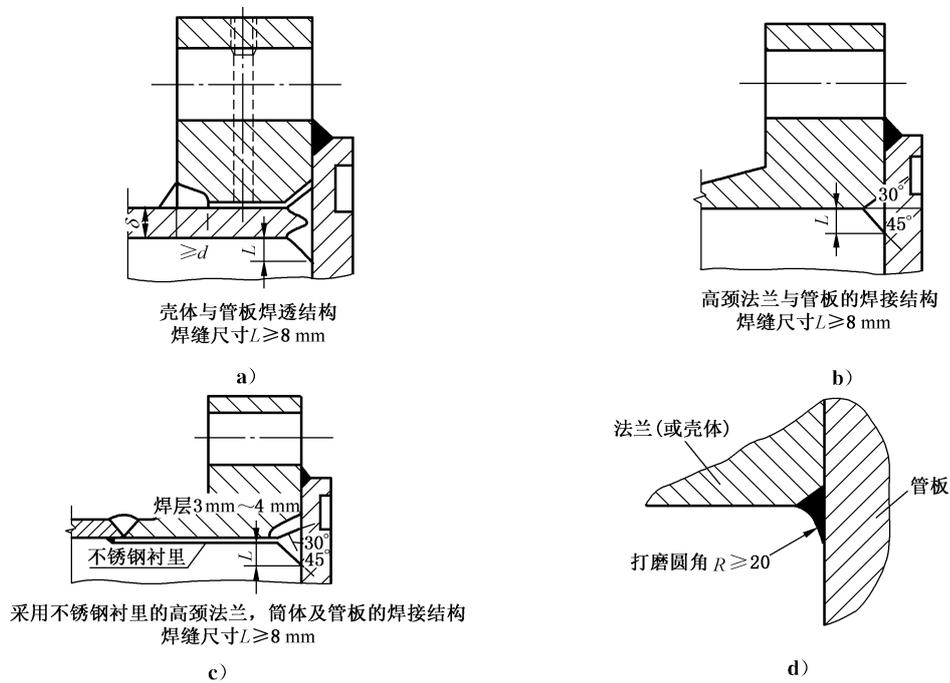


图 9-2(b) 管板与壳体法兰的搭接连接

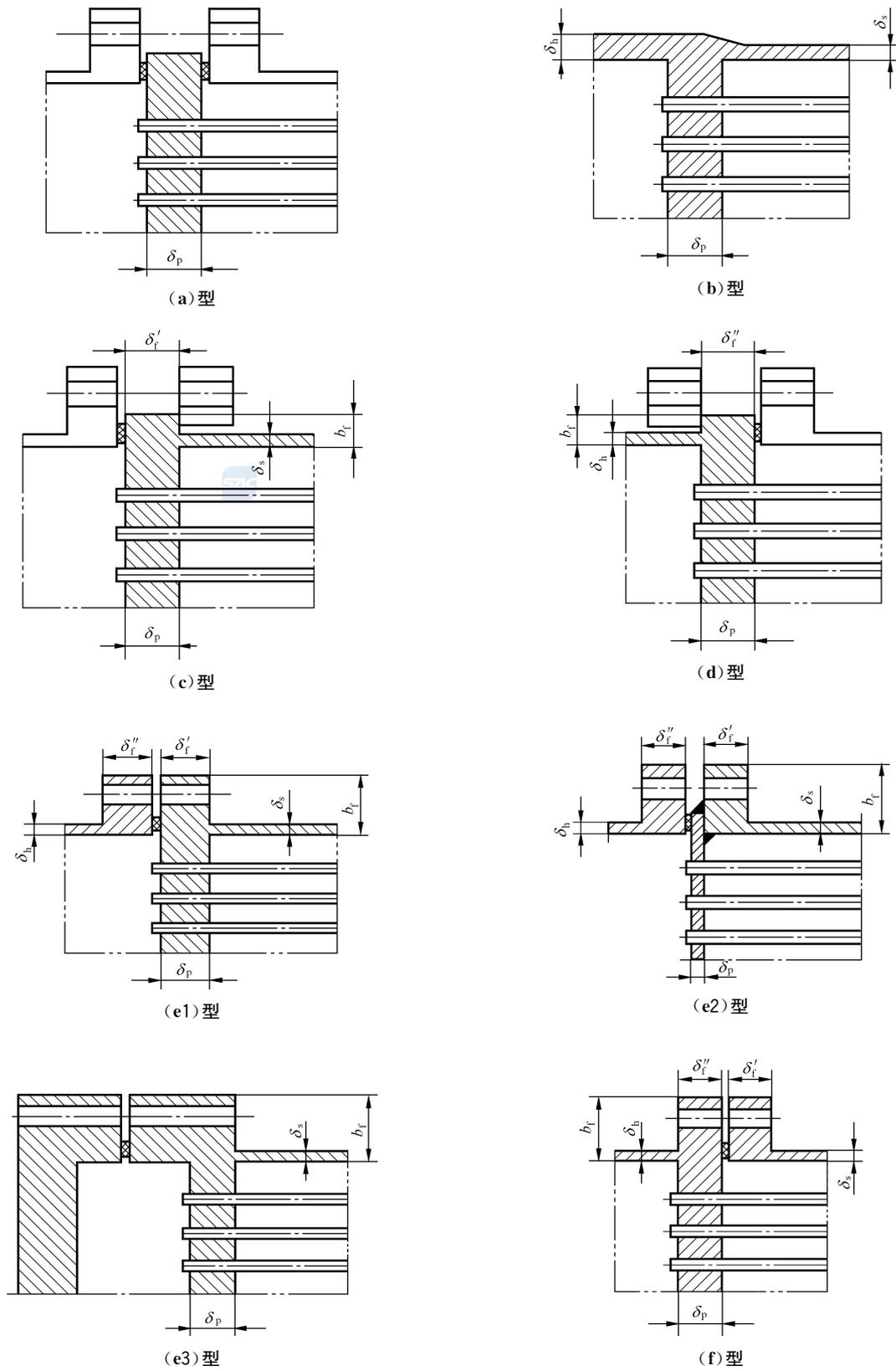
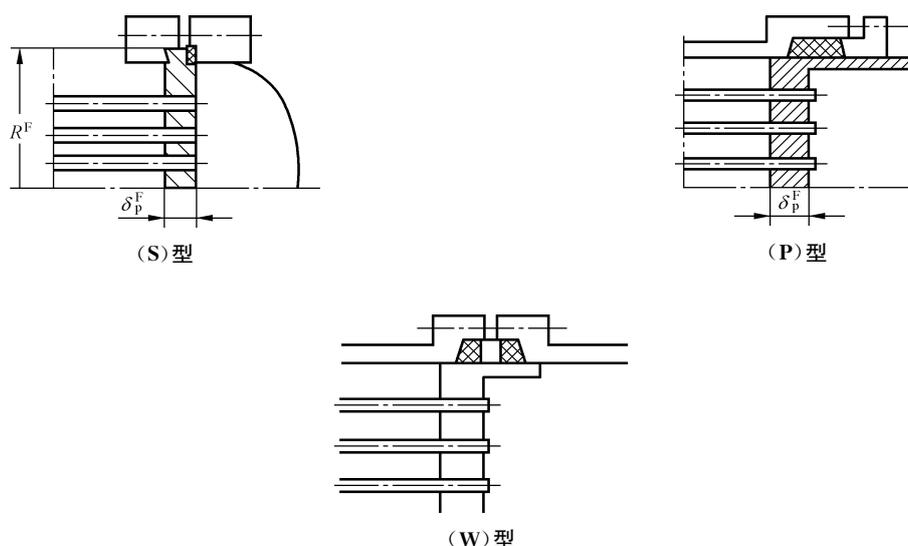


图 9-3 管板与壳体、管箱或尾端结构的连接



注：图中无剖面线的圆筒和法兰元件表示该元件不参与管板应力计算。

图 9-3 管板与壳体、管箱或尾端结构的连接（续）

9.5 计算工况和管板应力校核

9.5.1 计算工况

根据设计条件，确定计算工况，逐一对其进行校核计算，并符合下列规定。

- 对于 U 形管热交换器、浮头热交换器、填函式热交换器，若不能保证壳程压力 p_s 与管程压力 p_t 在任何情况下同时作用，则应分别对 p_s 与 p_t 单独作用的两种工况进行校核。如 p_s 和 p_t 之一为负压时，则应计入压差的危险组合。
- 固定管板式热交换器的计算工况见表 9-1，工况①～工况④为应核算的工况。当壳体带膨胀节时或 p_s 与 p_t 之一为负压时，应附加计算工况⑤、工况⑥。
- 上述 a)、b) 各种型式热交换器，如壳程压力与管程压力同为正压，且能保证在任何情况下同时作用，则其承受两侧压力作用的公用元件可以按压差进行设计，即仅对壳程与管程压力同时作用的“计算工况”做校核计算。必要时还应相应提出相关制造、检验、试压等方面的技术要求以确保压差计算元件的安全运行。

9.5.2 与法兰连接的管板的应力计算

对于与法兰连接的管板，即图 9-3 中(e1)型、(e2)型、(e3)型和(f)型的管板，应按“预紧条件”和“操作条件”两种状态分别计算管板应力，再予以叠加。

9.5.3 管板应力校核

将每种计算工况所得管板应力分量进行分类，区别一次应力与二次应力，逐一对各工况下管板中各校核点的应力分量计算其当量应力 S_{III} 和 S_{IV} ，进行强度校核。一次薄膜加一次弯曲应力的当量应力 S_{III} 和一次应力加二次应力的当量应力 S_{IV} 满足公式(9-1)：

$$\begin{aligned} S_{III} &\leq 1.5[S_m^t]_p \\ S_{IV} &\leq 3.0[S_m^t]_p \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(9-1)$$

管板作为轴对称圆板，其每个校核点处只有非零的径向应力分量 σ_r 和环向应力分量 σ_θ ，当量应力按照公式(9-2)计算：

$$S_{III} \text{ (或 } S_{IV}) = \begin{cases} \max(|\sigma_r|, |\sigma_\theta|) & \text{对于 } \sigma_r \sigma_\theta \geq 0 \\ |(\sigma_r - \sigma_\theta)| & \text{对于 } \sigma_r \sigma_\theta < 0 \end{cases} \dots\dots\dots (9-2)$$

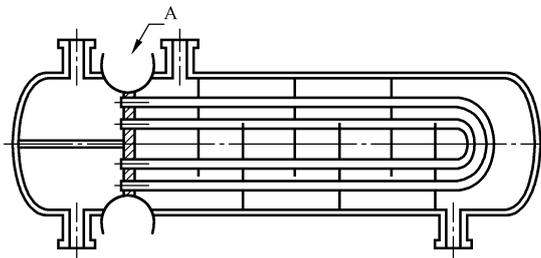
9.6 U形管式热交换器管板应力分析

9.6.1 力学模型与计算步骤

9.6.1.1 力学模型

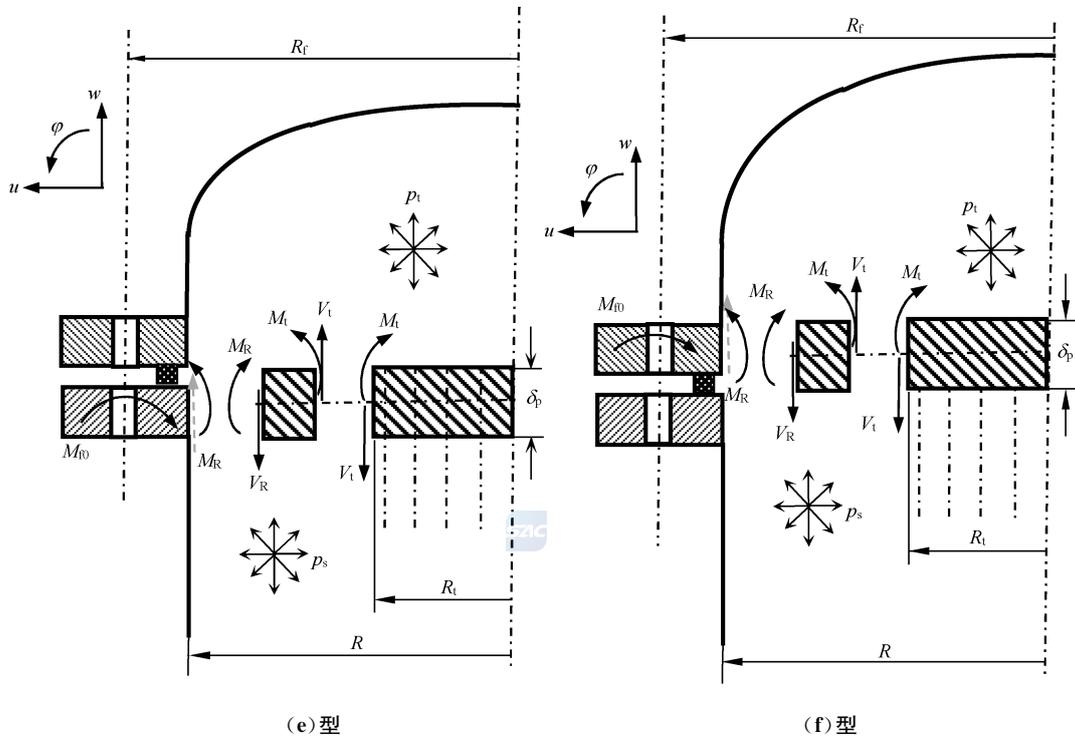
对图 9-4 所示 U 形管热交换器,应按 9.6 进行管板连接结构在壳程压力 p_s 、管程压力 p_t 及法兰力矩作用下的应力分析。

管板分解为规则排列多孔板(简化为均匀削弱的普通圆板)与边缘区的不布管环形实心板两个基本元件。力学模型及内力素、位移正方向,相互间的连接内力素正方向见图 9-5。



注: 结构 A 见图 9-3 中(a)型、(b)型、(c)型、(d)型、(e1)型、(f)型。

图 9-4 U 形管式热交换器



注: 图中 M_0 正方向的规定仅适用于 U 形管式热交换器。

图 9-5 U 形管式热交换器管板力学模型

9.6.1.2 计算步骤

管板计算应按 9.5 规定的计算工况进行校核。每种工况下管板应力校核点包括 $r=0, r=R_i, r=R$ 三处管程侧和壳程侧两个表面, 共计 6 个校核点。校核步骤如下。

- a) 根据图 9-3 给出的管板与壳体、管箱的不同连接方式, 给出壳体、管箱、法兰、换热管等元件结构尺寸。
- b) 对于图 9-3 中(e1)型和(f)型结构, M_p, M_m 的规定见 9.2 中符号说明, 并按第 8 章计算 M_p 值。
- c) 假定管板厚度 δ_p , 进而确定与管板连成一体的法兰厚度。
- d) 按 9.6.2 计算由压力引起的管板上校核点应力。对于图 9-3 中(a)型、(b)型、(c)型、(d)型结构, 计算所得即为 p_s 或 p_t 作用下管板的应力。对于图 9-3 中(e1)型、(f)型管板延长部分兼作法兰的结构, 计算过程中内压引起的管板转角、内力素、应力等均只是部分数值, 需附加下标“p”以示区别。
- e) 图 9-3 中(e1)型或(f)型结构, 按 9.6.3 分别计算 p_s 和 p_t 单独作用时对应的法兰预紧力矩 M_0 , 并分别计算两种工况下 M_0 引起的管板上各校核点应力, 计算过程中法兰力矩引起的管板转角、内力素、应力等均附加下标“0”; 对图 9-3 中(a)型、(b)型、(c)型、(d)型结构, 法兰力矩不引起管板应力。
- f) 图 9-3 中(e1)型或(f)型结构, 按不同工况对不同校核点逐一叠加 d)、e) 两项计算得到的应力, 得到每种工况下 6 个校核点的应力, 叠加后的内力素、应力分量都不再标注 d)、e) 两项中附加的下标, 表示为该计算工况下总的内力素与应力, 如图 9-5 所示, 见 9.6.3.3。
- g) 按照公式(9-1)、公式(9-2)校核各计算工况管板中各校核点的一次薄膜加一次弯曲应力当量应力 S_{III} 和一次应力加二次应力的当量应力 S_{IV} 。
- h) 按 9.6.5 计算换热管轴向应力 σ_t , 应满足公式(9-3):

$$\sigma_t \leq [S_m]_t \quad (\text{当 } \sigma_t \geq 0) \dots\dots\dots (9-3)$$

$$|\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}^t \quad (\text{当 } \sigma_t < 0)$$

对接连接的内孔焊结构, 换热管轴向应力应满足公式(9-4):

$$|\sigma_t| \leq \phi_t \cdot \min([S_m]_p, [S_m]_t) \dots\dots\dots (9-4)$$

- i) 按 9.6.6 计算换热管和管板接拉脱力 q , 应满足公式(9-5):

$$|q| \leq [q] \dots\dots\dots (9-5)$$

对接连接的内孔焊结构, 无需满足公式(9-5)。

- j) 对图 9-3 中(e1)型或(f)型结构, 应按 9.6.4 计算与管板相连接的壳体(或管箱)法兰的设计力矩, 按第 8 章校核法兰强度。要求法兰应力满足公式(9-6):

$$\sigma'_f (\text{或 } \sigma''_f) \leq 1.5[\sigma]_f \dots\dots\dots (9-6)$$

9.6.2 由内压引起的管板应力计算

由内压引起的管板应力应按下列规定计算。

- a) 管板计算半径 R , 按公式(9-7)计算:

$$R = \begin{cases} D_G/2 & \text{对于(a)型} \\ D_i/2 & \text{对于(b)型、(c)型、(d)型、(e1)型、(f)型} \end{cases} \dots\dots\dots (9-7)$$

- b) 根据图 9-3 中不同结构型式计算管板边缘旋转刚度参数 K_f :

对于(a)型、(b)型、(c)型、(d)型, K_f 按公式(9-8)计算:

$$K_f = \begin{cases} 0 & \text{对于(a)型} \\ 2(k_s D_s + k_h D_h)/R^2 & \text{对于(b)型} \\ K'_f & \text{对于(c)型} \\ K''_f & \text{对于(d)型} \end{cases} \dots\dots\dots (9-8)$$

对于(e1)型、(f)型, K_f 按公式(9-9)计算:

$$K_f = K'_f + K''_f \quad \dots\dots\dots(9-9)$$

式中:

$$K'_f = \frac{1}{12} \left[\frac{E'_f b_f \delta_f'^3}{R_f R^3} + E_s \omega' \right] \quad \dots\dots\dots(9-10)$$

$$K''_f = \frac{1}{12} \left[\frac{E''_f b_f \delta_f''^3}{R_f R^3} + E_h \omega'' \right] \quad \dots\dots\dots(9-11)$$

$$\omega' = \frac{k_s R}{1 - \nu_s^2} [1 + (1 + k_s \delta_f')^2] \left(\frac{\delta_s}{R} \right)^3 \quad \dots\dots\dots(9-12)$$

$$\omega'' = \frac{k_h R}{1 - \nu_h^2} [1 + (1 + k_h \delta_f'')^2] \left(\frac{\delta_h}{R} \right)^3 \quad \dots\dots\dots(9-13)$$

对于(c)型、(d)型管板连接结构,公式(9-10)~公式(9-13)中的法兰尺寸参数 $R_f, b_f, \delta_f', \delta_f''$ 系指管板延长部分所形成的被夹持凸缘的尺寸。

- c) 求解下列以 $M_{tp}, M_{Rp}, \varphi_{tp}, \varphi_{Rp}$ 为基本未知量的线性方程组公式(9-14)、公式(9-15),对于(a)型、(b)型、(c)型、(d)型管板连接结构,公式(9-14)不加下标“p”,即基本未知量符号为 $M_t, M_R, \varphi_t, \varphi_R$ 。

$$\varphi_{tp} = \frac{(p_s - p_t) R_t^3}{8(1 + \nu_p) \eta D} - \frac{M_{tp} R_t}{(1 + \nu_p) \eta D}$$

$$\varphi_{tp} = \frac{R}{D} \left[-\frac{M_{Rp}}{K_{tR}} + \frac{\rho_t M_{tp}}{K_{tt}} + \frac{\rho_t V_t R}{K_{tV}} + \frac{(p_s - p_t) R^2}{K_{tp}} \right] \quad \dots\dots\dots(9-14)$$

$$\varphi_{Rp} = \frac{R}{D} \left[-\frac{M_{Rp}}{K_{RR}} + \frac{\rho_t M_{tp}}{K_{Rt}} + \frac{\rho_t V_t R}{K_{RV}} + \frac{(p_s - p_t) R^2}{K_{Rp}} \right]$$

$$K_f R^2 \varphi_{Rp} = M_{Rp}$$

$$V_t = \frac{1}{2} (p_s - p_t) \rho_t R \quad \dots\dots\dots(9-15)$$

$K_{RR}, K_{Rt} = K_{tR}, K_{tt}, K_{RV}, K_{tV}, K_{Rp}, K_{tp}$ 的表达式见附录 A 中公式(A.3-122)、公式(A.3-123)。

- d) 计算管板上各点应力[对于(a)型、(b)型、(c)型、(d)型连接结构管板,公式(9-16)~公式(9-20)中应力符号的下标中无“p”]。

管板中应力校核三处。管板中心($r=0$)处应力计算见公式(9-16),管板布管区与非布管区接茬处($r=R_t$)应力计算见公式(9-17)和公式(9-18),管板边缘($r=R$)处应力计算见公式(9-19)和公式(9-20)。公式中上标符号表示管板在管程侧的表面处应力,下标符号表示管板在壳程侧的表面处应力。

- 1) $r=0$:

$$\sigma_{r1p}^{(0)} = \sigma_{\theta 1p}^{(0)} = \mp \frac{6M_{tp}}{\mu \delta_p^2} \pm \frac{3(3 + \nu_p)}{8\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{R_t}{\delta_p} \right)^2 \quad \dots\dots\dots(9-16)$$

- 2) $r=R_t$:

$$\sigma_{r1p} = \mp \frac{6M_{tp}}{\mu \delta_p^2} \quad \dots\dots\dots(9-17)$$

$$\sigma_{\theta 1p} = \mp \frac{6M_{tp}}{\mu \delta_p^2} \pm \frac{3(1 - \nu_p)}{4\mu} (p_s - p_t) \left(\frac{R_t}{\delta_p} \right)^2 \quad \dots\dots\dots(9-18)$$

- 3) $r=R$:

$$\sigma_{r2p} = \mp \frac{6M_{Rp}}{\delta_p^2} \quad \dots\dots\dots(9-19)$$

$$\sigma_{\theta 2p} = \pm \frac{6M_{tp}}{\delta_p^2} \cdot \frac{2\rho_t^2}{1 - \rho_t^2} \mp \frac{1 + \rho_t^2}{1 - \rho_t^2} \cdot \frac{6M_{Rp}}{\delta_p^2} \pm \frac{3}{4} [(1 - \nu_p) + (3 + \nu_p)\rho_t^2] (p_s - p_t) \left(\frac{R}{\delta_p} \right)^2 \quad \dots\dots\dots(9-20)$$

9.6.3 法兰力矩引起的管板应力

9.6.3.1 法兰预紧力矩 M_{f0} 的计算

M_{f0} 的计算方法因结构型式及 p_s 或 p_t 作用而异,应遵循法兰密封设计规则,区别情况予以计算:

a) 管板边缘为图 9-3 中(e1)型连接方式时,法兰预紧力矩按公式(9-21)计算:

$$M_{f0} = \begin{cases} \frac{M_m}{\pi D_i} & p_s \text{ 作用} \\ \frac{M_p}{\pi D_i} - M_{Rp} \frac{K_f''}{K_f} & p_t \text{ 作用} \end{cases} \dots\dots\dots (9-21)$$

式中, M_{Rp} 由作用压力 p_t 解方程式(9-14)求得。

b) 管板边缘为图 9-3 中(f)型连接方式时,法兰预紧力矩按公式(9-22)计算:

$$M_{f0} = \begin{cases} -\frac{M_p}{\pi D_i} - M_{Rp} \frac{K_f'}{K_f} & p_s \text{ 作用} \\ -\frac{M_m}{\pi D_i} & p_t \text{ 作用} \end{cases} \dots\dots\dots (9-22)$$

式中, M_{Rp} 由作用压力 p_s 解方程式(9-14)求得。

9.6.3.2 法兰预紧力矩 M_{f0} 作用下的管板应力计算

法兰预紧力矩 M_{f0} 作用下的管板应力按下列规定计算:

a) 按公式(9-23)求得 K_f^0 ,按公式(9-24)求解 M_{t0} 、 M_{R0} 、 φ_{t0} 、 φ_{R0} :

$$K_f^0 = \begin{cases} K_f' & \text{对于(e1)型} \\ K_f'' & \text{对于(f)型} \end{cases} \dots\dots\dots (9-23)$$

$$\begin{cases} \varphi_{t0} = -\frac{M_{t0} R}{(1 + \nu_p) \eta D} \\ \varphi_{t0} = \frac{R}{D} \left(-\frac{M_{R0}}{K_{tR}} + \frac{\rho_t M_{t0}}{K_{tt}} \right) \\ \varphi_{R0} = \frac{R}{D} \left(-\frac{M_{R0}}{K_{RR}} + \frac{\rho_t M_{t0}}{K_{Rt}} \right) \\ K_f^0 R^2 \varphi_{R0} = M_{R0} - M_{f0} \end{cases} \dots\dots\dots (9-24)$$

b) 预紧情况下管板中各校核点的应力按公式(9-25)~公式(9-27):

$r=0, R_t$:

$$\sigma_{r10}^{(0)} = \sigma_{\theta10}^{(0)} = \sigma_{r10} = \sigma_{\theta10} = \mp \frac{6M_{t0}}{\mu \delta_p^2} \dots\dots\dots (9-25)$$

$r=R$:

$$\sigma_{r20} = \mp \frac{6M_{R0}}{\delta_p^2} \dots\dots\dots (9-26)$$

$$\sigma_{\theta20} = \pm \frac{6M_{t0}}{\delta_p^2} \cdot \frac{2\rho_t^2}{1 - \rho_t^2} \mp \frac{1 + \rho_t^2}{1 - \rho_t^2} \cdot \frac{6M_{R0}}{\delta_p^2} \dots\dots\dots (9-27)$$

公式中上标符号表示管板在管程侧的表面应力,下标符号表示管板在壳程侧的表面应力。

9.6.3.3 设计条件下的管板应力

设计条件下的管板应力应按下列要求计算。



a) 图 9-3 中(a)型、(b)型、(c)型、(d)型连接结构管板。

设计条件下的管板应力如公式(9-16)~公式(9-20)所示,不需标注应力符号中的下标“p”。

b) 图 9-3 中(e1)型、(f)型连接结构管板。

设计条件下的管板应力应按逐个计算点叠加如下:

$r=0$: $\sigma_{r1}^{(0)}$ 按公式(9-28)计算,其中 $\sigma_{r10}^{(0)}$ 见公式(9-25), $\sigma_{r1p}^{(0)}$ 见公式(9-16):

$$\sigma_{r1}^{(0)} = \sigma_{r10}^{(0)} + \sigma_{r1p}^{(0)} \quad \dots\dots\dots (9-28)$$

$r = R_1$: σ_{r1} 、 $\sigma_{\theta 1}$ 分别按公式(9-29)、公式(9-30)计算,其中 σ_{r10} 、 $\sigma_{\theta 10}$ 见公式(9-25), σ_{r1p} 、 $\sigma_{\theta 1p}$ 分别见公式(9-17)、公式(9-18):

$$\sigma_{r1} = \sigma_{r10} + \sigma_{r1p} \quad \dots\dots\dots (9-29)$$

$$\sigma_{\theta 1} = \sigma_{\theta 10} + \sigma_{\theta 1p} \quad \dots\dots\dots (9-30)$$

$r = R$: σ_{r2} 、 $\sigma_{\theta 2}$ 分别按公式(9-31)、公式(9-32)计算,其中 σ_{r20} 、 $\sigma_{\theta 20}$ 分别见公式(9-26)、公式(9-27)、 σ_{r2p} 、 $\sigma_{\theta 2p}$ 分别见公式(9-19)、公式(9-20):

$$\sigma_{r2} = \sigma_{r20} + \sigma_{r2p} \quad \dots\dots\dots (9-31)$$

$$\sigma_{\theta 2} = \sigma_{\theta 20} + \sigma_{\theta 2p} \quad \dots\dots\dots (9-32)$$

9.6.4 法兰设计力矩

法兰设计力矩应按下列要求计算。

a) 由公式(9-24)解得 M_{R0} 。分别按 p_s 作用或 p_t 作用由公式(9-14)解得 M_{Rp} ,代入公式(9-33)或公式(9-34)计算管板法兰设计力矩 M_{ws} 。

1) 对于图 9-3 中(e1)型:

$$M_{ws} = \begin{cases} \frac{M_m}{\pi D_i} - M_{R0} - (M_{Rp})_{p_t=0} \frac{K'_f}{K_f} & p_s \text{ 作用} \\ \frac{M_p}{\pi D_i} - M_{R0} - (M_{Rp})_{p_s=0} & p_t \text{ 作用} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (9-33)$$

2) 对于图 9-3 中(f)型:

$$M_{ws} = \begin{cases} \frac{M_p}{\pi D_i} + M_{R0} + (M_{Rp})_{p_t=0} & p_s \text{ 作用} \\ \frac{M_m}{\pi D_i} + M_{R0} + (M_{Rp})_{p_s=0} \frac{K''_f}{K_f} & p_t \text{ 作用} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (9-34)$$

b) 由公式(9-33)或公式(9-34)算得 M_{ws} 后,按公式(9-35)、公式(9-36)进一步校核法兰强度:

$$\sigma'_f = \pi Y M_{ws} / \delta'^2_f \quad \text{对于(e1)型} \quad \dots\dots\dots (9-35)$$

$$\sigma''_f = \pi Y M_{ws} / \delta''^2_f \quad \text{对于(f)型} \quad \dots\dots\dots (9-36)$$

管板法兰的厚度可以不同于管板厚度,它与管板的厚度差应确保与设备法兰连接之间的结构密封要求。

9.6.5 换热管轴向应力

换热管轴向应力应按公式(9-37)计算:

$$\sigma_t = -(p_s - p_t) \frac{\pi d^2}{4a} - p_t \quad \dots\dots\dots (9-37)$$

9.6.6 换热管与管板的拉脱力

换热管与管板连接拉脱力应按公式(9-38)计算:

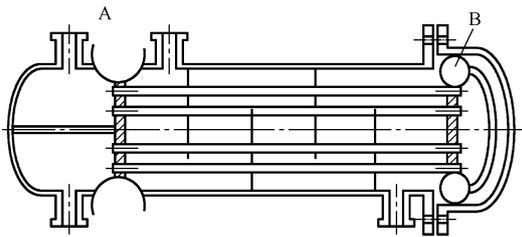
$$q = \frac{\sigma_c a}{\pi d l} \dots\dots\dots (9-38)$$

9.7 浮头式、填函式热交换器管板应力分析

9.7.1 力学模型与计算步骤

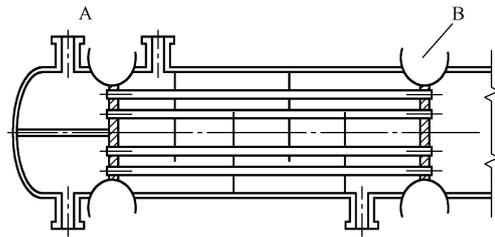
9.7.1.1 通则

承受壳程压力 p_s 、管程压力 p_t 作用,且符合 9.4.4 要求的图 9-6 所示浮头式热交换器和图 9-7 所示填函式热交换器应按 9.7 的要求进行应力分析。



注: A——见图 9-3 中(a)型、(b)型、(c)型、(d)型;
B——见图 9-3 中(S)型。

图 9-6 浮头式热交换器



注: A——见图 9-3 中(a)型、(b)型、(c)型、(d)型;
B——见图 9-3 中(P)型、(W)型。

图 9-7 填函式热交换器

9.7.1.2 力学模型

浮头式、填函式热交换器力学模型见图 9-8,图中给出了三个元件间的连接内力素正方向及广义位移方向。固定管板和浮动管板应满足厚度相同、材料相同,均匀开孔,支撑半径分别为 R 和 R^F 。

- 两块半径均为 R_i 的规则排列等厚多孔圆板,通过换热管束连接成管板布管区-管束系统,其力学模型简化为两块参数相同,但变形可不不同的弹性基础上受均匀削弱的当量圆平板。换热管束对于管板的法向位移支承作用被简化为均布于管板布管区的弹性基础。
- 内径均为 R_i 、外径为 R 的固定管板非布管区与外径为 R^F 的浮动管板非布管区,简化为两块圆环形实心板。
- W 后端结构型式的热交换器管板设计按 GB/T 151—2014 中 7.4.5,不必进行管板应力校核。

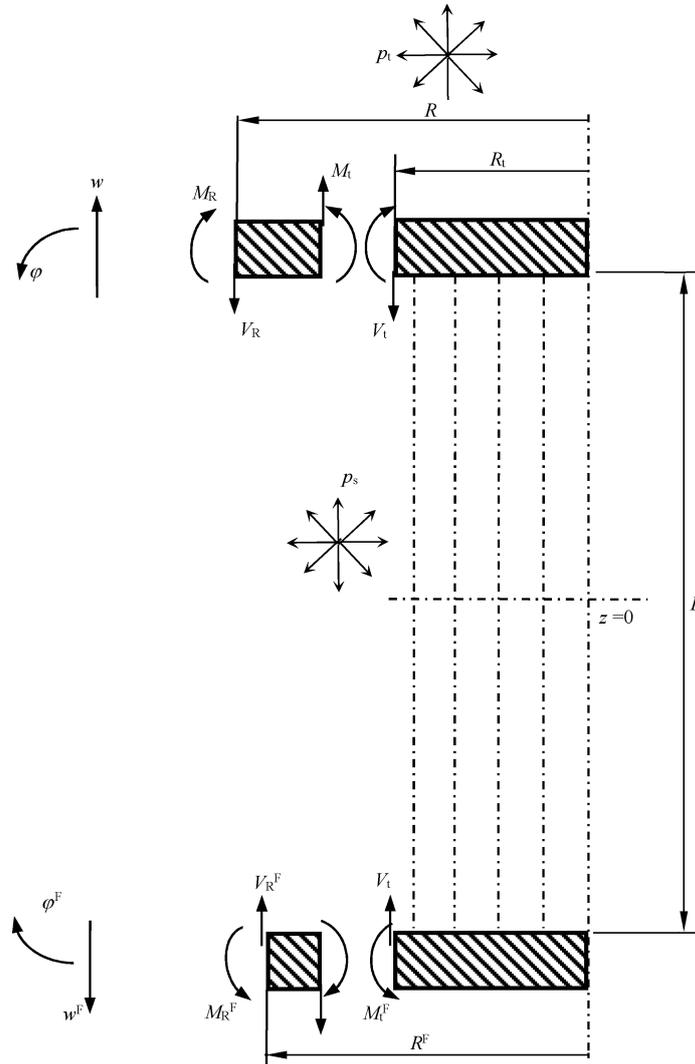


图 9-8 浮头式、填函式热交换器管板力学模型

9.7.1.3 计算步骤

下述各项计算应按 9.5 的规定分别进行每种计算工况下管板应力校核。

- a) 确定固定端管板结构与浮动端管板结构, 给出壳体、管箱、法兰、浮头法兰、换热管等元件结构尺寸。
- b) 假定管板厚度 δ_p 。
- c) 按 9.7.2 计算固定端管板布管区应力 σ_{r1} 、 $\sigma_{\theta1}$, 浮动端管板布管区应力 σ_{r1}^F 、 $\sigma_{\theta1}^F$, 固定端管板和浮动端管板的非布管区应力 σ_{r2} 、 $\sigma_{\theta2}$ 和 σ_{r2}^F 、 $\sigma_{\theta2}^F$ 等。

按公式(9-2)计算一次弯曲应力的当量应力 S_{III} , 每点 S_{III} 应满足公式(9-39):

$$S_{III} \leq 1.5[S_m^t]_p \dots\dots\dots (9-39)$$

- d) 按 9.7.3 计算换热管轴向应力 σ_t , 应满足公式(9-40):

$$\begin{aligned} \sigma_t \geq 0 \text{ 时, } \sigma_t &\leq [S_m^t]_t \dots\dots\dots (9-40) \\ \sigma_t < 0 \text{ 时, } |\sigma_t| &\leq [\sigma]_{cr}^t \end{aligned}$$

对接连接的内孔焊结构, 换热管轴向应力应满足公式(9-41):

$$|\sigma_t| \leq \phi_t \cdot \min([\sigma_m]_p, [\sigma_m]_t) \quad \dots\dots\dots (9-41)$$

e) 按 9.7.4 计算换热管与管板连接拉脱力 q , 应满足公式(9-42):

$$|q| \leq [q] \quad \dots\dots\dots (9-42)$$

对接连接的内孔焊结构, 无需满足公式(9-42)。

9.7.2 管板应力分析

以下各式中各种几何量与力学量不带上标者表示固定管板, 上标带“F”者表示浮动管板, 除特殊说明者外, 其定义参照固定管板的对应符号。

a) 根据结构型式计算管板边缘旋转刚度参数 K_f, K'_f 。

固定端, K_f 按公式(9-43)计算:

$$K_f = \begin{cases} 0 & \text{对于(a)型} \\ 2(k_s D_s + k_h D_h) / R^2 & \text{对于(b)型} \\ K'_f & \text{对于(c)型} \\ K''_f & \text{对于(d)型} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (9-43)$$

上述各式中 K'_f, K''_f 的计算公式见公式(9-10)~公式(9-13)。

浮动端:

对于浮头式热交换器, K_f^F 按公式(9-44)计算:

$$K_f^F = 0 \quad \dots\dots\dots (9-44)$$

对于填函式热交换器, K_f^F 按公式(9-45)计算:

$$K_f^F = \frac{E_h^F k_h^F R^F}{6(1 - \nu_h^2)} \left(\frac{\delta_h^F}{R^F} \right)^3 \quad \dots\dots\dots (9-45)$$

式中, K_h^F 按公式(9-46)计算:

$$k_h^F = \frac{\sqrt[4]{3[1 - (\nu_h^F)^2]}}{\sqrt{R^F \delta_h^F}} \quad \dots\dots\dots (9-46)$$

式中, R^F, δ_h^F 为填函式热交换器浮动管箱圆筒的内半径和厚度。

b) 计算公式(9-47)~公式(9-50), 解以 $M_t, M_R, \varphi_t, \varphi_R, M_t^F, M_R^F, \varphi_t^F, \varphi_R^F, C_1, C_2, C_4$ 为基本未知量的线性方程组, 见公式(9-51)。

$$V_t = \frac{pR_t}{2} \quad \dots\dots\dots (9-47)$$

$$p = \begin{cases} p_s - p_t & \text{对于浮头式热交换器} \\ -p_t & \text{对于填函式热交换器} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (9-48)$$

$$\rho_t^F = \frac{R_t}{R^F} \quad \dots\dots\dots (9-49)$$

按公式(A.3-122)、公式(A.3-123)计算 $K_{RR}, K_{Rt} = K_{tR}, K_{tt}, K_{RV}, K_{tV}, K_{Rp}, K_{tp}$ 。按公式(A.3-122)、公式(A.3-123)计算 $K_{RR}^F, K_{Rt}^F = K_{tR}^F, K_{tt}^F, K_{RV}^F, K_{tV}^F, K_{Rp}^F, K_{tp}^F$, 但需将公式中所有 ρ_t 换为 ρ_t^F 。

由公式(9-50)计算 K :

$$K^2 = \left[\frac{6(1 - \nu_p^2)}{\pi} \right]^{1/2} \frac{D_t}{\delta_p} \sqrt{\frac{E_t n a}{E_p \eta L \delta_p}} \quad \dots\dots\dots (9-50)$$

$$\left\{ \begin{aligned}
 V_t &= -\frac{K^3 \eta D}{R_t^3} [C_1 \text{ber}'(K) - C_2 \text{bei}'(K)] \\
 \varphi_t &= -\frac{K}{R_t} [C_1 \text{ber}'(K) + C_2 \text{bei}'(K)] - \frac{C_4}{2} R_t \\
 M_t &= \frac{K^2 \eta D}{R_t^2} [-C_1 f_2(K) + C_2 f_1(K)] + \frac{1}{2} \eta D (1 + \nu_p) C_4 \\
 \varphi_R &= \frac{R_t}{\rho_t D} \left[-\frac{M_R}{K_{RR}} + \frac{\rho_t M_t}{K_{Rt}} + \frac{V_t R_t}{K_{RV}} + \frac{p R_t^2}{\rho_t^2 K_{Rp}} \right] \\
 \varphi_t &= \frac{R_t}{\rho_t D} \left[-\frac{M_R}{K_{tR}} + \frac{\rho_t M_t}{K_{tt}} + \frac{V_t R_t}{K_{tV}} + \frac{p R_t^2}{\rho_t^2 K_{tp}} \right] \\
 K_f \frac{R_t^2}{\rho_t^2} \varphi_R &= M_R \quad \dots\dots\dots (9-51) \\
 \varphi_t^F &= -\frac{K}{R_t} [C_1 \text{ber}'(K) + C_2 \text{bei}'(K)] + \frac{C_4}{2} R_t \\
 M_t^F &= \frac{K^2 \eta D}{R_t^2} [-C_1 f_2(K) + C_2 f_1(K)] - \frac{1}{2} \eta D (1 + \nu_p) C_4 \\
 \varphi_R^F &= \frac{R_t}{\rho_t^F D} \left[-\frac{M_R^F}{K_{RR}^F} + \frac{\rho_t^F M_t^F}{K_{Rt}^F} + \frac{V_t R_t}{K_{RV}^F} + \frac{p R_t^2}{(\rho_t^F)^2 K_{Rp}^F} \right] \\
 \varphi_t^F &= \frac{R_t}{\rho_t^F D} \left[-\frac{M_R^F}{K_{tR}^F} + \frac{\rho_t^F M_t^F}{K_{tt}^F} + \frac{V_t R_t}{K_{tV}^F} + \frac{p R_t^2}{(\rho_t^F)^2 K_{tp}^F} \right] \\
 K_f^F \left(\frac{R_t}{\rho_t^F} \right)^2 \varphi_R^F &= M_R^F
 \end{aligned} \right.$$

c) 管板中各点的应力:

按公式(9-52)~公式(9-55)计算固定管板与浮动管板布管区中管板表面的应力 σ_r 与 σ_θ , 公式中上、下符号分别表示管板在管程侧和壳程侧表面的应力:

$$\sigma_r = \mp \frac{6}{\mu \delta_p^2} \left\{ \frac{K^2}{R_t^2} \eta D [-C_1 f_2(x) + C_2 f_1(x)] + \frac{1 + \nu_p}{2} \eta D C_4 \right\} \quad \dots\dots (9-52)$$

$$\sigma_\theta = \mp \frac{6}{\mu \delta_p^2} \left\{ \frac{K^2}{R_t^2} \eta D [-C_1 f_4(x) + C_2 f_3(x)] + \frac{1 + \nu_p}{2} \eta D C_4 \right\} \quad \dots\dots (9-53)$$

$$\sigma_r^F = \mp \frac{6}{\mu \delta_p^2} \left\{ \frac{K^2}{R_t^2} \eta D [-C_1 f_2(x) + C_2 f_1(x)] - \frac{1 + \nu_p}{2} \eta D C_4 \right\} \quad \dots\dots (9-54)$$

$$\sigma_\theta^f = \mp \frac{6}{\mu \delta_p^2} \left\{ \frac{K^2}{R_t^2} \eta D [-C_1 f_4(x) + C_2 f_3(x)] - \frac{1 + \nu_p}{2} \eta D C_4 \right\} \quad \dots\dots (9-55)$$

式中, C_1, C_2, C_4 由解公式(9-51)得到。其中:

$$x = [N/(\eta D)]^{1/4} r \quad \dots\dots\dots (9-56)$$

$$f_1(x) = \text{ber}(x) - \frac{1 - \nu_p}{x} \text{bei}'(x) \quad \dots\dots\dots (9-57)$$

$$f_2(x) = \text{bei}(x) + \frac{1 - \nu_p}{x} \text{ber}'(x) \quad \dots\dots\dots (9-58)$$

$$f_3(x) = \nu_p \text{ber}(x) + \frac{1 - \nu_p}{x} \text{bei}'(x) \quad \dots\dots\dots (9-59)$$

$$f_4(x) = \nu_p \text{bei}(x) - \frac{1 - \nu_p}{x} \text{ber}'(x) \quad \dots\dots\dots (9-60)$$

非布管区应力可按公式(A.3-124)~公式(A.3-127)计算, 式中 $p = p_s - p_t, V_t$ 按公式(9-47)计算, $T_r = T_\theta = 0, M_R, M_t, M_R^F, M_t^F$ 值由公式(9-51)解得。用公式(A.3-124)计算浮动管板中弯矩时, 还

应将公式中所有 ρ_t 改为 ρ_t^F 。

9.7.3 换热管轴向应力

换热管轴向应力应按公式(9-61)计算：

$$\sigma_t = \frac{1}{\beta}(p_s - p_t) - p_t + \frac{2E_t}{L}[C_1 \text{ber}(x) + C_2 \text{bei}(x)] \quad \dots\dots\dots(9-61)$$

9.7.4 换热管与管板的拉脱力

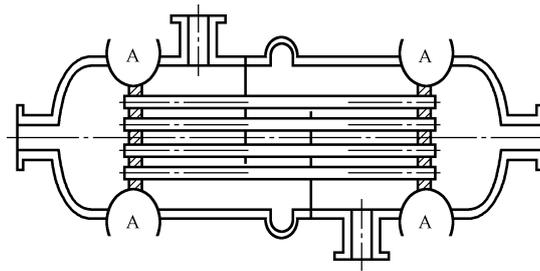
换热管与管板的拉脱力应按公式(9-62)计算：

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl} \quad \dots\dots\dots(9-62)$$

9.8 固定管板式热交换器管板应力分析

9.8.1 通则

如图 9-9 所示并满足 9.4.4 连接结构的固定管板式热交换器应按 9.8 的要求进行管板及其相关元件的应力计算与校核。两块管板材料、结构、尺寸、载荷及其边界约束条件相同。



注：A 的结构见图 9-3 中(b)型、(e1)型、(e2)型、(e3)型。

图 9-9 固定管板式热交换器

9.8.2 计算步骤

根据表 9-1 所示不同计算工况，按下述步骤校核各类固定管板式热交换器管板及相关元件的强度。

表 9-1 计算工况下的外载荷

设计条件	计算工况					
	仅壳程压力作用		仅管程压力作用		壳程压力、管程压力同时作用	
	工况①	工况②	工况③	工况④	工况⑤	工况⑥
p_s	p_s		0		p_s	
p_t	0		p_t		p_t	
γ	0	$\gamma\beta E_{tm}$	0	$\gamma\beta E_{tm}$	0	$\gamma\beta E_{tm}$

- a) 确定壳程圆筒、管箱圆筒、法兰、换热管等元件结构尺寸。
- b) 根据结构参数计算 $A, A_s, na, A_t, A_1, D_t, \lambda, \rho_t, \beta, \rho_{ex}, \lambda_{ex}, Q, Q_{ex}, \Sigma_s, \Sigma_t$ 等，计算公式如下：

$$\rho_{ex} = \frac{D_{ex}}{D_i} \quad \dots\dots\dots(9-63)$$

$$\lambda_{ex} = \rho_{ex}^2 - 1 \quad \dots\dots\dots (9-64)$$

$$Q = \frac{E_t n a L_s}{E_s A_s L} \quad \dots\dots\dots (9-65)$$

$$Q_{ex} = Q + E_t n a / (K_{ex} L) \quad \dots\dots\dots (9-66)$$

$$\Sigma_s = 1 + 2\nu_t \frac{1-\lambda}{\lambda} + \left[\frac{2\nu_s}{\lambda \rho_t^2} Q - \frac{1-\rho_t^2}{\lambda \rho_t^2} Q_{ex} - \frac{\lambda_{ex}}{2\lambda \rho_t^2} (Q_{ex} - Q) \right] \quad \dots\dots\dots (9-67)$$

$$\Sigma_t = 1 + \beta + 2\nu_t \left(\frac{1-\lambda}{\lambda} - \beta \right) + \frac{Q_{ex}}{\lambda} \quad \dots\dots\dots (9-68)$$

$$K_{bG} = \frac{L_G^2}{2\pi R^3 \left(\frac{l_b}{E_b A_b} + \frac{\delta_G}{E_G A_G} \right)} \quad \dots\dots\dots (9-69)$$

在工程设计中如对法兰紧固件近似地作为刚性元件计算,则 $1/K_{bG} = 0$ 。

c) 对于图 9-3 中(e1)型、(e2)型、(e3)型带法兰的管板,计算 M_m 与 M_p 的值。

d) 设定管板厚度 δ_p , 确定(e1)型、(e2)型、(e3)型管板的法兰厚度 δ'_f , 按公式(9-70)计算 φ_{uu} :

$$\varphi_{uu} = \frac{R}{(1-\rho_t^2)E_p \delta_p} \left[(1-\nu_p) + (1+\nu_p)\rho_t^2 - \frac{4\rho_t^2}{(1-\nu_p)(\rho_t^2 + (1-\rho_t^2)/\eta) + (1+\nu_p)} \right] \quad \dots\dots\dots (9-70)$$

按公式(9-50)计算管子加强系数 K , 并按照公式(9-71)~公式(9-74)计算 K 的函数:

$$F_1(K) = K [\text{bei}'(K)f_1(K) - \text{ber}'(K)f_2(K)] \quad \dots\dots\dots (9-71)$$

$$F_2(K) = K^2 [\text{ber}(K)f_1(K) + \text{bei}(K)f_2(K)] \quad \dots\dots\dots (9-72)$$

$$F_3(K) = K [\text{ber}'^2(K) + \text{bei}'^2(K)] \quad \dots\dots\dots (9-73)$$

$$\chi(K) = \text{ber}(K)\text{ber}'(K) + \text{bei}(K)\text{bei}'(K) \quad \dots\dots\dots (9-74)$$

式中, $f_1(K)$ 、 $f_2(K)$ 按公式(9-57)、公式(9-58)令 $x = K$ 计算得到。

e) 按 9.8.3 对固定管板式热交换器, 计算表 9-1 中不同工况下管板及其相关元件之间的连接内力素。各计算工况的有效压力组合 P_a 按公式(9-75)计算:

$$P_a = \Sigma_s p_s - \Sigma_t p_t + \beta \gamma E_{tm} \quad \dots\dots\dots (9-75)$$

f) 按 9.8.4 计算各计算工况下相应的管板布管区各校核点的应力分量 σ_{r1} 、 $\sigma_{\theta 1}$, 环形板各校核点的应力分量 σ_{r2} 、 $\sigma_{\theta 2}$;

按公式(9-2)计算各校核点的一次薄膜加弯曲应力的当量应力 $S_{III}^{(1)}$ 和 $S_{III}^{(2)}$, 一次应力加二次应力的当量应力 $S_{IV}^{(1)}$ 和 $S_{IV}^{(2)}$ 。

g) 按 9.8.5 计算换热管轴向应力 σ_t , 换热管与管板连接拉脱力 q 。

h) 按 9.8.6 计算壳体法兰应力 σ'_f , 按 9.8.7 计算壳程圆筒轴向薄膜应力 σ_c 。

i) 应力校核应同时满足如下条件:

对于表 9-1 所列工况①、工况③、工况⑤, 不计膨胀变形差时, S_{III} 和 S_{IV} 应满足公式(9-76)的要求, σ'_f 应满足公式(9-77)的要求, σ_t 应满足公式(9-78)的要求, q 应满足公式(9-79)的要求, σ_c 应满足公式(9-80)的要求:

$$S_{III}^{(1)}, S_{III}^{(2)} \leq 1.5[S_{m}^t]_p \quad \dots\dots\dots (9-76)$$

$$|\sigma'_f| \leq 1.5[\sigma]_f \quad \dots\dots\dots (9-77)$$

$$\sigma_t \geq 0 \text{ 时, } \sigma_t \leq [S_{m}^t]_t \quad \dots\dots\dots (9-78)$$

$$\sigma_t < 0 \text{ 时, } |\sigma_t| \leq [\sigma]_{cr}^t$$

对接连接的内孔焊结构, 应满足 $|\sigma_t| \leq \phi_t \cdot \min([S_{m}^t]_p, [S_{m}^t]_t)$ 。

$$|q| \leq [q] \quad \dots\dots\dots (9-79)$$

对接连接的内孔焊结构, 无需满足式(9-79)。

$$\sigma_c \leq [S_{m}^t]_c \quad \dots\dots\dots (9-80)$$

对于表 9-1 所列工况②、工况④、工况⑥, 计入膨胀变形差时, $S_{IV}^{(1)}$ 和 $S_{IV}^{(2)}$ 应满足公式(9-81)的要求, σ'_f 应满足公式(9-82)的要求, σ_t 应满足公式(9-83)的要求, q 应满足公式(9-84)的要求:

$$\sum_{j=1}^6 F_{ij}x_j = F_{ip}, i = 1, 2, 3 \dots 6 \quad \dots\dots\dots (9-87)$$

式中：

F_{ij} ——柔度系数阵；

F_{ip} ——由压力和换热管与壳程圆筒的热膨胀变形差组合成的载荷向量。

其表达式见公式(9-88)~公式(9-109)：

$$F_{11} = \frac{4k_h^3 R^2}{E_h \delta_h} + \frac{R}{DK_{RR}} \quad \dots\dots\dots (9-88)$$

$$F_{12} = F_{21} = -\frac{2k_h^2 R^2}{E_h \delta_h} + \frac{\delta_p R}{2DK_{RR}} \quad \dots\dots\dots (9-89)$$

$$F_{13} = F_{31} = -\frac{R}{DK_{RR}} \quad \dots\dots\dots (9-90)$$

$$F_{14} = F_{41} = F_{23} = F_{32} = -\frac{\delta_p R}{2DK_{RR}} \quad \dots\dots\dots (9-91)$$

$$F_{15} = F_{51} = -F_{35} = -F_{53} = \frac{R}{DK_{Rt}} \quad \dots\dots\dots (9-92)$$

$$F_{16} = F_{61} = -F_{36} = -F_{63} = \frac{R^2}{DK_{RV}} \quad \dots\dots\dots (9-93)$$

$$F_{22} = \frac{2k_h R^2}{E_h \delta_h} + \frac{\delta_p^2 R}{4DK_{RR}} + \varphi_{uu} \quad \dots\dots\dots (9-94)$$

$$F_{24} = F_{42} = -\frac{\delta_p^2 R}{4DK_{RR}} + \varphi_{uu} \quad \dots\dots\dots (9-95)$$

$$F_{25} = F_{52} = -F_{45} = -F_{54} = \frac{\delta_p R}{2DK_{Rt}} \quad \dots\dots\dots (9-96)$$

$$F_{26} = F_{62} = \frac{\delta_p R^2}{2DK_{RV}} \quad \dots\dots\dots (9-97)$$

$$F_{33} = \frac{4k_s^3 R^2}{E_s \delta_s} + \frac{R}{DK_{RR}} \quad \dots\dots\dots (9-98)$$

$$F_{34} = F_{43} = \frac{\delta_p R}{2DK_{RR}} - \frac{2k_s^2 R^2}{E_s \delta_s} \quad \dots\dots\dots (9-99)$$

$$F_{44} = \frac{2k_s R^2}{E_s \delta_s} + \varphi_{uu} + \frac{\delta_p^2 R}{4DK_{RR}} \quad \dots\dots\dots (9-100)$$

$$F_{46} = F_{64} = -\frac{\delta_p R^2}{2DK_{RV}} + \frac{\nu_s R}{E_s \delta_s} \quad \dots\dots\dots (9-101)$$

$$F_{55} = \frac{R}{DK_{tt}} + \frac{K^3 F_3(K)}{N \rho_t^4 R^3 F_1(K)} \quad \dots\dots\dots (9-102)$$

$$F_{56} = F_{65} = \frac{R^2}{DK_{tv}} - \frac{K^3 \chi(K)}{N \rho_t^3 R^2 F_1(K)} \quad \dots\dots\dots (9-103)$$

$$F_{66} = \pi RL \frac{Q_{ex}}{E_t n a} + \frac{F_2(K)}{N R \rho_t^2 F_1(K)} + \frac{R^3}{DK_{vv}} \quad \dots\dots\dots (9-104)$$

应按表 9-2 所示 6 种计算工况，分别计算对应的 $F_{ip} (i = 1, 2, 3 \dots 6)$ 。

$$F_{1p} = -F_{3p} = -\frac{R^3}{DK_{Rp}} (p_s - p_t) \quad \dots\dots\dots (9-105)$$

$$F_{2p} = \left(1 - \frac{\nu_h}{2}\right) \frac{R^2 p_t}{E_h \delta_h} - \frac{\delta_p R^3}{2DK_{Rp}} (p_s - p_t) \quad \dots\dots\dots (9-106)$$

$$F_{4p} = \frac{R^2}{E_s \delta_s} \left\{ \left[1 - \frac{\nu_s}{2} (1 - \rho_t^2)\right] p_s - \frac{\nu_s}{2} \rho_t^2 p_t \right\} + \frac{\delta_p R^3}{2DK_{Rp}} (p_s - p_t) \quad \dots\dots\dots (9-107)$$

$$F_{5p} = -\frac{R^3}{DK_{tp}}(p_s - p_t) \quad \dots\dots\dots (9-108)$$

$$F_{6p} = \frac{\lambda P_a}{N} - \frac{R^4}{DK_{vp}}(p_s - p_t) \quad \dots\dots\dots (9-109)$$

公式(9-88)~公式(9-109)中未列系数均为零。

解公式(9-87),便可得到公式(9-86)向量中各未知内力分量。还可进一步得到公式(9-110)~公式(9-112):

$$M_R = M_s - M_h + (H_s - H_h) \frac{\delta_p}{2} \quad \dots\dots\dots (9-110)$$

$$H' = H_s + H_h \quad \dots\dots\dots (9-111)$$

$$H'' = \frac{2H'}{(1 - \nu_p) \left(\rho_t^2 + \frac{1 - \rho_t^2}{\eta} \right) + (1 + \nu_p)} \quad \dots\dots\dots (9-112)$$

9.8.3.2 (e1)型、(e2)型热交换器的力学模型与内力分析

图 9-3 中(e1)型、(e2)型固定管板式热交换器的力学模型及各元件间连接内力素的正方向见图 9-11、图 9-12。(e1)型是延长部分兼作法兰的管板,(e2)型是与法兰搭焊连接的贴面薄管板。

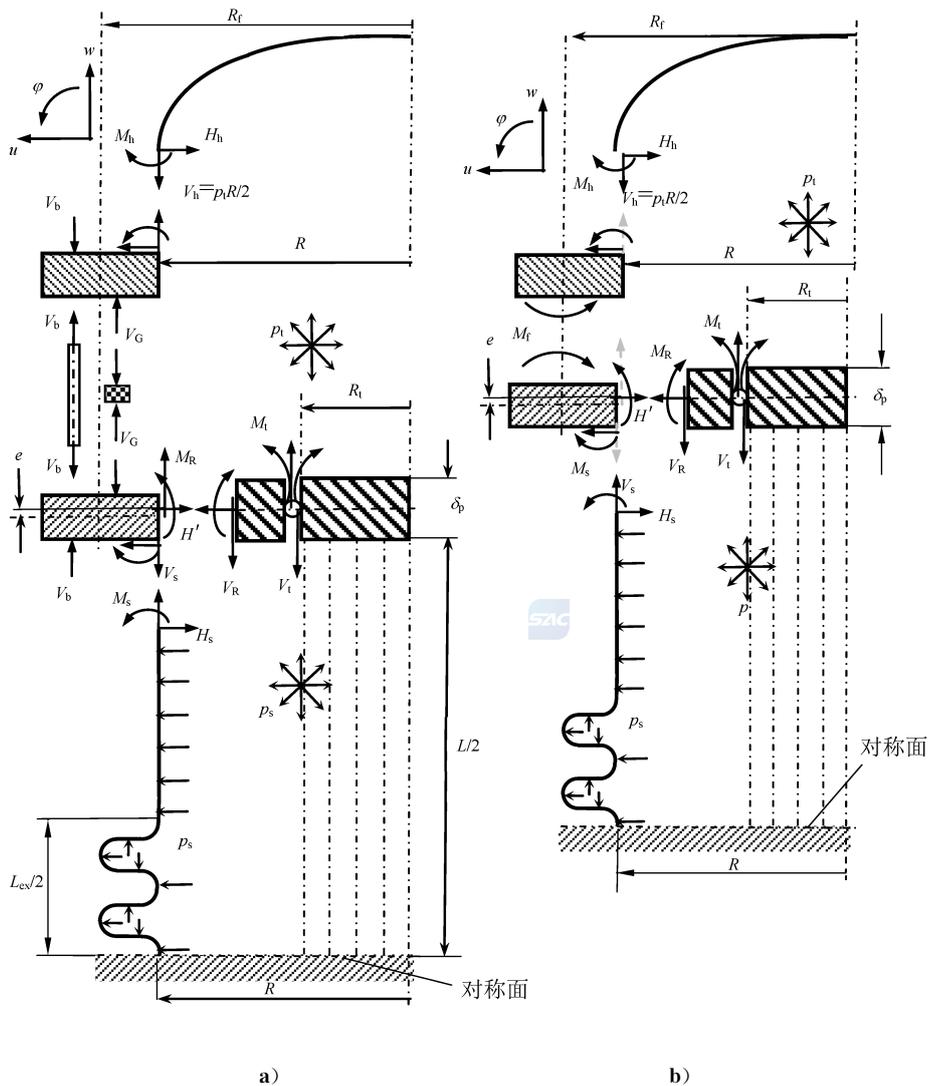


图 9-11 (e1)型固定管板与其相关元件的力学模型和内力分析图

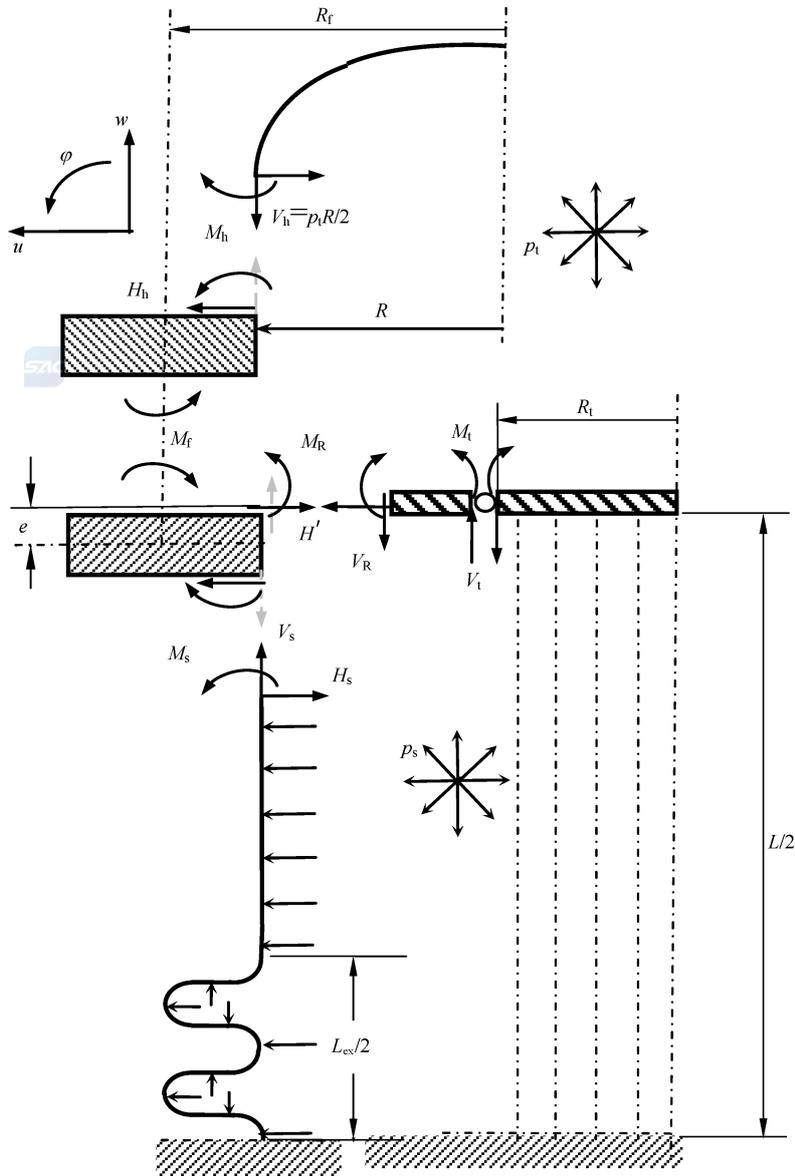


图 9-12 (e2)型固定管板与其相关元件的力学模型和内力

如以法兰力矩 M_f 表示管箱法兰和壳体法兰之间相互作用的力矩,该力矩是由螺栓内力 V_b 和垫片内力 V_G ,以及分别作用在管箱法兰和壳体法兰上的轴向力构成的,图 9-11b)中以(e1)型固定管板式热交换器为例,表示了法兰力矩 M_f 作用的正方向[(e2)型、(e3)型中法兰力矩 M_f 正方向与图 9-11b)中相同]。由于管箱法兰、壳体法兰与环形板满足轴向力平衡条件,它们之间只有 9 个独立的未知内力素,组成向量见公式(9-113):

$$\{x_j\} = \{M_h, H_h, M_s, H_s, M_R, H', \rho_t M_t, \rho_t V_t, M_f\} \dots\dots\dots (9-113)$$

向量 $\{x_j\}$ 满足以下线性方程组,解此方程组,即可求得各未知内力:

$$\sum_{i=1}^9 F_{ij} x_j = F_{ip}, i = 1, 2, 3 \dots 9 \dots\dots\dots (9-114)$$

式中:

F_{ij} —— 柔度系数矩阵;

F_{ip} —— 由压力和热膨胀差组合成的载荷向量。

其表达式见公式(9-115)~公式(9-143):

$$F_{11} = \frac{12RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^3} + \frac{4k_h^3 R^2}{E_h \delta_h} \quad \dots\dots\dots (9-115)$$

$$F_{12} = F_{21} = \frac{6RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^2} - \frac{2k_h^2 R^2}{E_h \delta_h} \quad \dots\dots\dots (9-116)$$

$$F_{19} = F_{91} = \frac{12RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^3} \quad \dots\dots\dots (9-117)$$

$$F_{22} = \frac{4RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^2} + \frac{1}{2k_h^3 D_h} \quad \dots\dots\dots (9-118)$$

$$F_{29} = F_{92} = \frac{6RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^2} \quad \dots\dots\dots (9-119)$$

$$F_{33} = \frac{12RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^3} + \frac{1}{k_s D_s} \quad \dots\dots\dots (9-120)$$

$$F_{34} = F_{43} = \frac{6RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^2} - \frac{1}{2k_s^2 D_s} \quad \dots\dots\dots (9-121)$$

$$F_{35} = F_{53} = -F_{39} = -F_{93} = F_{59} = F_{95} = \frac{12RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^3} \quad \dots\dots\dots (9-122)$$

$$F_{36} = F_{63} = \frac{12RR_f e}{E'_f b_f \delta_f'^3} \quad \dots\dots\dots (9-123)$$

$$F_{44} = \frac{4RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^2} + \frac{1}{2k_s^3 D_s} \quad \dots\dots\dots (9-124)$$

$$F_{45} = F_{54} = -F_{49} = -F_{94} = -\frac{6RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^2} \quad \dots\dots\dots (9-125)$$

$$F_{46} = F_{64} = \frac{RR_f}{E'_f b_f \delta_f'} \left(\frac{6e}{\delta_f'} - 1 \right) \quad \dots\dots\dots (9-126)$$

$$F_{48} = F_{84} = \frac{\nu_s R}{E_s \delta_s} \quad \dots\dots\dots (9-127)$$

$$F_{55} = \frac{12RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^3} + \frac{R}{DK_{RR}} \quad \dots\dots\dots (9-128)$$

$$F_{56} = F_{65} = -F_{69} = -F_{96} = -\frac{12RR_f e}{E'_f b_f \delta_f'^3} \quad \dots\dots\dots (9-129)$$

$$F_{57} = F_{75} = -\frac{R}{DK_{Rt}} \quad \dots\dots\dots (9-130)$$

$$F_{58} = F_{85} = -\frac{R^2}{DK_{RV}} \quad \dots\dots\dots (9-131)$$

$$F_{66} = \frac{RR_f}{E'_f b_f \delta_f'} \left(1 + \frac{12e^2}{\delta_f'^2} \right) + \varphi_{uu} \quad \dots\dots\dots (9-132)$$

$$F_{77} = \frac{K^3 F_3(K)}{N \rho_t^4 R^3 F_1(K)} + \frac{R}{DK_{tt}} \quad \dots\dots\dots (9-133)$$

$$F_{78} = F_{87} = \frac{R^2}{DK_{tv}} - \frac{K^3 \chi(K)}{N \rho_t^3 R^2 F_1(K)} \quad \dots\dots\dots (9-134)$$

$$F_{88} = \pi RL \frac{Q_{ex}}{E_t na} + \frac{F_2(K)}{NR \rho_t^2 F_1(K)} + \frac{R^3}{DK_{vv}} \quad \dots\dots\dots (9-135)$$

$$F_{99} = \frac{12RR_f}{E'_f b_f \delta_f'^3} + \frac{12RR_f}{E''_f b_f \delta_f''^3} + \frac{1}{K_{bG} R^2} \quad \dots\dots\dots (9-136)$$

$$F_{2p} = \left[\frac{R^2}{E_h \delta_h} \left(1 - \frac{\nu_h}{2} - \frac{R}{2R''} \right) - \frac{RR_f}{E'_f b_f} \right] p_t \quad \dots\dots\dots (9-137)$$

$$F_{4p} = \begin{cases} \frac{R^2}{E_s \delta_s} \left\{ \left[1 - \frac{\nu_s}{2} (1 - \rho_t^2) \right] p_s - \frac{\nu_s}{2} \rho_t^2 p_t \right\} & \text{对于(e1)型} \\ \frac{R^2}{E_s \delta_s} \left\{ \left[1 - \frac{\nu_s}{2} (1 - \rho_t^2) \right] p_s - \frac{\nu_s}{2} \rho_t^2 p_t \right\} - \frac{RR_f}{E'_f b_f} p_s & \text{对于(e2)型} \end{cases} \dots\dots (9-138)$$

$$F_{5p} = \frac{R^3}{DK_{Rp}} (p_s - p_t) \dots\dots\dots (9-139)$$

$$F_{6p} = \begin{cases} 0 & \text{对于(e1)型} \\ \frac{RR_f}{E'_f b_f} p_s & \text{对于(e2)型} \end{cases} \dots\dots\dots (9-140)$$

$$F_{7p} = -\frac{R^3}{DK_{Tp}} (p_s - p_t) \dots\dots\dots (9-141)$$

$$F_{8p} = \frac{\lambda P_a}{N} - \frac{R^4}{DK_{Vp}} (p_s - p_t) \dots\dots\dots (9-142)$$

$$F_{9p} = \frac{\pi D_i^2 p_t}{4L_G^2} \left[\frac{l_b(L_D - L_G)}{E_b A_b} + \frac{\delta_G L_D}{E_G A_G} \right] + \frac{\pi(D_G^2 - D_i^2) p_t}{4L_G^2} \left[\frac{l_b(L_T - L_G)}{E_b A_b} + \frac{\delta_G L_T}{E_G A_G} \right] \dots\dots (9-143)$$

工程设计中,如对法兰紧固件近似地作为刚性元件计算,则:

$$F_{9p} = 0$$

公式(9-114)的系数矩阵中,其余未列诸项均为零。

整个管板及其相关元件在预紧条件和操作条件下承受了不同形式的外载荷(见表 9-1),其内力大小应按“预紧条件”和“操作条件”两种状态分别求解。求解顺序如下:

- 1) 操作条件下,解公式(9-114)得到操作条件下的内力变化值,见公式(9-144):

$$\{x_{jp}\} = \{M_{hp}, H_{hp}, M_{sp}, H_{sp}, M_{Rp}, H'_p, \rho_t M_{tp}, \rho_t V_{tp}, M_{fp}\} \dots\dots\dots (9-144)$$

- 2) 预紧条件下,令 $F_{91} \sim F_{98} = 0, F_{99} = 1, F_{9p} = M_{f0}$,解公式(9-114)得到预紧条件下的内力,见公式(9-145):

$$\{x_{j0}\} = \{M_{h0}, H_{h0}, M_{s0}, H_{s0}, M_{R0}, H'_0, \rho_t M_{t0}, \rho_t V_{t0}, M_{f0}\} \dots\dots\dots (9-145)$$

- 3) 将以上所得内力值叠加,即得到诸未知内力的最终值,见公式(9-146):

$$\begin{aligned} \{x_j\} &= \{x_{j0}\} + \{x_{jp}\} \\ &= \{(M_{h0} + M_{hp}), (H_{h0} + H_{hp}), (M_{s0} + M_{sp}), (H_{s0} + H_{sp}), (M_{R0} + M_{Rp}), \\ &\quad (H'_0 + H'_p), \rho_t (M_{t0} + M_{tp}), \rho_t (V_{t0} + V_{tp}), (M_{f0} + M_{fp})\} \\ &= \{M_h, H_h, M_s, H_s, M_R, H', \rho_t M_t, \rho_t V_t, M_f\} \dots\dots\dots (9-146) \end{aligned}$$

表 9-2 (e1)型、(e2)型、(e3)型固定式热交换器计算工况载荷条件与输出结果

设计条件	工况分类						输出内力素结果	
	壳程压力作用下的组合		管程压力作用下的组合		壳程与管程压力作用下的组合			
	工况①	工况②	工况③	工况④	工况⑤	工况⑥		
操作条件	p_s	p_s	0		p_s		$\{x_{jp}\} = \{M_{hp}, H_{hp}, M_{sp}, H_{sp}, M_{Rp}, H'_p, \rho_t M_{tp}, \rho_t V_{tp}, M_{fp}\}$	
	p_t	0	p_t		p_t			
	γ	0	$\gamma\beta E_{tm}$	0	$\gamma\beta E_{tm}$	0		$\gamma\beta E_{tm}$
	M_{fp}	解公式(9-114)得到,用于同一计算工况内预紧条件 M_{f0} 的计算						
预紧条件 M_{f0}	$\frac{M_m}{\pi D_i}$		$\frac{M_p}{\pi D_i} - M_{fp}$		$\max \left[\frac{M_m}{\pi D_i}, \left(\frac{M_p}{\pi D_i} - M_{fp} \right) \right]$		令公式(9-114)中 $F_{91} \sim F_{98} = 0, F_{99} = 1, F_{9p} = M_{f0}$, 得到: $\{x_{j0}\} = \{M_{h0}, H_{h0}, M_{s0}, H_{s0}, M_{R0}, H'_0, \rho_t M_{t0}, \rho_t V_{t0}, M_{f0}\}$	

表 9-2 (e1)型、(e2)型、(e3)型固定式热交换器计算工况载荷条件与输出结果 (续)

输出 叠加 结果	$\{x_j\} = \{x_{j0}\} + \{x_{jp}\} = \{M_h, H_h, M_s, H_s, M_R, H', \rho_t, M_t, \rho_t, V_t, M_t\}$
应力 计算	分别对每一计算工况, 以上述内力素的叠加结果 $\{x_j\}$ 计算各元件应力, 并校核
注: 在同一计算工况内, 先完成“操作条件”的计算, 后完成“预紧条件”的计算。	

表 9-2 中所述 6 种计算工况的载荷条件为:

- 工况①: 只有壳程压力 p_s , 不计管程压力 p_t 和膨胀变形差 γ , 法兰力矩为 $M_m/\pi D_i$;
- 工况②: 有壳程压力 p_s , 不计管程压力 p_t , 同时计入膨胀变形差 γ , 法兰力矩为 $M_m/\pi D_i$;
- 工况③: 只有管程压力 p_t , 不计壳程压力 p_s 和膨胀变形差 γ , 法兰力矩为 $M_p/\pi D_i$;
- 工况④: 有管程压力 p_t , 不计壳程压力 p_s , 同时计入膨胀变形差 γ , 法兰力矩为 $M_p/\pi D_i$;
- 工况⑤: 壳程压力 p_s 与管程压力 p_t 同时作用, 不计膨胀变形差 γ , 法兰力矩为 $\text{Max} [M_m/\pi D_i, M_p/\pi D_i]$;
- 工况⑥: 壳程压力 p_s 与管程压力 p_t 同时作用, 同时计入膨胀变形差 γ , 法兰力矩为 $\text{Max} [M_m/\pi D_i, M_p/\pi D_i]$ 。

仅当管程和壳程中一侧为负压、一侧为正压时, 或者壳体带膨胀节时, 才需要进行工况⑤和工况⑥的应力分析。

9.8.3.3 (e3)型热交换器的力学模型与内力分析

图 9-3 中(e3)型固定管板式热交换器的力学模型及各元件间连接内力素的正方向规定见图 9-13。

9 个独立的未知内力素同公式(9-113), 满足公式(9-114), 只需将公式(9-115)、公式(9-116)、公式(9-118)、公式(9-119)中的系数 F_{11} 、 F_{12} 、 F_{22} 、 F_{29} 按公式(9-147)~公式(9-150)进行更换:

$$F_{11} = \frac{12RR_f}{E_f''b_f\delta_f''^3} + \frac{12(1-\nu_h)R}{E_h\delta_h^3} \dots\dots\dots(9-147)$$

$$F_{12} = F_{21} = -\frac{12RR_f e''}{E_f''b_f\delta_f''^3} \dots\dots\dots(9-148)$$

$$F_{22} = \frac{RR_f}{E_f''b_f\delta_f''} \left(1 + \frac{12e''^2}{\delta_f''^2}\right) + \frac{(1-\nu_h)R}{E_h\delta_h} \dots\dots\dots(9-149)$$

$$F_{29} = F_{92} = -\frac{12RR_f e''}{E_f''b_f\delta_f''^3} \dots\dots\dots(9-150)$$

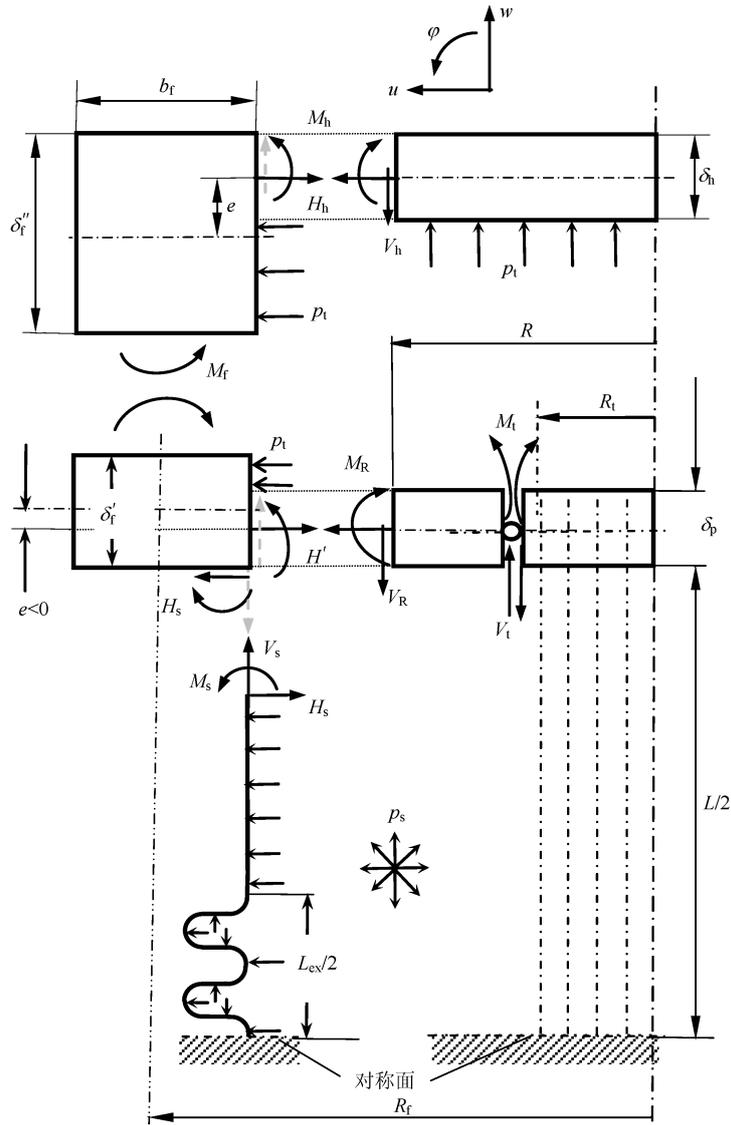


图 9-13 (e3)型热交换器力学模型和内力分析图 $[e = \frac{1}{2}(\delta_p - \delta_t) < 0]$

如图 9-13 所示,管板中面相对于壳体法兰中面偏向壳程侧时,则其间距 e 应为负值。并保持 F_{5p} [公式(9-139)]、 F_{7p} [公式(9-141)]、 F_{8p} [公式(9-142)]不变,输入公式(9-151)的 F_{1p} ,更换公式(9-137)、公式(9-138)、公式(9-140)和公式(9-143)中的 F_{2p} 、 F_{4p} 、 F_{6p} 、 F_{9p} ,见公式(9-151)~公式(9-157):

$$F_{1p} = \frac{3(1-\nu_h)R^3}{2E_h\delta_h^3}p_s + \frac{12RR_f\delta_h e''}{E'_f b_f \delta_f'^3}p_t \dots\dots\dots(9-151)$$

$$F_{2p} = \frac{2R_f R e'' p_t}{E'_f b_f \delta_f''} - \frac{12R_f R e'' p_t}{E'_f b_f (\delta_f'')^3} e'' \delta_h \dots\dots\dots(9-152)$$

$$F_{3p} = -\frac{12RR_f \delta_p e}{E'_f b_f \delta_f'^3} p_t \dots\dots\dots(9-153)$$

$$F_{4p} = \frac{R^2}{E_s \delta_s} \left\{ p_s \left[1 - \frac{\nu_s}{2}(1 - \rho_t^2) \right] - p_t \frac{\nu_s \rho_t^2}{2} \right\} + \frac{2R_f R}{E'_f b_f \delta_f'} p_t e - \frac{6R_f R p_t}{E'_f b_f (\delta_f')^2} e \delta_p \dots\dots(9-154)$$

$$F_{5p} = \frac{R^3}{DK_{Rp}}(p_s - p_t) + \frac{12RR_f \delta_p e}{E'_f b_f \delta_f'^3} p_t \dots\dots\dots(9-155)$$

$$F_{6p} = -\frac{2R_f R}{E'_f b_f \delta'_f} p_t e - \frac{12R_f R e^2}{E'_f b_f (\delta'_f)^3} p_t \delta_p \dots\dots\dots (9-156)$$

$$F_{9p} = \frac{12R_f R p_t}{E'_f b_f (\delta'_f)^3} \left[\frac{E'_f (\delta'_f)^3}{E''_f (\delta''_f)} e'' \delta_h - e \delta_p \right] + \frac{\pi R^2 p_t}{L_G^2} \left[\frac{l_b (L_D - L_G)}{E_b A_b} + \frac{\delta_G L_D}{E_G A_G} \right] + \frac{\pi (R_G^2 - R^2) p_t}{L_G^2} \left[\frac{l_b (L_T - L_G)}{E_b A_b} + \frac{\delta_G L_T}{E_G A_G} \right] \dots\dots\dots (9-157)$$

如将法兰紧固件视为刚性元件,则:

$$F_{9p} = \frac{12R_f R p_t}{E'_f b_f (\delta'_f)^3} \left[\frac{E'_f (\delta'_f)^3}{E''_f (\delta''_f)} e'' \delta_h - e \delta_p \right]$$

9.8.4 管板应力计算

9.8.4.1 管板布管区应力应按下列步骤计算。

- a) 由 9.8.3 解得的未知内力素 V_i 、 M_i 的最终值[按计算工况的 6 种或 4 种组合,对于(e1)型、(e2)型、(e3)型热交换器,应叠加预紧与操作工况],求:

$$C_1 = -\left(\frac{\eta D}{N}\right)^{3/4} \frac{V_i K f_1(K)}{\eta D F_1(K)} + \left(\frac{\eta D}{N}\right)^{1/2} \frac{M_i K \text{ber}'(K)}{\eta D F_1(K)} \dots\dots\dots (9-158)$$

$$C_2 = -\left(\frac{\eta D}{N}\right)^{3/4} \frac{V_i K f_2(K)}{\eta D F_1(K)} + \left(\frac{\eta D}{N}\right)^{1/2} \frac{M_i K \text{bei}'(K)}{\eta D F_1(K)} \dots\dots\dots (9-159)$$

- b) 管板布管区中任一点的弯矩按公式(9-160)、公式(9-161)计算:

$$M_{r1} = \left(\frac{N}{\eta D}\right)^{1/2} \eta D [-C_1 f_2(x) + C_2 f_1(x)] \dots\dots\dots (9-160)$$

$$M_{\theta 1} = \left(\frac{N}{\eta D}\right)^{1/2} \eta D [-C_1 f_4(x) + C_2 f_3(x)] \dots\dots\dots (9-161)$$

- c) 管板布管区各点应力按公式(9-162)、公式(9-163)计算:

$$\sigma_{r1} = \mp \frac{6M_{r1}}{\mu \delta_p^2} + \frac{H''}{\mu \delta_p} \dots\dots\dots (9-162)$$

$$\sigma_{\theta 1} = \mp \frac{6M_{\theta 1}}{\mu \delta_p^2} + \frac{H''}{\mu \delta_p} \dots\dots\dots (9-163)$$

公式中上符号表示管程侧管板表面应力,下符号表示壳程侧管板表面应力。

对于每种工况,按公式(9-56)逐 x 点(对应 r 点)求得各点的 $M_{r1}(r)$ 、 $M_{\theta 1}(r)$ 值和 H'' ,分别求管程侧和壳程侧应力,再按公式(9-2)对下列位置求各点的 $S_{III}(r)$ [或 $S_{IV}(r)$]:

- 1) 求管板布管区内应力强度最大值 $S_i = S_{III}(r)|_{\max}$ [或 $S_{IV}(r)|_{\max}$];
- 2) 求管板布管区边缘处($x=K$)管程侧、壳程侧应力强度: $S_t = S_{III}(R_t)$ [或 $S_{IV}(R_t)$]。

最后按公式(9-1)逐一校核强度。

9.8.4.2 管板非布管区应力应按下列步骤计算。

- a) 环形板内的应力沿其径向为单调变化,所以只需校核环形板内、外缘两处的应力。
- b) 环形板外缘应力。

环向弯矩下标增加“e”,弯矩按公式(9-164)、公式(9-165)、公式(9-166)计算。

$$\rho = 1: M_{r2} = M_R, \sigma_{r2}|_{r=R} = \mp \frac{6M_R}{\delta_p^2} + \frac{H'}{\delta_p} \dots\dots\dots (9-164)$$

$$M_{\theta 2}|_{r=R} = M_{\theta e} = -\frac{(p_s - p_t)R^2}{2} \left[\frac{(1+\nu)\rho_t^4}{1-\rho_t^2} \ln \rho_t + \frac{(1-\nu) + (1+3\nu)\rho_t^2}{4} \right] +$$

$$V_t \rho_t R \left[(1-\nu) \frac{\rho_t^2}{1-\rho_t^2} \ln \rho_t - \frac{(1-\nu)}{2} \right] + \frac{1+\rho_t^2}{1-\rho_t^2} M_R - \frac{2\rho_t^2}{1-\rho_t^2} M_t \dots\dots\dots (9-165)$$

$$\sigma_{\theta 2} |_{r=R} = \mp \frac{6M_{\theta e}}{\delta_p^2} + \frac{1}{(1-\rho_t^2)\delta_p} [(1-\rho_t^2)H' - 2\rho_t^2 H''] \dots\dots\dots (9-166)$$

按公式(9-2)求管板非布管区外缘处管程侧、壳程侧应力强度: $S_e = S_{III}(R)$ [或 $S_{IV}(R)$]。

按公式(9-1)校核强度。

c) 环形板内缘应加

环向弯矩下标增加“t”, 变矩按公式(9-167)、公式(9-168)、公式(9-169)计算。

$$\rho = \rho_t : M_{r2} = M_t, \sigma_{r2} |_{r=R_t} = \mp \frac{6M_t}{\delta_p^2} + \frac{H''}{\delta_p} \dots\dots\dots (9-167)$$

$$M_{\theta 2} |_{r=R_t} = M_{\theta t} = -\frac{(p_s - p_t)R^2}{2} \left[\frac{(1+\nu)\rho_t^2}{1-\rho_t^2} \ln \rho_t + \frac{(3+\nu) - (1-\nu)\rho_t^2}{4} \right] + V_t \rho_t R \left[(1+\nu) \frac{\ln \rho_t}{1-\rho_t^2} - \frac{(1-\nu)}{2} \right] + \frac{2}{1-\rho_t^2} M_R - \frac{1+\rho_t^2}{1-\rho_t^2} M_t \dots\dots\dots (9-168)$$

$$\sigma_{\theta 2} |_{r=R_t} = \mp \frac{6M_{\theta t}}{\delta_p^2} + \frac{1}{(1-\rho_t^2)\delta_p} [2H' - (1+\rho_t^2)H''] \dots\dots\dots (9-169)$$

- d) 对于管板与法兰焊接连接的结构, 如图 9-12 所示的(e2)型结构, 式中 δ_p 值应计入连接焊缝的厚度值。公式(9-164)、公式(9-166)、公式(9-167)和公式(9-169)中上符号表示管程侧表面, 下符号表示壳程侧表面。

9.8.5 换热管应力及其与管板连接拉脱力

换热管应力及其与管板连接拉脱力计算应符合下列要求。

- a) 换热管应力按公式(9-170)计算:



$$\sigma_t = \frac{2E_t}{L} \left[\frac{\lambda P_c}{N} + C_1 \text{ber}(x) + C_2 \text{bei}(x) \right] \dots\dots\dots (9-170)$$

式中, C_1 、 C_2 由公式(9-158)、公式(9-159)求得。按公式(9-170)求 $(\sigma_t)_{\max}$ 和 $(\sigma_t)_{\min}$ 。

- b) 换热管与管板连接拉脱力按公式(9-171)计算:

$$q = \frac{\sigma_t a}{\pi dl} \dots\dots\dots (9-171)$$

9.8.6 壳体法兰应力

9.8.6.1 对于(e1)型、(e2)型、(e3)型热交换器, 应校核壳体法兰应力。校核方法如下:

- a) 由 9.8.3 解得未知内力素 M_f 、 M_s 、 M_R 、 H_s 与 H' 的最终值(按计算工况的 6 种组合, 应叠加预紧与操作工况);
 b) 按公式(9-172)计算 M'_f :

$$M'_f = M_f + M_s + \frac{1}{2} H_s \delta'_f + H' e - M_R \dots\dots\dots (9-172)$$

- c) 壳体法兰应力按公式(9-173)计算:

$$\sigma'_i = \pi Y M'_i / \delta_i'^2 \dots\dots\dots (9-173)$$

9.8.6.2 壳体法兰的厚度可以不同于管板厚度,与管板的厚度差应能确保与设备法兰连接之间的结构密封要求。

9.8.7 壳体轴向应力

固定管板式热交换器的壳体轴向薄膜应力按公式(9-174)计算:

$$\sigma_c = \frac{R}{2\delta_s} [p_s(1 - \rho_i^2) + \rho_i \rho_i^2] + \frac{\rho_i V_t}{\delta_s} \dots\dots\dots (9-174)$$

当 $\sigma_c > 0$ 时,应计入壳程筒体环向焊接接头系数。

9.8.8 壳程圆筒分段时的管板计算

壳程圆筒分段设计时(见图 9-14,此处壳体可能带有的膨胀节略去未画出),应满足下述结构要求,并按本条对相关参数进行调整后再进行固定管板相关计算。此时与管板相连接的端部圆筒材料与中部圆筒材料可不相同。图 9-14 给出了各段长度 L'_1, L''_1 ,厚度 δ_s, δ_{s2} 和材料热膨胀系数 α_{s1}, α_{s2} 。

a) 结构要求见公式(9-175):

$$L'_1 \geq 1.8 \sqrt{D_i \delta_s} \text{ 且 } L''_1 \geq 1.8 \sqrt{D_i \delta_s} \dots\dots\dots (9-175)$$

b) 计算:

壳程圆筒分段设计时,参数 Q, α_s 应按本规定进行调整后,再根据不同的结构型式分别按 9.8.3.1~9.8.3.3 和 9.8.4 步骤进行固定管板式热交换器的计算。设端部壳程圆筒的材料弹性模量为 E_s ,中部壳程圆筒的材料弹性模量为 E_{s2} 。 Q 按公式(9-176)计算:

$$Q = \frac{E_i n a}{E_s A_s} \left[\frac{L'_1 + L''_1}{L} + \frac{(L_s - L'_1 - L''_1) E_s \delta_s}{L E_{s2} \delta_{s2}} \right] \dots\dots\dots (9-176)$$

将所得 Q 代入公式(9-66),可计算壳程圆筒分段并带膨胀节时的 Q_{ex} 。

如膨胀节与壳体中部材料相同,或者二者的热膨胀系数之差别在工程设计允许的误差范围内,则 α_s 按公式(9-177)计算:

$$\alpha_s = \alpha_{s1} \left[\frac{L'_1 + L''_1}{L} + \frac{\alpha_{s2} (L - L'_1 - L''_1)}{\alpha_{s1} L} \right] \dots\dots\dots (9-177)$$

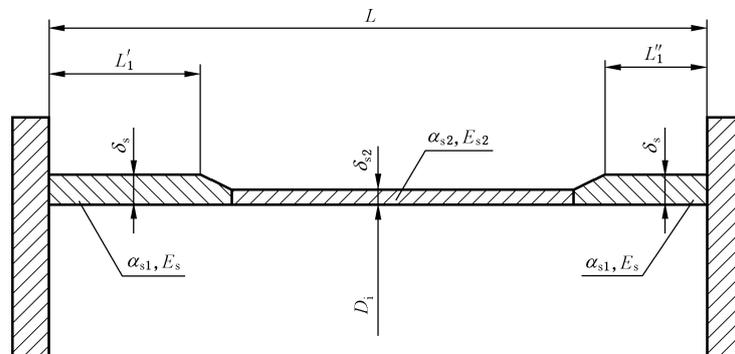


图 9-14 壳程圆筒分段示意图



10 开孔补强

10.1 压力容器开孔补强的设计方法

10.1.1 球壳径向开孔补强

对满足下列条件的球壳径向开孔,10.4 规定的补强设计方法可保证在内压作用下不会出现塑性垮塌失效且处于安定状态:

- a) 适用于具有单个开孔的球壳,当球壳具有两个或两个以上开孔时,相邻两开孔边缘的间距不应小于 $2\sqrt{D_i\delta_n}$;
- b) 开孔率 $r_i/R_i \leq 0.8$;
- c) 壳体补强长度 $l \geq \sqrt{D_i\delta_n}$,或整体加厚壳体。

10.1.2 圆筒径向开孔补强

对满足下列条件的圆筒径向开孔,采用 CSCBPV-TD001—2013 中具有径向平齐接管的圆筒开孔补强设计方法可保证在内压和管线载荷作用下不出现塑性垮塌失效且处于安定状态:

- a) 适用于具有单个开孔的圆筒,当圆筒具有两个或两个以上开孔时,相邻两开孔边缘的间距不应小于 $2\sqrt{D_i\delta_n}$;
- b) 开孔率 $d/D \leq 0.9$ 且 $\max[0.5, d/D] \leq \delta_{et}/\delta_e \leq 2$;
- c) 对圆筒或接管进行整体补强,应满足补强范围尺寸(自接管、圆筒交线至补强区边缘的距离):
对于圆筒 $l > \sqrt{D_i\delta_n}$,对于接管 $l_i > \sqrt{d_o\delta_{nt}}$,或整体加厚圆筒体;
- d) 圆筒与接管之间角焊缝的焊脚尺寸应分别不小于 $\delta_n/2$ 和 $\delta_{nt}/2$,接管内壁与圆筒内壁交线处圆角半径在 $\delta_n/8$ 和 $\delta_n/2$ 之间。

材料的许用应力按 GB/T 4732.2—2024 的规定选取。

10.1.3 其他元件或结构的内压开孔补强

其他元件或结构的内压开孔补强,可按照 GB/T 4732.4—2024 或 GB/T 4732.5—2024 的规定进行分析设计。设计中所涉及的有关初始尺寸可按照 GB/T 150.3—2024 的相关规定确定,其中的许用应力按 GB/T 4732.2—2024 的规定选取。

10.1.4 外压开孔补强

当设计外压的绝对值不超过 0.2 MPa 时,可按照 GB/T 150.3—2024 的相关规定进行外压开孔补强设计,其中的许用应力按 GB/T 4732.2—2024 的规定选取,且要求满足 $1 \leq \delta_{et}/\delta_e \leq 2$ 。其他情况可按照 GB/T 4732.4—2024 或 GB/T 4732.5—2024 的规定进行分析设计。

10.1.5 不另行补强的条件

圆筒、球壳、锥壳及凸形封头球面部位的圆形开孔,满足下列全部要求时,可不另行补强:

- a) 直径不超过 $0.2\sqrt{R_m\delta_n}$ 的单个开孔,或在直径为 $2.5\sqrt{R_m\delta_n}$ 的任一圆周内有两个或两个以上开孔时,未补强开孔直径的总和不超过 $0.25\sqrt{R_m\delta_n}$;
- b) 两相邻开孔中心的间距(曲面间距以弧长计算)不小于两孔直径之和的 1.5 倍;
- c) 未补强开孔中心至壳体局部应力区域(一次局部薄膜当量应力超过 $1.1 S_m^t$ 的任何区域,但不包括由未补强开孔引起的一次局部薄膜应力区域)边缘的距离不小于 $2.5\sqrt{R_m\delta_n}$;

d) 满足 10.3 规定的通用要求。

10.2 符号

下列符号适用于第 10 章。

A ——开孔削弱所需要的补强截面积, mm^2 。

A_e ——实际补强截面积, mm^2 。

A_1 ——面积系数, 根据图 10-3 的查取结果计算得到, mm^2 。

D ——圆筒中面直径, mm 。

D_i ——圆筒或球壳内直径, mm 。

d ——接管中面直径, mm 。

d_i ——接管内直径, mm 。

d_o ——接管外直径, mm 。

d_{op} ——开孔最大直径, mm 。

g ——接管补强系数。

h ——球壳补强系数。

l ——球壳补强长度, mm 。

l_t ——球壳接管补强长度, mm 。

L_m ——球壳有效补强范围半径, mm 。

R_i ——球壳内半径, mm 。

r_i ——接管内半径, mm 。

S_m^t ——设计温度下壳体材料的许用应力, MPa 。

S_{mt}^t ——设计温度下接管材料的许用应力, MPa 。

α_R ——设计温度下补强金属的平均热膨胀系数, $\text{mm}/\text{mm} \cdot ^\circ\text{C}$ 。

α_v ——设计温度下器壁金属的平均热膨胀系数, $\text{mm}/\text{mm} \cdot ^\circ\text{C}$ 。

δ ——壳体开孔处的计算厚度, mm 。

δ_e ——壳体开孔处的有效厚度, mm 。

δ_{et} ——接管有效厚度, mm 。

δ_n ——壳体开孔处的名义厚度, mm 。

δ_{nt} ——接管名义厚度, mm 。

δ_t ——接管计算厚度, mm 。

ΔT ——从 20°C 到操作温度的温度范围, 或从最低操作温度到最高操作温度之差, 取二者最大值, $^\circ\text{C}$ 。

10.3 通用要求

10.3.1 容器上的开孔宜避开容器焊接接头。

10.3.2 开孔宜采用下列任意一种整体补强形式:

- a) 增加壳体的厚度;
- b) 将厚壁接管或整体补强锻件与壳体焊接, 结构可见附录 B。

10.3.3 补强件材料符合下列要求。

- a) 在设计温度下, 补强材料许用应力宜与壳体材料许用应力相同或相近。补强材料许用应力不宜小于壳体材料许用应力的 80%。



- b) 有效补强范围内,可作为补强用的接管和焊缝金属,应满足公式(10-1)的要求,否则不能作为补强面积使用。

$$|(\alpha_R - \alpha_V)\Delta T| \leq 0.0008 \dots\dots\dots(10-1)$$

壳体、接管或补强件的材料,其标准室温屈服强度 R_{eL} 与标准室温抗拉强度下限值 R_m 之比应满足 $R_{eL}/R_m \leq 0.8$ 。

10.3.4 接管或补强件与壳体应采用全焊透结构,以确保补强结构的整体性,并且焊缝应打磨圆角。

10.4 球壳径向开孔补强设计的分析法

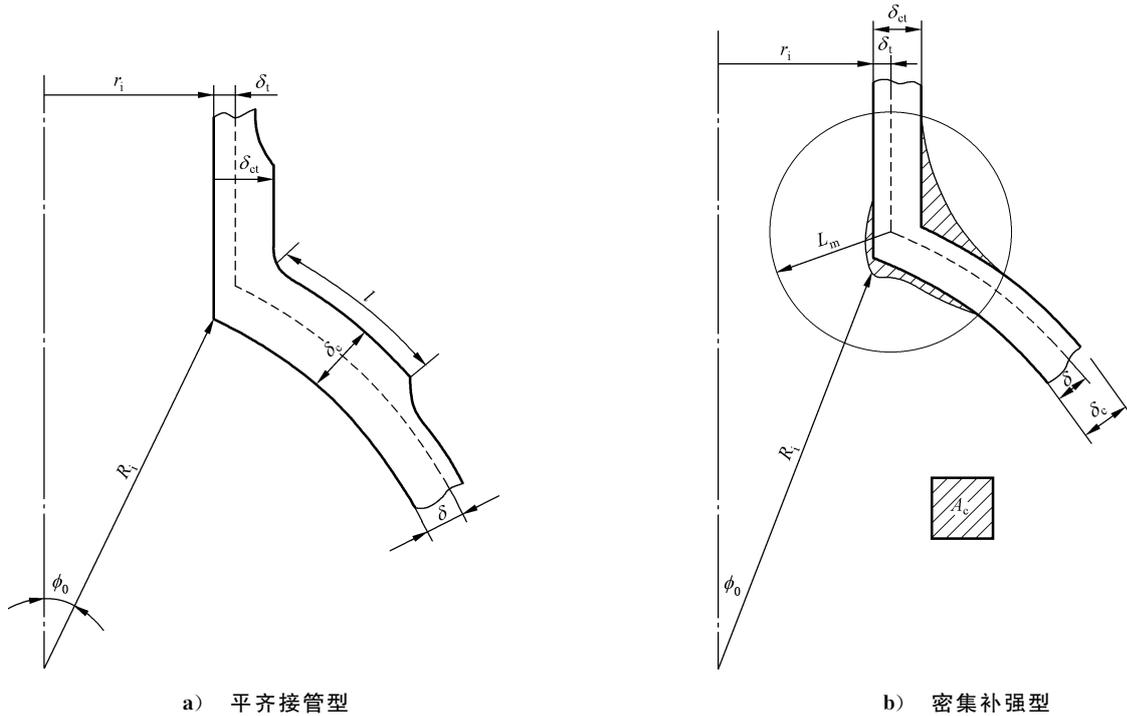


图 10-1 球壳径向开孔的补强型式

如图 10-1 所示,球壳和接管满足设计最小壁厚以及钢材负偏差之外的多余金属厚度 $(\delta_e - \delta)$ 和 $(\delta_{et} - \delta_t)$ 均可作为补强金属,计入补强系数 h 和 g 中。除此之外,有效补强范围半径 L_m 之内的其余金属都可作为实际密集补强面积 A_e 。补强设计步骤如下。

- a) 按公式(10-2)、公式(10-3)计算 δ 、 δ_t ：

$$\delta = \frac{p_c R_i}{2S_m^t} \dots\dots\dots(10-2)$$

$$\delta_t = \frac{p_c r_i}{S_{mt}^t} \dots\dots\dots(10-3)$$

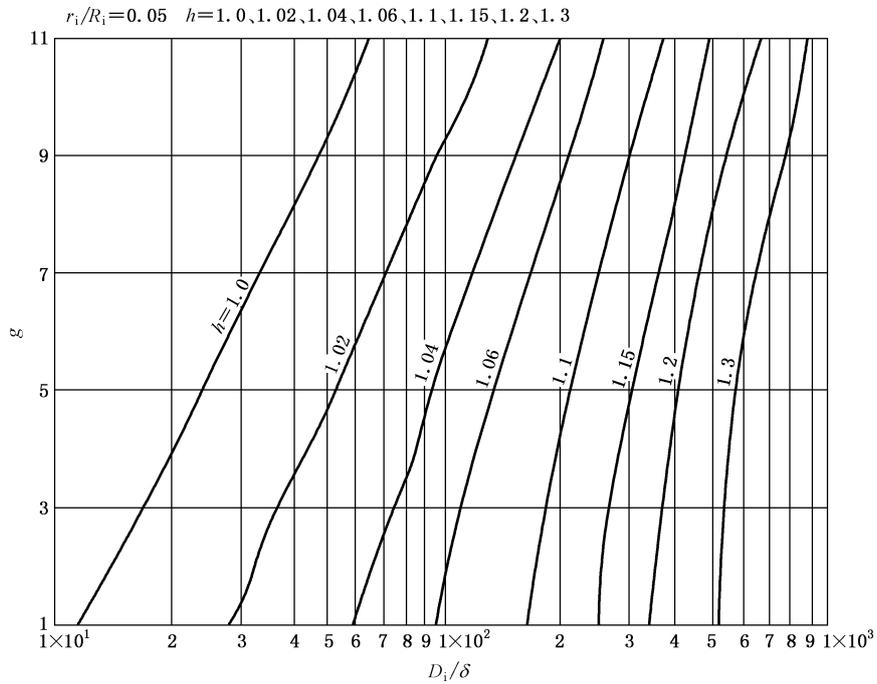
- b) 选择 δ_e , 计算 $h = \delta_e / \delta$, 由 r_i / R_i 、 D_i / δ 和 h 值查图 10-2, 得到 g 值。
 c) 计算 $\delta_{et} = g\delta_t$, 判断采用平齐接管型补强是否合理与可能(图 10-2 中已限制 $\delta_{et} / \delta_e \leq 3$ 值)。如采用平齐接管型的补强方法,加厚部分的接管长度 l_1 应满足 $l_1 \geq \sqrt{d_i \delta_{mt}}$ 。
 d) 如不选平齐接管型补强,可选用密集补强型,由 r_i / R_i 和 h 值查图 10-3, 求得 $g_1 = 1$ 时的 $A_1 / (D_i \delta)$ 值,并由表 10-1 查得相应的 k 值。
 e) 由接管厚度 δ_{et} 计算 $g = \delta_{et} / \delta_t$, 按公式(10-4)计算所需密集补强面积 A ：

$$A = A_1 - k(g - 1) \frac{D_i \delta}{100} \dots\dots\dots(10-4)$$

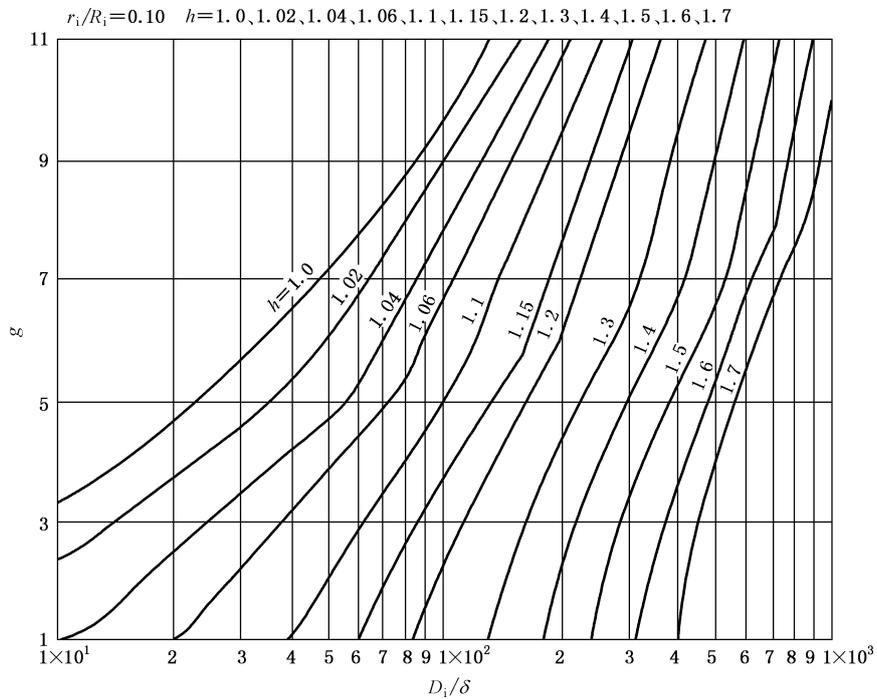
f) 按附录 B 选择整体补强型式,配置补强,按公式(10-5)计算有效补强范围半径 L_m :

$$L_m = 1.26 \left(\frac{\delta}{R_i} \right)^{2/3} (r_i + 0.5R_i) \dots\dots\dots (10-5)$$

g) 按图 10-1 计算实际密集补强面积 A_e ,应满足 $A_e \geq A$ 。



a)



b)

图 10-2 平齐接管型补强设计曲线

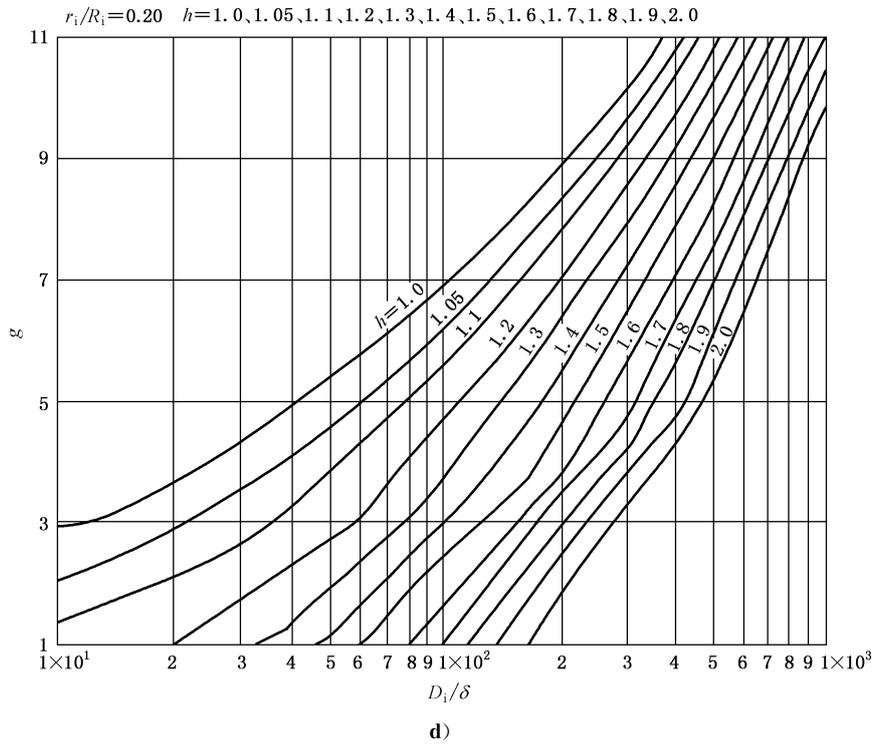
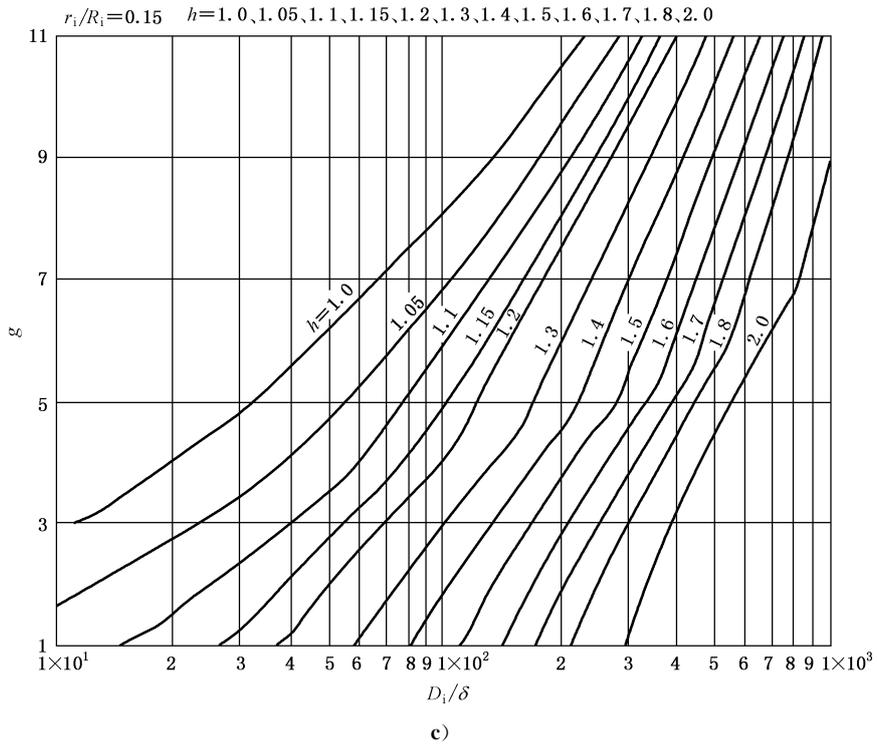
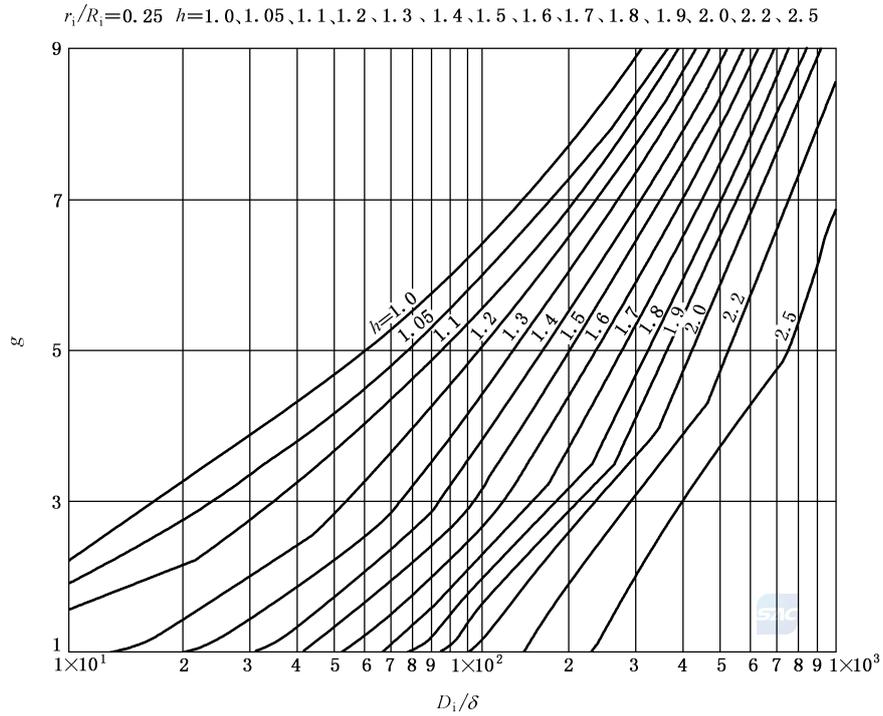
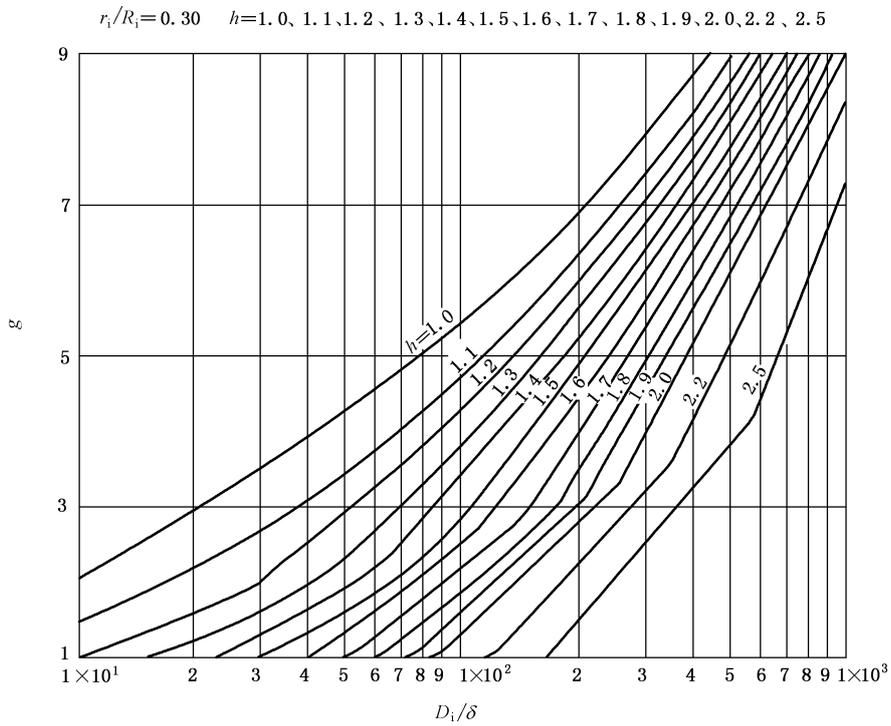


图 10-2 平齐接管型补强设计曲线 (续)



e)



f)

图 10-2 平齐接管型补强设计曲线 (续)

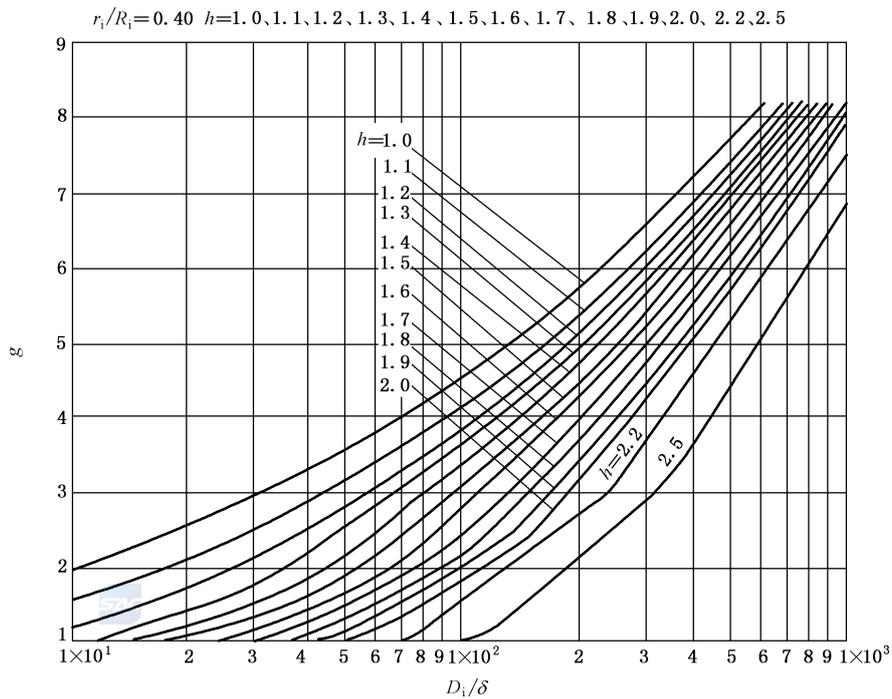
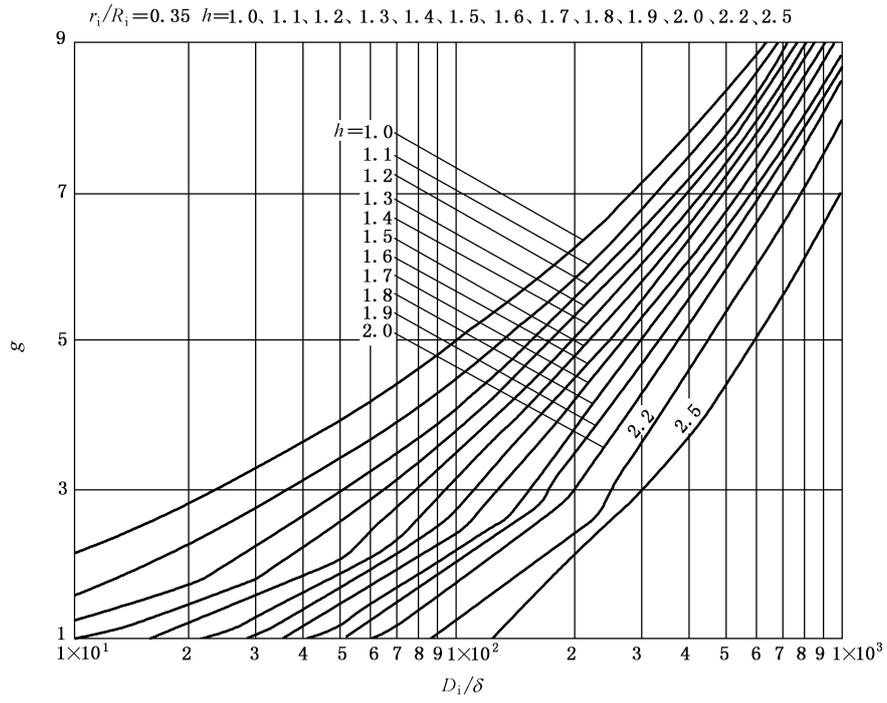


图 10-2 平齐接管型补强设计曲线 (续)

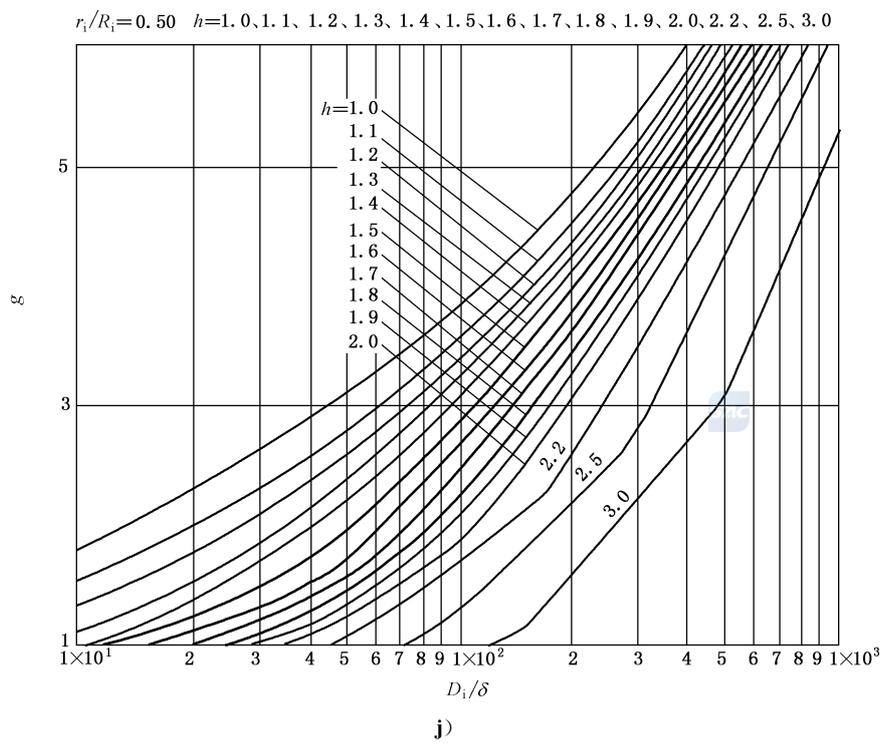
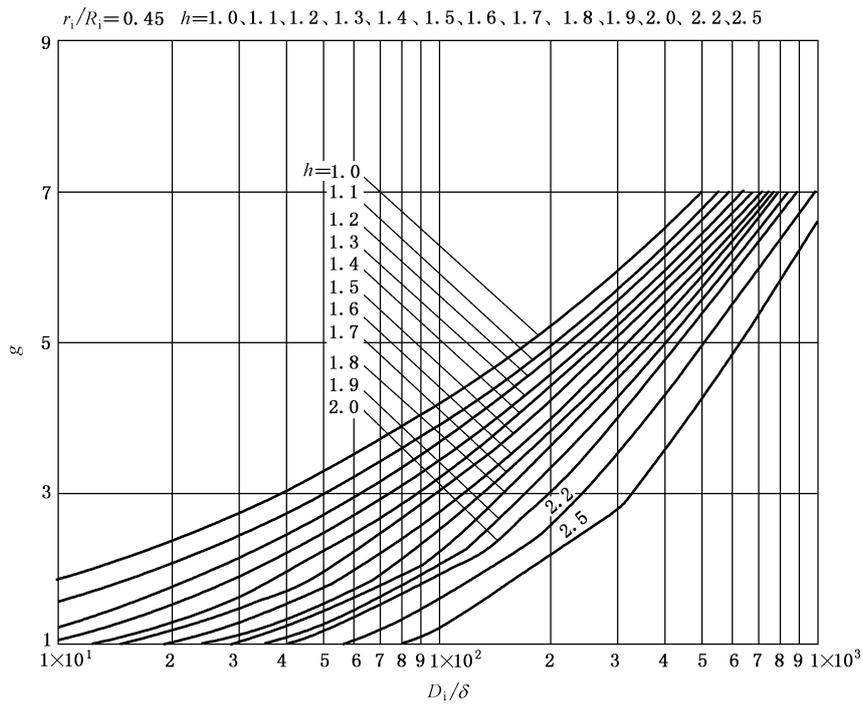
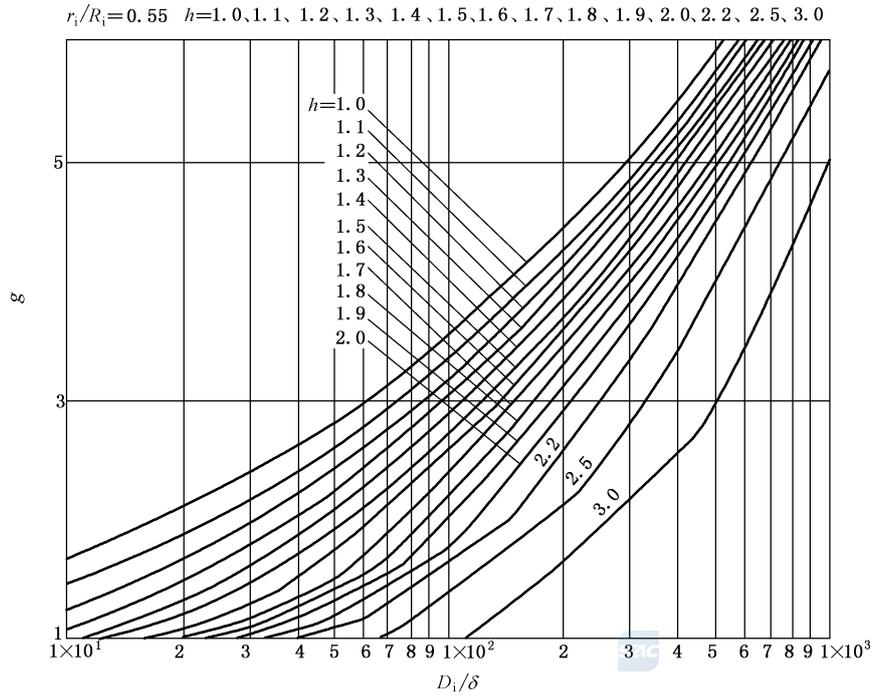
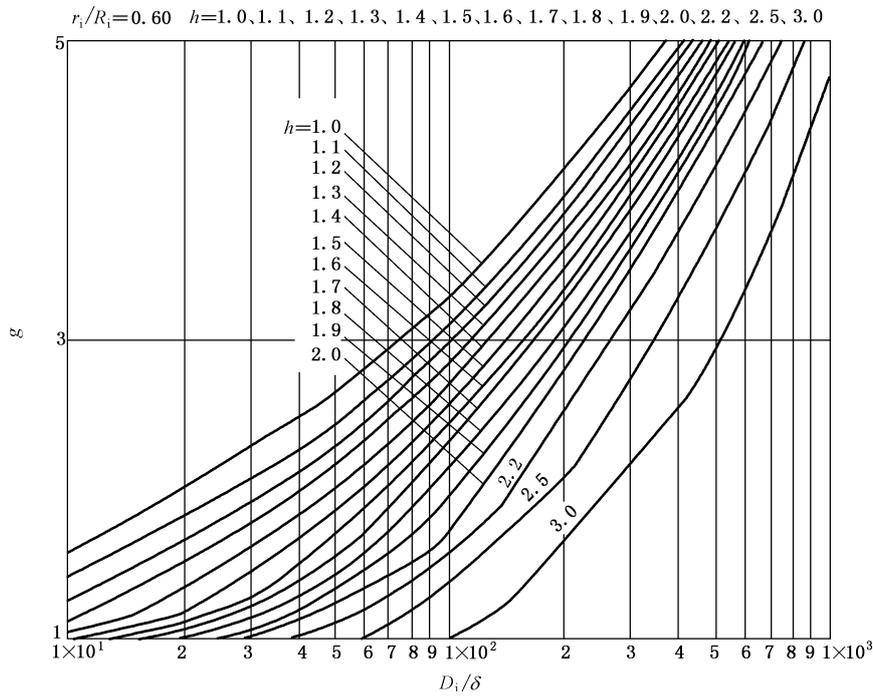


图 10-2 平齐接管型补强设计曲线 (续)



k)



l)

图 10-2 平齐接管型补强设计曲线 (续)

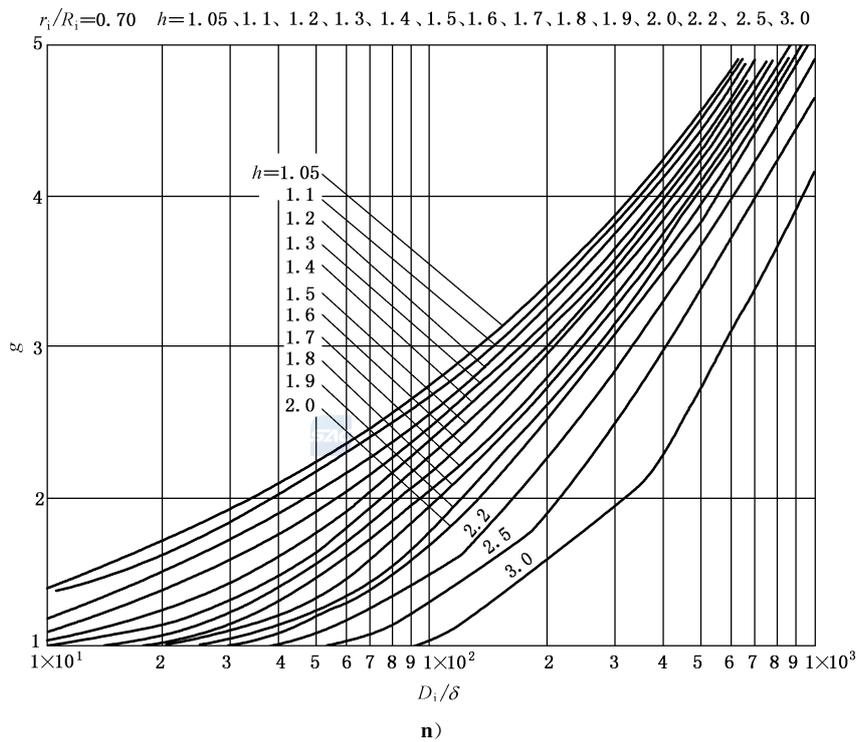
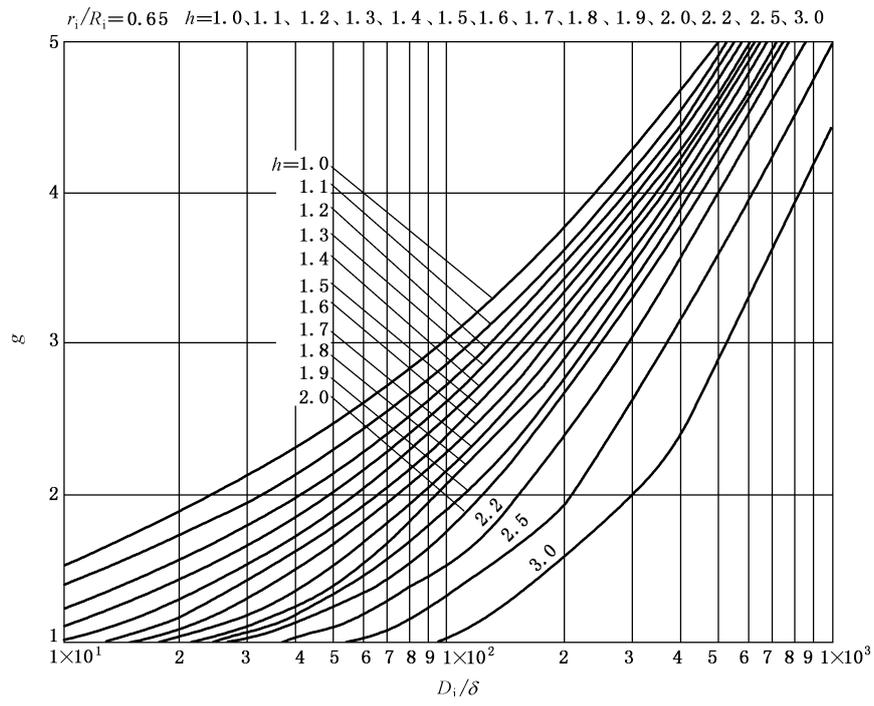


图 10-2 平齐接管型补强设计曲线 (续)

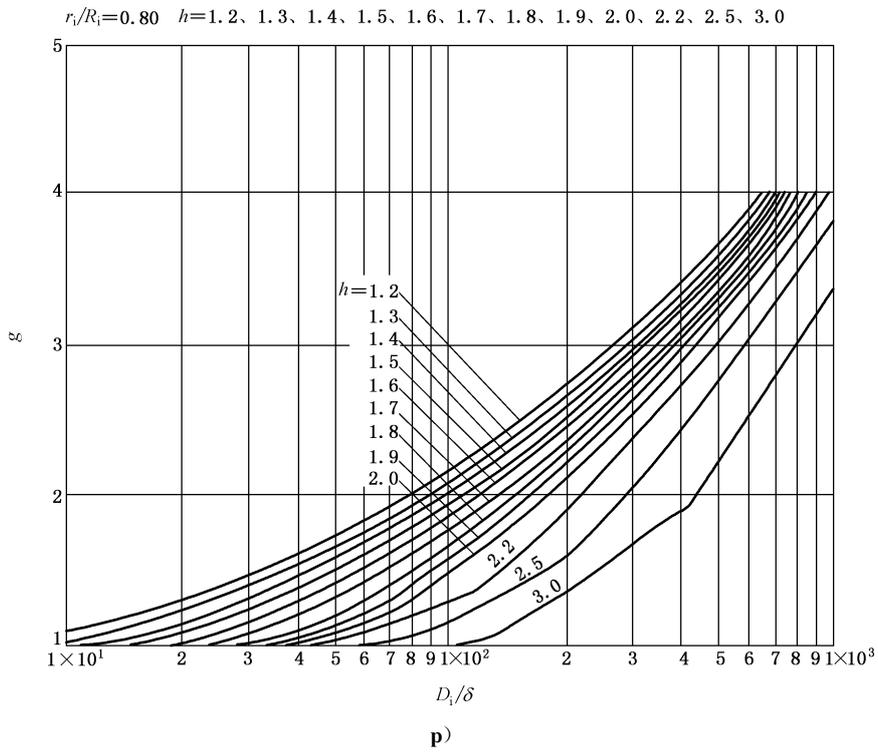
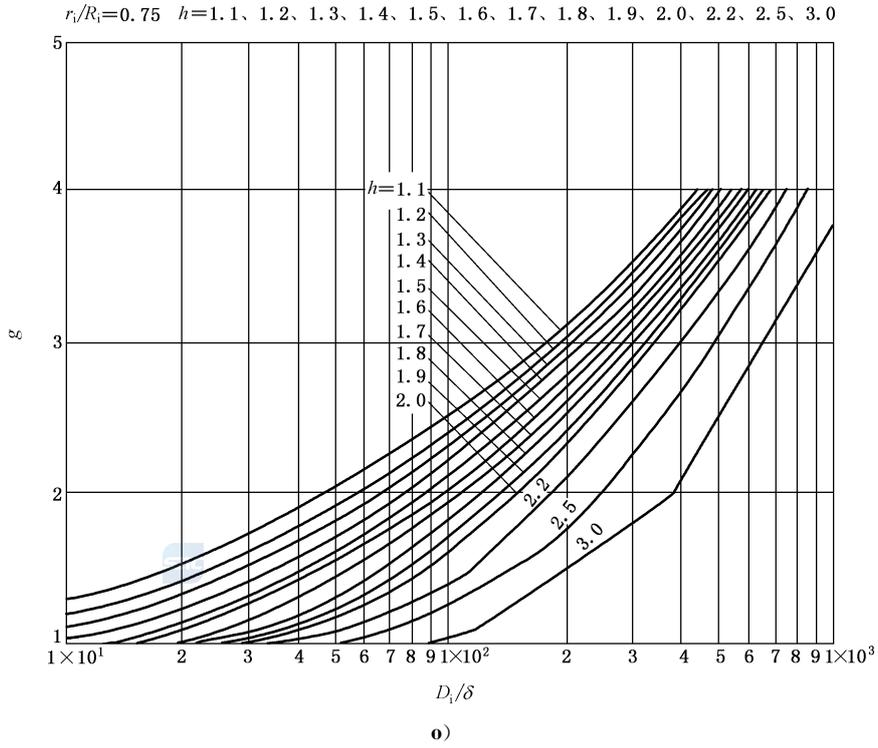


图 10-2 平齐接管型补强设计曲线 (续)

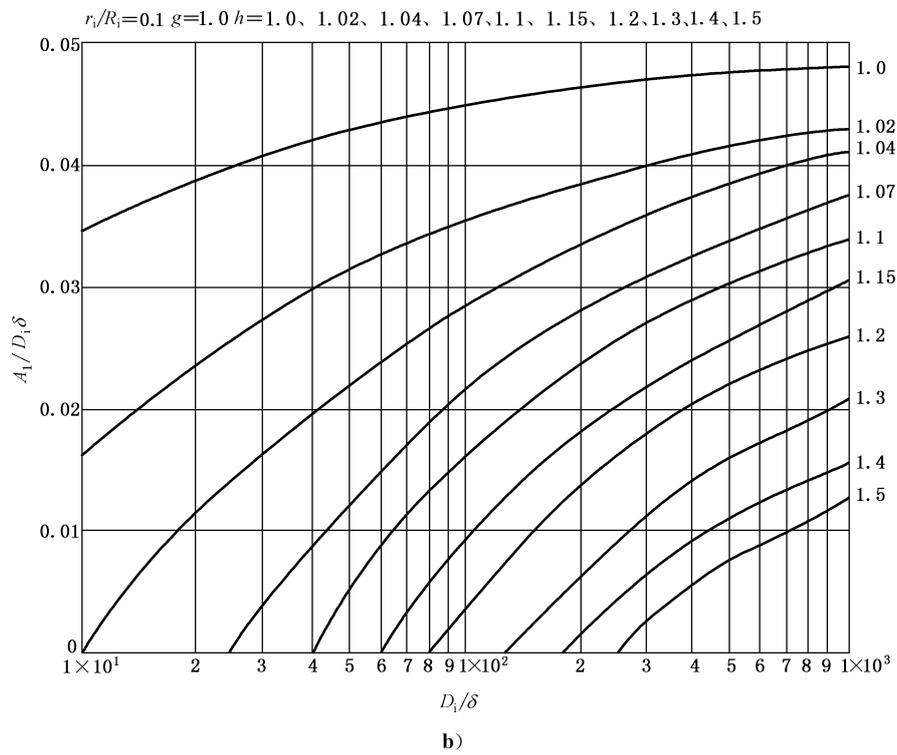
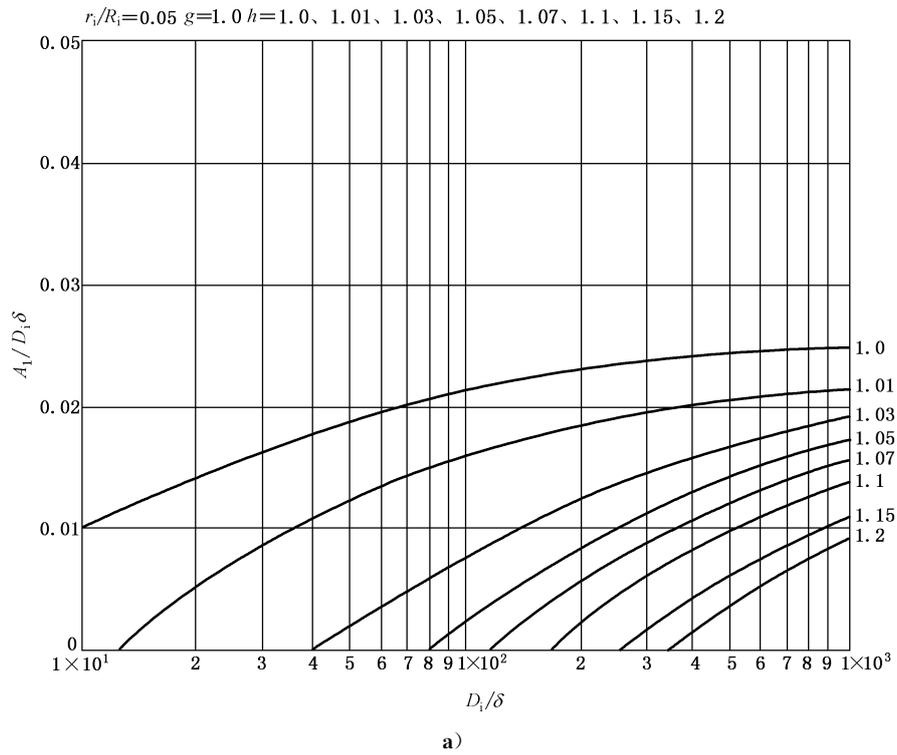


图 10-3 密集补强型补强设计曲线

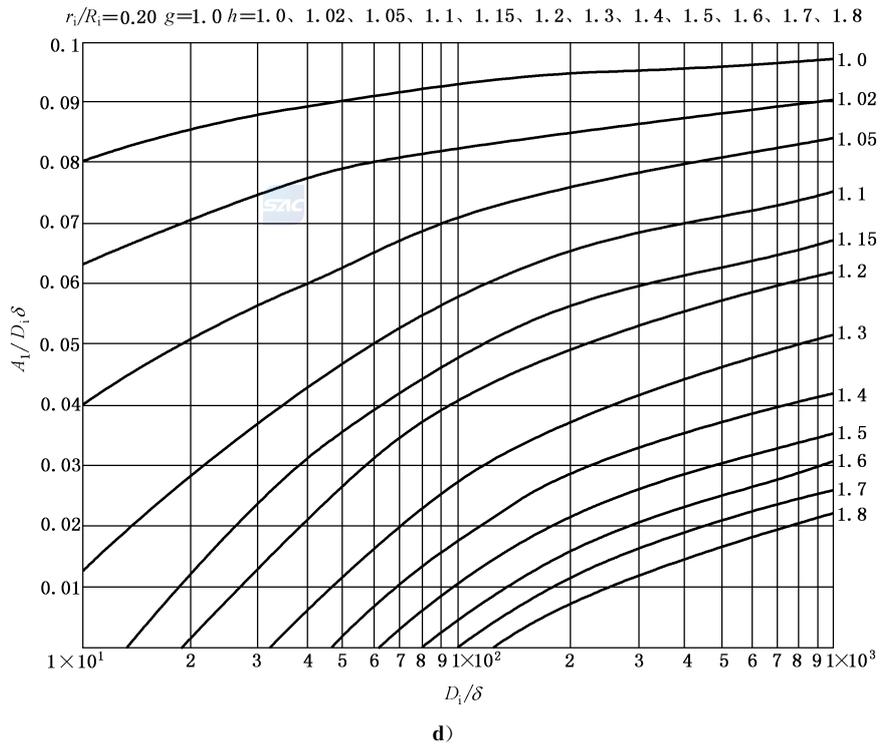
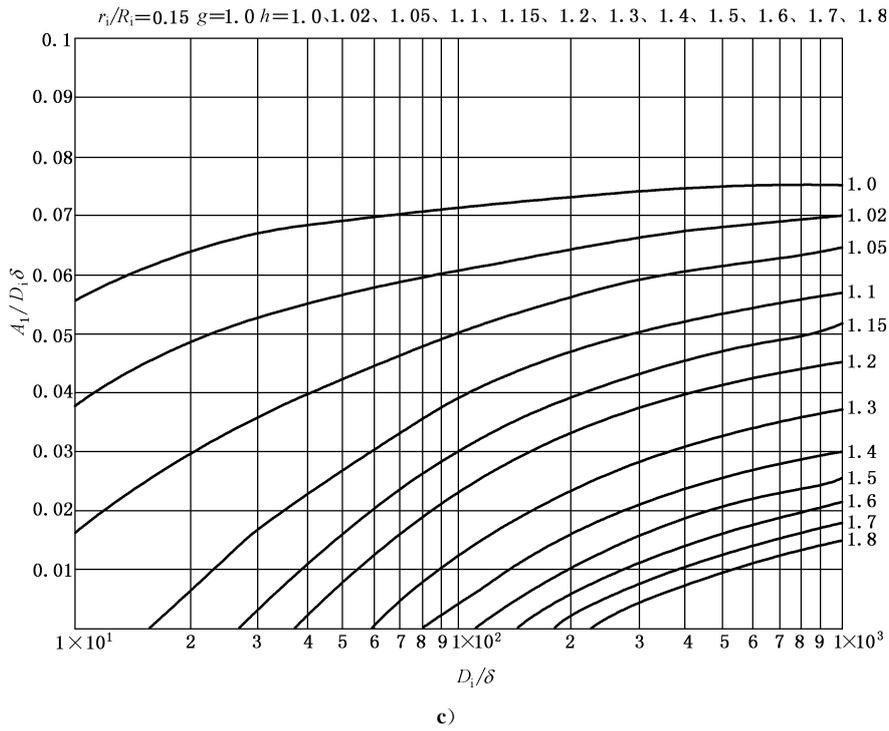
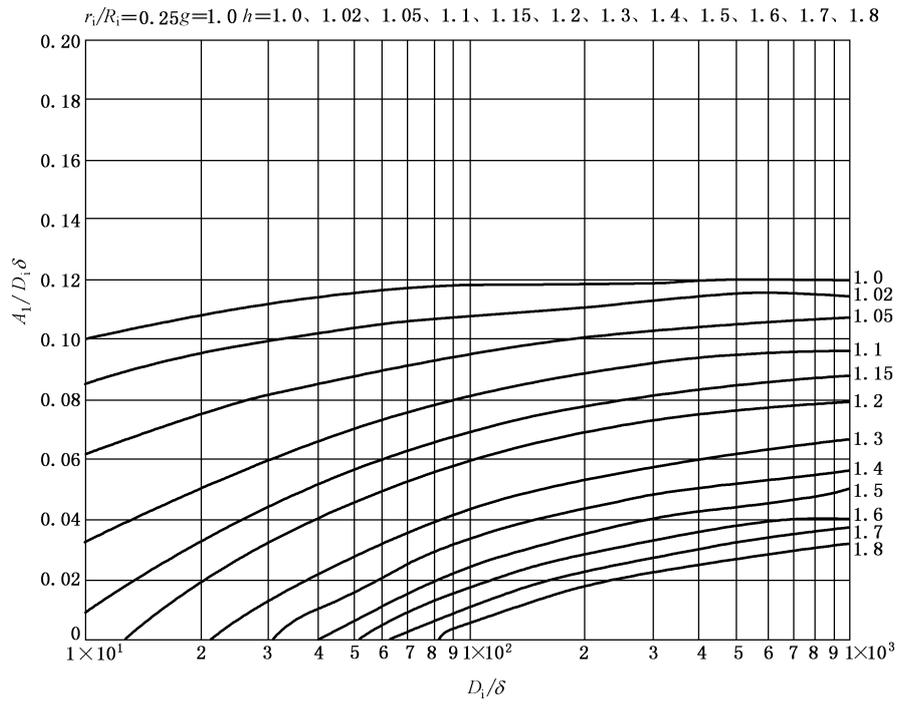
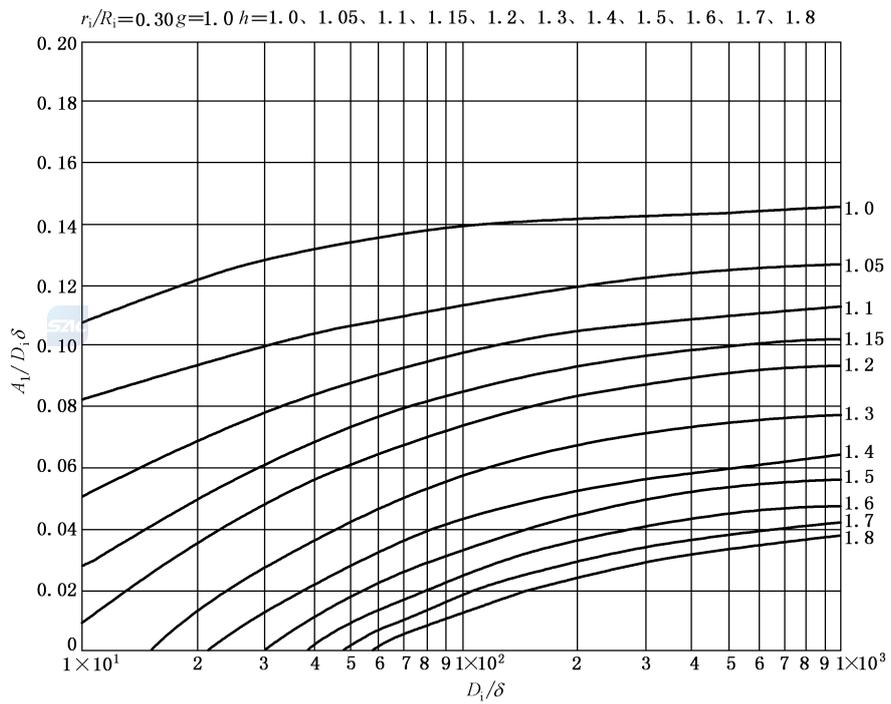


图 10-3 密集补强型补强设计曲线 (续)



e)



f)

图 10-3 密集补强型补强设计曲线 (续)

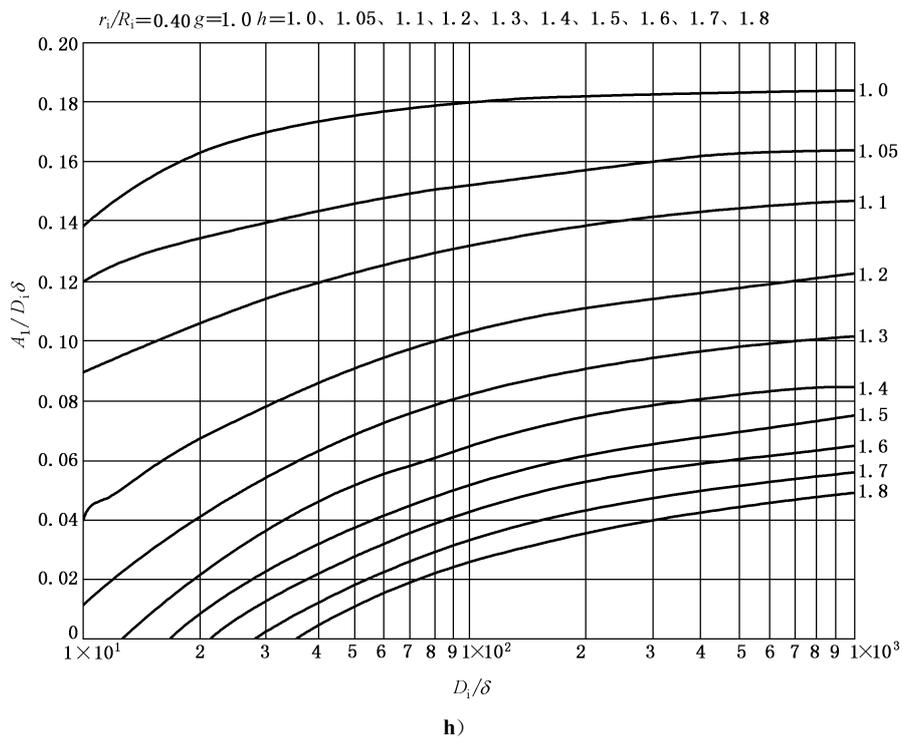
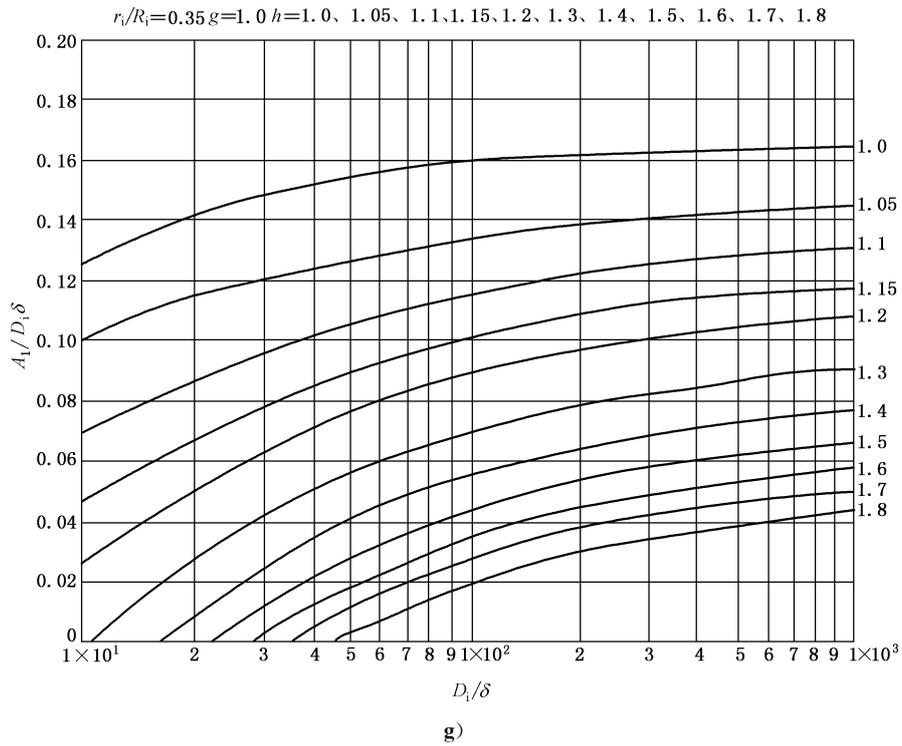


图 10-3 密集补强型补强设计曲线 (续)

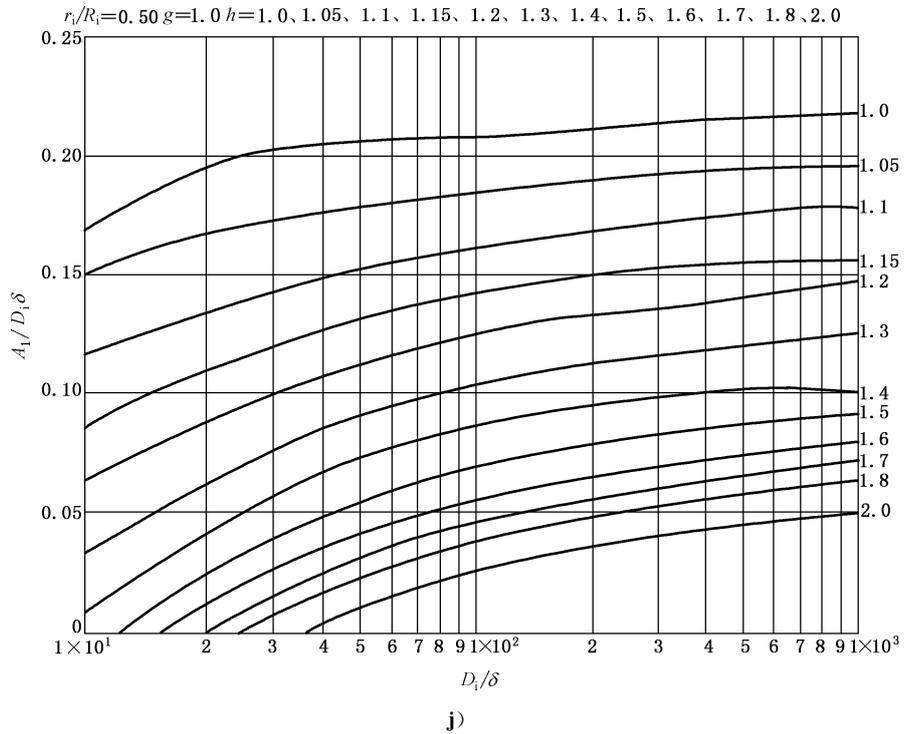
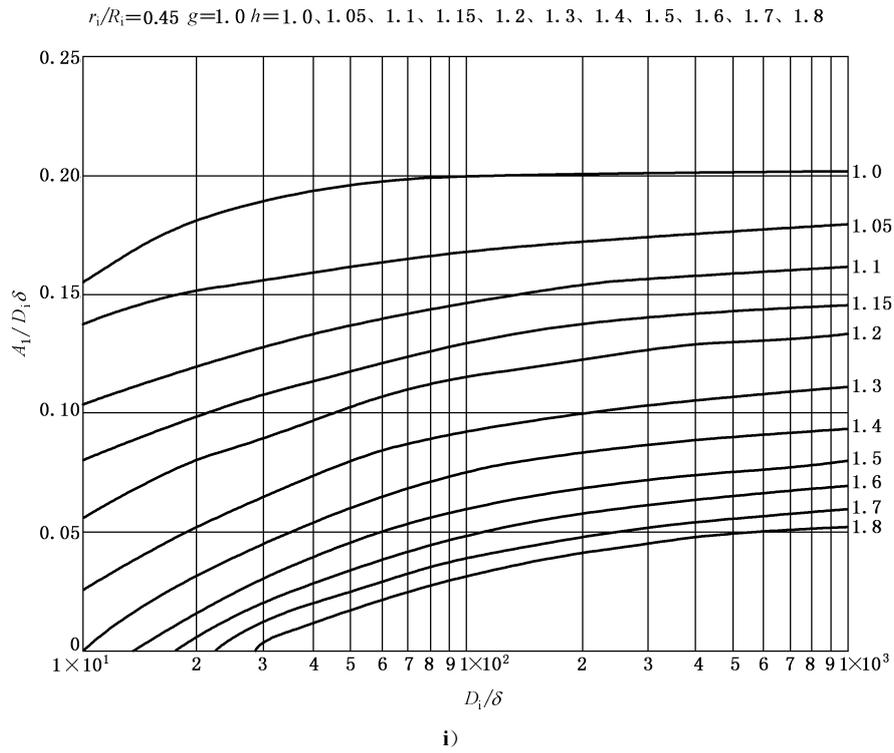


图 10-3 密集补强型补强设计曲线 (续)

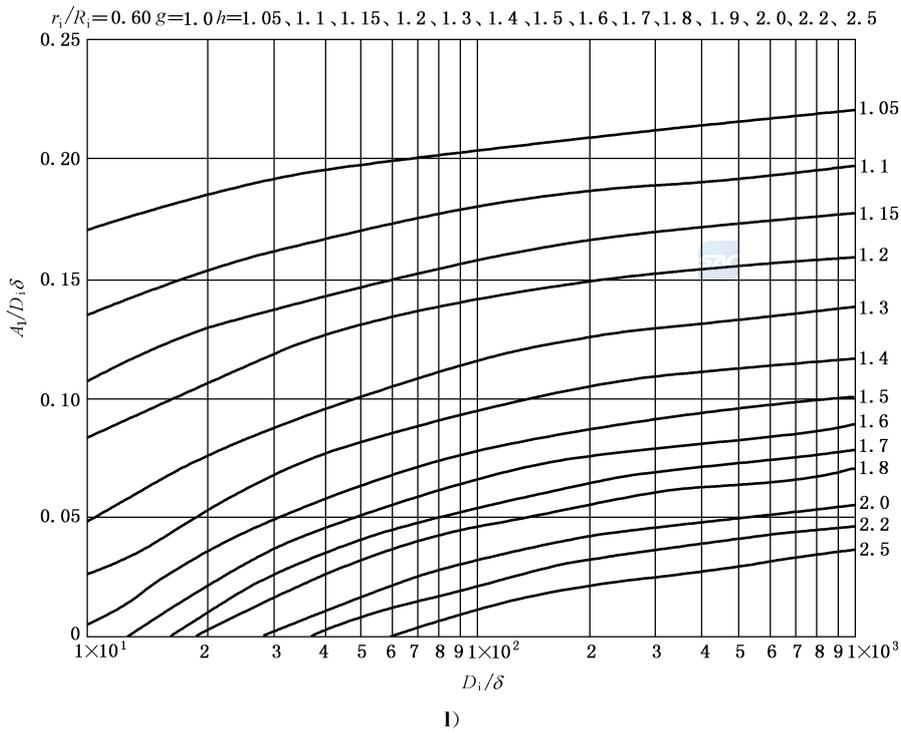
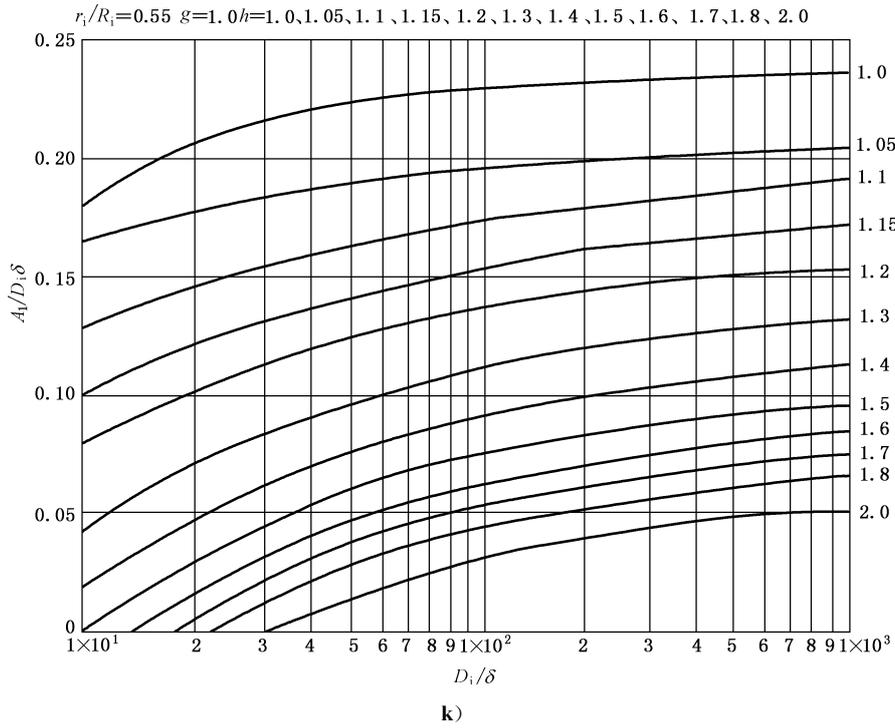


图 10-3 密集补强型补强设计曲线 (续)

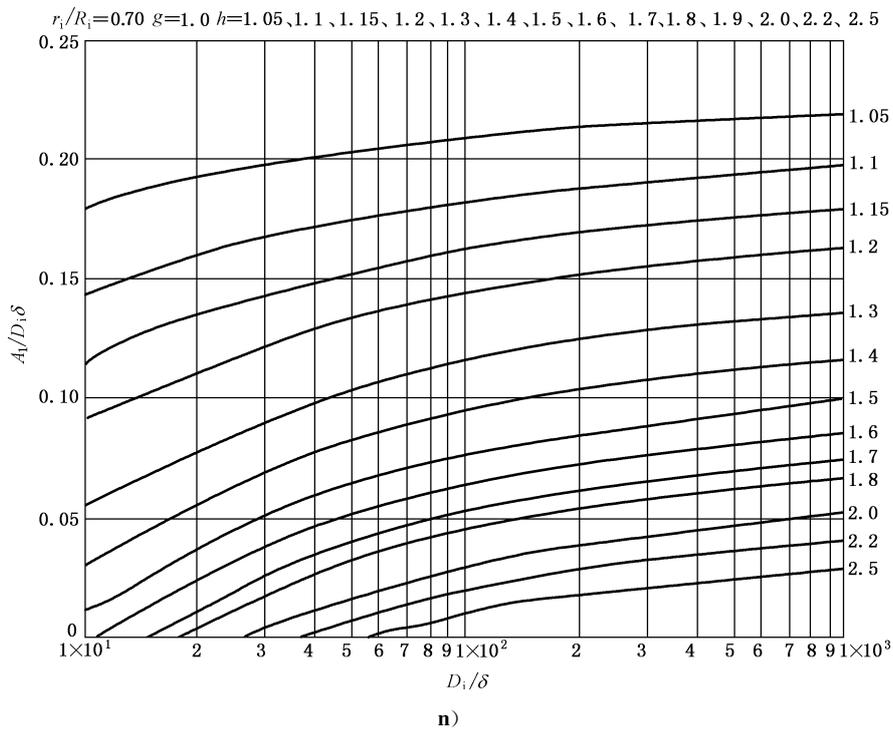
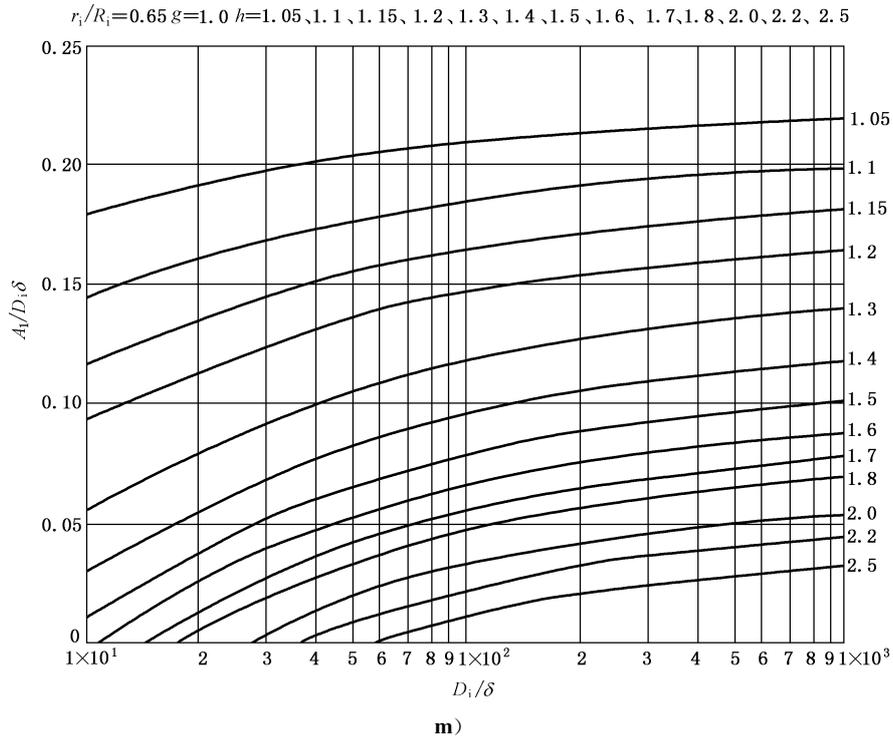
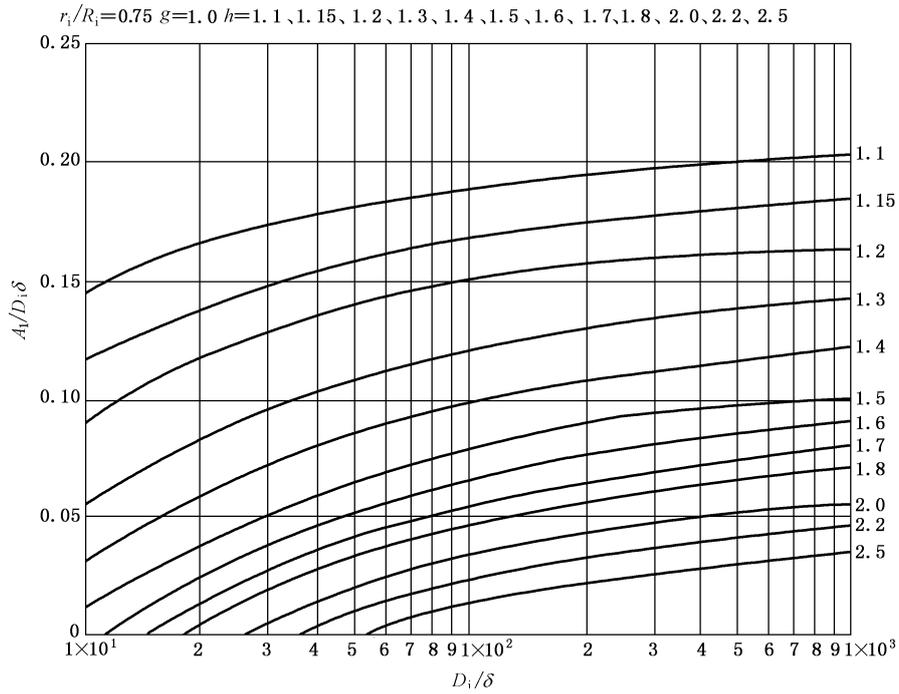
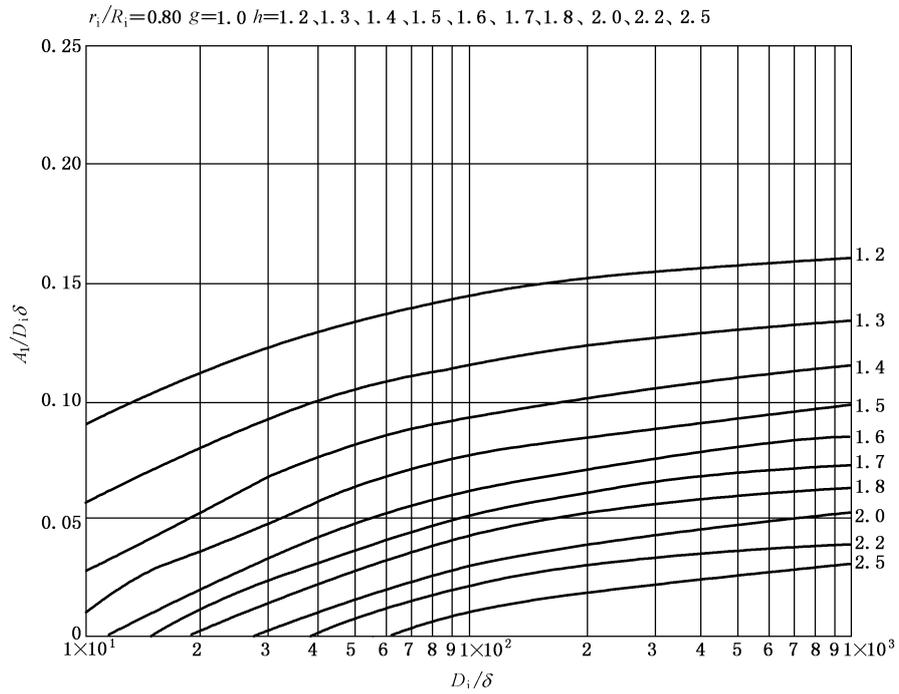


图 10-3 密集补强型补强设计曲线 (续)



o)



p)

图 10-3 密集补强型补强设计曲线 (续)

表 10-1 k 值与 r_i 、 R_i 、 D_i/δ 和 h 的关系

$r_i/R_i=0.050$										
D_i/δ	h									
	1.000	1.020	1.040	1.060	1.100	1.150	1.200			
10.0										
20.0	0.180									
30.0	0.164									
40.0	0.143	0.138								
50.0	0.123	0.114								
60.0	0.112	0.101								
70.0	0.104	0.097								
80.0	0.097	0.094	0.090							
90.0	0.094	0.091	0.088							
100.0	0.090	0.087	0.084							
200.0	0.064	0.062	0.060	0.058	0.055					
300.0	0.052	0.050	0.049	0.047	0.045	0.042				
400.0	0.047	0.046	0.045	0.043	0.041	0.039	0.036			
500.0	0.042	0.041	0.040	0.039	0.037	0.035	0.033			
600.0	0.039	0.038	0.037	0.036	0.034	0.032	0.030			
$r_i/R_i=0.100$										
D_i/δ	h									
	1.000	1.020	1.050	1.070	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500
10.0										
20.0	0.750	0.715								
30.0	0.661	0.623	0.597							
40.0	0.574	0.547	0.521							
50.0	0.493	0.472	0.442	0.422						
60.0	0.451	0.428	0.417	0.405	0.387					
70.0	0.418	0.398	0.387	0.375	0.359					
80.0	0.391	0.362	0.352	0.337	0.313					
90.0	0.380	0.353	0.344	0.330	0.308					
100.0	0.360	0.336	0.327	0.314	0.293					
200.0	0.255	0.249	0.241	0.235	0.227	0.213	0.200	0.175		
300.0	0.207	0.203	0.197	0.193	0.187	0.176	0.165	0.145	0.128	0.113
400.0	0.188	0.186	0.182	0.178	0.173	0.164	0.154	0.136	0.120	0.106
500.0	0.168	0.167	0.163	0.161	0.156	0.148	0.140	0.123	0.109	0.096
600.0	0.155	0.154	0.152	0.149	0.145	0.137	0.130	0.114	0.101	0.089

表 10-1 k 值与 r_i 、 R_i 、 D_i/δ 和 h 的关系 (续)

$r_i/R_i=0.150$											
D_i/δ	h										
	1.000	1.020	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500		
10.0	1.700	1.625	1.579	1.669							
20.0	1.496	1.375	1.276	1.120							
30.0	1.299	1.205	1.111	1.031							
40.0	1.116	1.085	1.034	0.965	0.900						
50.0	1.020	0.970	0.948	0.886	0.827	0.772					
60.0	0.944	0.903	0.879	0.823	0.770	0.719					
70.0	0.883	0.851	0.824	0.773	0.723	0.676	0.590				
80.0	0.858	0.830	0.805	0.758	0.711	0.666	0.584				
90.0	0.814	0.790	0.766	0.722	0.678	0.635	0.557				
100.0	0.575	0.564	0.550	0.523	0.493	0.463	0.408	0.359	0.317		
200.0	0.467	0.461	0.452	0.431	0.407	0.383	0.337	0.297	0.263		
300.0	0.425	0.422	0.416	0.398	0.377	0.356	0.314	0.277	0.245		
400.0	0.380	0.379	0.374	0.359	0.340	0.321	0.283	0.250	0.221		
500.0	0.350	0.350	0.347	0.333	0.315	0.297	0.263	0.232	0.205		
600.0											
$r_i/R_i=0.200$											
D_i/δ	h										
	1.000	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800
10.0											
20.0	3.267	2.813	2.460	2.122							
30.0	2.675	2.431	2.289	2.127	1.978						
40.0	2.320	1.997	1.859	1.731	1.630						
50.0	1.995	1.853	1.738	1.626	1.519						
60.0	1.823	1.699	1.597	1.495	1.398	1.223					
70.0	1.686	1.578	1.484	1.391	1.302	1.140	1.001				
80.0	1.576	1.479	1.394	1.307	1.224	1.072	0.942				
90.0	1.532	1.445	1.367	1.285	1.206	1.060	0.933				
100.0	1.454	1.375	1.302	1.225	1.150	1.010	0.890	0.711			
200.0	1.026	0.989	0.941	0.888	0.835	0.735	0.648	0.573	0.509	0.454	0.407
300.0	0.832	0.811	0.774	0.731	0.687	0.605	0.534	0.472	0.419	0.374	0.336
400.0	0.707	0.704	0.684	0.660	0.635	0.561	0.495	0.439	0.390	0.349	0.313
500.0	0.632	0.633	0.615	0.593	0.571	0.504	0.446	0.395	0.351	0.314	0.282
600.0	0.585	0.582	0.569	0.549	0.529	0.467	0.412	0.366	0.325	0.290	0.261

表 10-1 k 值与 r_i 、 R_i 、 D_i/δ 和 h 的关系 (续)

$r_i/R_i=0.250$											
D_i/δ	H										
	1.000	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800
10.0	7.188	6.840									
20.0	5.140	4.519	4.066								
30.0	4.204	3.849	3.606	3.358	3.128						
40.0	3.644	3.367	3.147	2.935	2.736	2.383					
50.0	3.134	2.914	2.741	2.568	2.403	2.103					
60.0	2.862	2.672	2.518	2.361	2.210	1.936	1.701				
70.0	2.647	2.481	2.340	2.196	2.057	1.803	1.584	1.398			
80.0	2.474	2.327	2.197	2.062	1.932	1.694	1.489	1.315	1.174		
90.0	2.187	2.103	2.035	1.946	1.861	1.670	1.471	1.301	1.130	0.964	
100.0	2.075	1.999	1.936	1.853	1.772	1.591	1.402	1.240	1.029	0.798	
200.0	1.465	1.431	1.392	1.335	1.280	1.151	1.015	0.898	0.799	0.713	0.640
300.0	1.189	1.171	1.141	1.095	1.050	0.946	0.834	0.738	0.656	0.586	0.526
400.0	1.003	0.975	0.940	0.903	0.869	0.808	0.740	0.682	0.608	0.543	0.488
500.0	0.896	0.874	0.843	0.811	0.780	0.726	0.665	0.613	0.546	0.488	0.439
600.0	0.826	0.807	0.779	0.749	0.721	0.671	0.615	0.567	0.505	0.452	0.406
$r_i/R_i=0.300$											
D_i/δ	H										
	1.000	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800
10.0	8.980	8.400									
20.0	7.200	6.952	6.690	6.334	5.898	5.492					
30.0	6.087	5.641	5.224	4.872	4.542	3.955					
40.0	5.273	4.868	4.559	4.257	3.971	3.462	3.031				
50.0	4.173	3.972	3.818	3.644	3.483	3.050	2.681	2.243			
60.0	3.812	3.641	3.504	3.348	3.201	2.805	2.466	2.178	1.978		
70.0	3.527	3.378	3.254	3.111	2.977	2.610	2.295	2.027	1.890		
80.0	3.296	3.166	3.052	2.920	2.794	2.451	2.155	1.904	1.690	1.490	
90.0	2.898	2.754	2.633	2.521	2.415	2.231	2.044	1.879	1.651	1.420	
100.0	2.750	2.617	2.503	2.398	2.297	2.124	1.947	1.789	1.591	1.352	
200.0	1.944	1.864	1.788	1.716	1.646	1.526	1.402	1.290	1.148	1.026	0.921
300.0	1.579	1.521	1.460	1.402	1.346	1.250	1.148	1.058	0.941	0.841	0.756
400.0	1.355	1.285	1.217	1.157	1.104	1.014	0.937	0.872	0.812	0.751	0.698
500.0	1.212	1.151	1.090	1.037	0.990	0.910	0.841	0.783	0.728	0.674	0.627
600.0	1.117	1.062	1.006	0.957	0.914	0.840	0.777	0.723	0.673	0.623	0.580

表 10-1 k 值与 r_i 、 R_i 、 D_i/δ 和 h 的关系 (续)

$r_i/R_i=0.350$											
D_i/δ	H										
	1.000	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800
10.0		12.231	11.220	10.345							
20.0		10.200	9.580	9.021	8.659	8.072	7.521				
30.0	8.153	7.700	7.142	6.665	6.215	5.416	4.742				
40.0	7.061	6.647	6.231	5.819	5.430	4.735	4.148	3.654			
50.0	5.246	4.966	4.745	4.541	4.355	4.002	3.660	3.321			
60.0	4.796	4.547	4.348	4.165	3.996	3.675	3.364	2.972	2.567		
70.0	4.439	4.214	4.033	3.865	3.710	3.415	3.127	2.764	2.455	2.101	
80.0	4.151	3.946	3.778	3.622	3.479	3.204	2.935	2.594	2.224	2.057	
90.0	3.729	3.497	3.294	3.119	2.969	2.720	2.510	2.333	2.112	1.854	
100.0	3.540	3.322	3.129	2.964	2.822	2.586	2.387	2.220	2.055	1.783	1.420
200.0	2.505	2.358	2.225	2.110	2.012	1.847	1.709	1.592	1.476	1.366	1.249
300.0	2.035	1.920	1.812	1.720	1.640	1.508	1.396	1.301	1.207	1.118	1.023
400.0	1.772	1.655	1.548	1.454	1.372	1.238	1.134	1.051	0.978	0.914	0.860
500.0	1.585	1.481	1.386	1.302	1.229	1.109	1.016	0.942	0.877	0.820	0.772
600.0	1.461	1.366	1.278	1.201	1.134	1.023	0.938	0.869	0.809	0.757	0.713
$r_i/R_i=0.400$											
D_i/δ	H										
	1.000	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800
10.0											
20.0		11.900	11.200	10.500	9.880	9.060	8.262				
30.0	9.832	9.310	8.936	8.540	8.143	7.097	6.217				
40.0	8.531	8.103	7.784	7.447	7.108	6.199	5.342	4.788			
50.0	6.472	6.074	5.722	5.428	5.179	4.763	4.411	4.021	3.762		
60.0	5.921	5.556	5.237	4.970	4.744	4.386	4.048	3.738	3.453	3.111	
70.0	5.483	5.146	4.852	4.607	4.399	4.053	3.759	3.472	3.204	2.920	
80.0	5.129	4.814	4.542	4.313	4.120	3.798	3.524	3.256	3.006	2.685	2.400
90.0	4.697	4.356	4.065	3.813	3.595	3.237	2.967	2.748	2.557	2.340	2.121
100.0	4.460	4.136	3.860	3.622	3.415	3.076	2.820	2.613	2.431	2.245	2.020
200.0	3.159	2.930	2.737	2.570	2.425	2.188	2.009	1.865	1.738	1.629	1.525
300.0	2.568	2.382	2.226	2.091	1.974	1.783	1.638	1.522	1.419	1.331	1.246
400.0	2.266	2.090	1.932	1.799	1.687	1.501	1.355	1.240	1.148	1.071	1.004
500.0	2.027	1.870	1.729	1.610	1.509	1.344	1.213	1.111	1.029	0.960	0.900
600.0	1.869	1.724	1.594	1.485	1.392	1.240	1.119	1.025	0.949	0.886	0.831

表 10-1 k 值与 r_i 、 R_i 、 D_i/δ 和 h 的关系 (续)

$r_i/R_i=0.450$												
D_i/δ	H											
	1.000	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800	2.000
10.0												
20.0		13.200	12.300	11.410	10.550	10.120	9.620					
30.0		11.190	10.760	10.410	9.955	9.556	8.796	7.880	6.872			
40.0	9.880	9.380	8.942	8.460	8.021	7.673	6.879	6.064	5.377			
50.0	7.901	7.349	6.842	6.430	6.075	5.510	5.085	4.562	4.182	3.982		
60.0	7.231	6.719	6.256	5.881	5.559	5.045	4.659	4.333	4.010	3.723		
70.0	6.699	6.219	5.793	5.447	5.150	4.676	4.321	4.021	3.764	3.450		
80.0	6.268	5.816	5.418	5.096	4.819	4.378	4.047	3.768	3.528	3.273		
90.0	5.821	5.371	4.961	4.605	4.308	3.836	3.467	3.179	2.948	2.750	2.482	
100.0	5.528	5.099	4.710	4.372	4.090	3.643	3.293	3.020	2.802	2.620	2.390	
200.0	3.918	3.608	3.334	3.097	2.899	2.585	2.339	2.148	1.996	1.868	1.752	1.559
300.0	3.185	2.933	2.710	2.518	2.357	2.103	1.904	1.750	1.626	1.524	1.430	1.273
400.0	2.828	2.594	2.388	2.209	2.053	1.800	1.611	1.460	1.336	1.237	1.155	1.023
500.0	2.530	2.320	2.136	1.976	1.837	1.611	1.442	1.307	1.196	1.108	1.034	0.916
600.0	2.333	2.139	1.970	1.822	1.694	1.486	1.330	1.205	1.103	1.022	0.954	0.846
$r_i/R_i=0.500$												
D_i/δ	H											
	1.000	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800	2.000
10.0												
20.0		15.200	14.320	13.170	12.380	11.880	11.090	10.100				
30.0		13.700	12.780	12.020	11.360	10.810	10.010	9.329				
40.0		11.930	11.150	10.420	9.860	9.390	8.707	8.130	7.482	6.637		
50.0	9.513	8.830	8.160	7.585	7.086	6.348	5.776	5.023	4.761	4.410		
60.0	8.710	8.070	7.458	6.934	6.479	5.807	5.286	4.897	4.562	4.231		
70.0	8.071	7.468	6.903	6.418	5.998	5.379	4.898	4.539	4.247	3.834	3.321	
80.0	7.554	6.983	6.455	6.003	5.610	5.032	4.585	4.250	3.977	3.528	3.030	
90.0	7.073	6.507	5.987	5.538	5.148	4.502	4.038	3.667	3.364	3.012	2.765	
100.0	6.717	6.176	5.683	5.257	4.887	4.275	3.834	3.483	3.195	2.867	2.540	2.210
200.0	4.764	4.368	4.020	3.720	3.459	3.028	2.718	2.471	2.270	2.112	1.979	1.759
300.0	3.874	3.549	3.267	3.023	2.812	2.462	2.211	2.011	1.848	1.720	1.612	1.435
400.0	3.456	3.157	2.898	2.673	2.477	2.153	1.897	1.708	1.554	1.426	1.318	1.157
500.0	3.092	2.824	2.592	2.391	2.216	1.926	1.697	1.528	1.390	1.276	1.180	1.036
600.0	2.851	2.604	2.390	2.205	2.043	1.776	1.565	1.409	1.282	1.177	1.089	0.956

表 10-1 k 值与 r_i 、 R_i 、 D_i/δ 和 h 的关系 (续)

$r_i/R_i=0.550$													
D_i/δ	H												
	1.000	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800	2.000	
10.0													
20.0		16.900	16.170	15.740	15.150	14.460	13.970						
30.0		15.140	14.630	13.970	13.040	12.240	11.110	10.330	9.834				
40.0		13.060	12.530	12.110	11.300	10.610	9.647	8.983	8.433	7.892	7.340		
50.0		11.320	10.480	9.626	8.915	8.301	7.293	6.569	6.022	5.420	4.876		
60.0		10.370	9.576	8.796	8.148	7.587	6.667	6.008	5.498	4.882	4.452		
70.0	9.609	8.861	8.140	7.540	7.022	6.172	5.564	5.093	4.575	4.230	3.945		
80.0	8.994	8.285	7.610	7.050	6.566	5.773	5.205	4.766	4.423	4.147	3.761		
90.0	8.467	7.772	7.119	6.568	6.089	5.300	4.679	4.211	3.923	3.563	3.210		
100.0	8.042	7.376	6.757	6.234	5.780	5.031	4.442	3.998	3.648	3.232	2.912	2.450	
200.0	5.704	5.216	4.778	4.409	4.089	3.561	3.145	2.833	2.587	2.384	2.217	1.962	
300.0	4.639	4.237	3.882	3.582	3.322	2.894	2.557	2.304	2.104	1.940	1.804	1.598	
400.0	4.151	3.784	3.461	3.186	2.947	2.551	2.239	1.988	1.793	1.638	1.508	1.304	
500.0	3.714	3.385	3.095	2.850	2.636	2.282	2.003	1.779	1.605	1.466	1.349	1.167	
600.0	3.425	3.121	2.854	2.627	2.430	2.104	1.847	1.640	1.480	1.352	1.244	1.076	
$r_i/R_i=0.600$													
D_i/δ	H												
	1.150	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800	2.000	2.200	2.500
10.0													
20.0		18.200	17.520	16.560	15.230	14.120	12.670	11.300					
30.0		16.910	16.230	15.030	13.970	12.400	11.340	10.280					
40.0		15.100	14.070	13.020	12.110	10.750	9.844	9.000	8.210				
50.0		12.670	11.290	10.400	9.626	8.413	7.464	6.610	6.120				
60.0		11.240	10.320	9.506	8.796	7.689	6.823	6.177	5.672	5.230			
70.0		10.400	9.545	8.797	8.140	7.116	6.316	5.719	5.260	4.910			
80.0	9.726	8.924	8.225	7.610	6.654	5.907	5.349	4.921	4.573	4.102			
90.0	9.168	8.391	7.714	7.119	6.172	5.428	4.852	4.330	3.890	3.342	2.876		
100.0	8.702	7.965	7.321	6.757	5.858	5.153	4.587	4.050	3.533	2.975	2.430		
200.0	6.153	5.632	5.177	4.778	4.144	3.646	3.247	2.933	2.690	2.486	2.172	1.946	
300.0	4.999	4.575	4.206	3.882	3.367	2.963	2.639	2.384	2.187	2.022	1.768	1.585	1.371
400.0	4.477	4.092	3.756	3.461	2.987	2.614	2.314	2.069	1.870	1.714	1.470	1.290	1.102
500.0	4.004	3.660	3.359	3.095	2.672	2.338	2.070	1.851	1.673	1.534	1.316	1.155	0.987
600.0	3.691	3.374	3.097	2.854	2.463	2.156	1.908	1.707	1.543	1.415	1.214	1.065	0.911



表 10-1 k 值与 r_i 、 R_i 、 D_i/δ 和 h 的关系 (续)

$r_i/R_i=0.650$													
D_i/δ	H												
	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800	2.000	2.200	2.500
10.0													
20.0													
30.0		19.380	18.020	17.280	16.040	13.970	12.530						
40.0		17.030	15.890	14.970	13.900	12.110	10.870	10.000					
50.0		14.500	13.090	12.060	11.140	9.626	8.630	7.543	6.452				
60.0		13.050	11.970	11.020	10.180	8.796	7.773	6.876	5.978				
70.0		12.080	11.070	10.190	9.424	8.140	7.194	6.438	5.880	5.122			
80.0		11.290	10.350	9.531	8.811	7.610	6.726	6.021	5.473	4.678	3.987		
90.0		10.690	9.774	8.979	8.281	7.119	6.103	5.320	4.765	4.002	3.567	3.123	
100.0		10.140	9.277	8.522	7.860	6.757	5.924	5.232	4.542	3.776	3.321	2.923	
200.0	7.171	6.560	6.026	5.558	4.778	4.190	3.719	3.336	3.021	2.782	2.406	2.110	
300.0	5.826	5.329	4.896	4.515	3.882	3.404	3.022	2.711	2.456	2.262	1.957	1.737	1.501
400.0	5.229	4.777	4.383	4.037	3.461	3.021	2.668	2.380	2.141	1.942	1.652	1.439	1.214
500.0	4.677	4.273	3.920	3.611	3.095	2.702	2.386	2.129	1.916	1.737	1.478	1.288	1.087
600.0	4.312	3.939	3.614	3.329	2.854	2.491	2.200	1.963	1.766	1.602	1.363	1.188	1.002
$r_i/R_i=0.700$													
D_i/δ	H												
	1.050	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800	2.000	2.200	2.500
10.0													
20.0													
30.0		23.500	21.670	19.590	18.060	16.790	14.530	12.120					
40.0		20.650	18.380	16.970	15.740	13.680	12.040	10.900	9.223				
50.0		16.230	14.960	13.760	12.710	11.650	10.200	9.450	8.674				
60.0		14.782	13.670	12.580	11.620	10.020	8.856	8.123	7.490	6.525			
70.0		13.810	12.650	11.640	10.750	9.269	8.094	7.341	6.652	5.988			
80.0		12.910	11.830	10.880	10.050	8.666	7.668	6.750	6.200	5.789			
90.0		12.250	11.200	10.290	9.252	7.887	7.110	6.200	5.460	5.043			
100.0		11.630	10.630	9.764	8.920	7.254	6.452	5.670	5.050	4.441	3.872	3.123	
200.0	8.225	7.520	6.904	6.364	5.465	4.751	4.206	3.762	3.395	3.088	2.649	2.222	
300.0	6.682	6.109	5.609	5.170	4.440	3.860	3.417	3.057	2.759	2.510	2.154	1.893	1.623
400.0	6.008	5.487	5.032	4.633	3.969	3.442	3.033	2.700	2.424	2.194	1.838	1.593	1.221
500.0	5.374	4.908	4.501	4.144	3.550	3.078	2.713	2.415	2.169	1.962	1.644	1.425	1.188
600.0	4.954	4.525	4.150	3.821	3.273	2.838	2.501	2.226	1.999	1.809	1.516	1.314	1.096

表 10-1 k 值与 r_i 、 R_i 、 D_i/δ 和 h 的关系 (续)

$r_i/R_i=0.750$												
D_i/δ	H											
	1.100	1.150	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800	2.000	2.200	2.500
10.0		23.280	21.850	20.230	18.810	17.540	15.350	13.020				
20.0		20.150	18.910	17.790	16.430	14.560	12.720	11.240	9.760			
30.0		17.040	15.430	14.320	13.200	12.670	11.200	10.000	9.234			
40.0		15.570	14.320	13.210	12.130	11.040	9.870	9.010	8.287	7.323		
50.0		14.410	13.250	12.230	10.530	9.620	8.561	8.436	7.450	6.776		
60.0		13.470	12.290	11.130	9.645	8.585	7.776	6.895	6.056	5.420	4.745	
70.0		12.100	11.000	9.970	8.422	7.620	6.825	6.002	5.133	4.943	4.132	
80.0		10.980	9.872	8.761	7.672	6.345	5.830	5.234	4.662	4.270	3.876	
90.0	8.590	7.884	7.264	6.231	5.412	5.070	4.751	4.240	3.818	3.465	2.987	2.664
100.0	6.978	6.405	5.901	5.062	4.397	3.860	3.445	3.102	2.816	2.377	2.077	1.754
200.0	6.278	5.756	5.298	4.535	3.930	3.442	3.058	2.741	2.476	2.061	1.766	1.451
300.0	5.615	5.148	4.738	4.056	3.515	3.078	2.735	2.452	2.215	1.844	1.580	1.308
400.0	5.177	4.746	4.369	3.740	3.241	2.838	2.522	2.261	2.042	1.700	1.456	1.206
500.0												
600.0												
$r_i/R_i=0.800$												
D_i/δ	H											
	1.200	1.300	1.400	1.500	1.600	1.700	1.800	2.000	2.200	2.500		
10.0												
20.0												
30.0												
40.0		18.580	16.890	15.350	13.460	11.910	10.370					
50.0		15.430	14.020	12.860	11.670	10.750	9.982	8.834				
60.0		14.150	13.250	11.980	10.750	9.970	9.023	8.125				
70.0		13.240	12.170	11.030	10.150	9.261	8.356	7.450				
80.0		12.210	11.250	10.040	8.978	8.076	7.195	6.876	5.562			
90.0		11.070	9.770	8.842	8.027	7.424	6.589	5.733	4.843			
100.0	9.730	8.561	6.372	5.927	5.430	4.934	4.462	4.070	3.576			
200.0	8.225	7.051	6.119	5.367	4.532	3.987	3.314	2.876	2.534	2.745		
300.0	6.682	5.728	4.971	4.360	3.860	3.469	3.143	2.631	2.221	1.834		
400.0	6.008	5.140	4.452	3.896	3.442	3.080	2.778	2.350	2.002	1.546		
500.0	5.374	4.598	3.982	3.485	3.078	2.755	2.485	2.062	1.749	1.402		
600.0	4.954	4.239	3.671	3.213	2.838	2.540	2.291	1.901	1.613	1.300		

附录 A

(规范性)

基本部件、组合部件的应力分析

A.1 通则

A.1.1 本附录的计算公式适用于需进行应力分析但不需进行疲劳分析的内压力容器及其部件。当用于 $0.002 \leq \delta/R \leq 0.10$ 的厚度范围时,其结果在工程上是足够精确的;除 A.3.1、A.3.6 外,其余各条款当 $\delta/R > 0.10$ 时,可参考应用;当 $\delta/R < 0.002$ 时,对于平盖以及凸形封头与圆柱壳连接的情况,应进一步研究有无发生内压失稳的可能性。

A.1.2 对于承受外压的容器,可运用本附录公式(令压力为负)校核强度,但还应进一步进行稳定性校核。

A.1.3 由本附录所给公式一般不能得到峰值应力,对于应进行疲劳分析的容器及其部件,应将本附录公式配合 GB/T 4732.4—2024 共同使用,或者采用更精确的计算或实验方法。

A.1.4 按本附录计算应力后,可按 GB/T 4732.4—2024 中第 5 章的规定进行应力分类,计算 5 组应力分量的主应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$) 后,依据最大剪应力理论(第三强度理论)计算各组应力分量的当量应力 $S_e = \sigma_1 - \sigma_3$,并按 GB/T 4732.4—2024 中第 6 章有关准则进行应力评定。

A.2 符号

下列符号适用于附录 A。

M_r ——圆板中面单位圆周长度的径向弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。

M_x ——回转壳体中面单位圆周长度的经向弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。

M_θ ——回转壳体和圆板中面单位圆周长度的环向弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。

p_s ——结构的塑性极限压力, MPa。

R_{el} ——材料在设计温度下的屈服强度, MPa。

T_r ——圆板中面单位圆周长度的径向内力, N/mm 。

T_x ——回转壳体中面单位圆周长度的经向内力, N/mm 。

T_θ ——回转壳体和圆板中面单位圆周长度的环向内力, N/mm 。

σ_r ——圆筒或圆板径向应力, MPa。

σ_x ——回转壳体经向应力, MPa。

σ_θ ——回转壳体环向应力, MPa。

上标“*”——内压作用下的薄膜解。

上标“-”——边缘载荷 Q, M 作用下的齐次解。

A.3 基本部件的变形与应力分析

A.3.1 内、外压作用下轴对称厚壁圆筒的分析

A.3.1.1 符号

下列符号适用于 A.3.1,符号的正方向以图 A-1 所示为准。

E_s ——设计温度下材料的弹性模量, MPa。

p_i ——作用于圆筒内壁的均布压力,MPa。

p_o ——作用于圆筒外壁的均布压力,MPa。

R_i ——圆筒内半径,mm。

R_o ——圆筒外半径,mm。

K ——圆筒的外径与内径之比, $K = \frac{R_o}{R_i}$ 。

r ——圆筒径向坐标,mm。

z ——圆筒轴向坐标,mm。

δ ——圆筒厚度, $\delta = R_o - R_i$,mm。

σ_r ——圆筒径向应力,MPa。

σ_z ——圆筒轴向应力,MPa。

σ_θ ——圆筒周向(环向)应力,MPa。

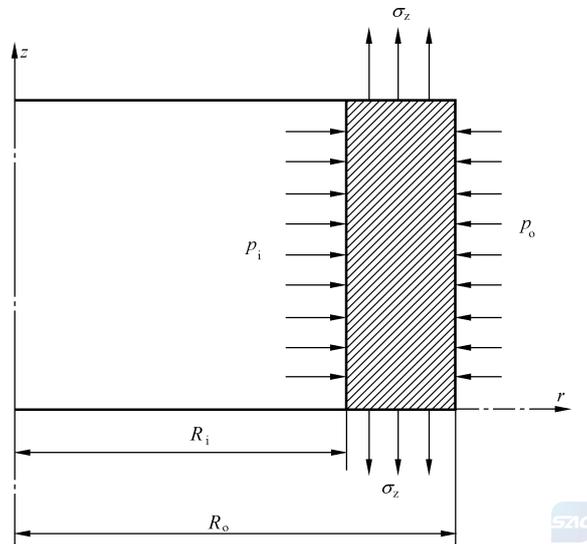


图 A-1 均匀内、外压作用下的厚壁圆筒示意图

A.3.1.2 内压 p_i 作用下厚壁圆筒的应力分析

均布内压作用下轴对称厚壁圆筒中任意点处只有 3 个非零的正应力分量,见公式(A.3-1):

$$\sigma_r = \frac{p_i}{K^2 - 1} \left(1 - \frac{R_o^2}{r^2} \right), \sigma_\theta = \frac{p_i}{K^2 - 1} \left(1 + \frac{R_o^2}{r^2} \right), \sigma_z = \frac{p_i}{K^2 - 1} \dots\dots\dots (A.3-1)$$

内壁 $r=R_i$ 处应力分量见公式(A.3-2):

$$\sigma_r = -p_i, \sigma_\theta = \frac{p_i(K^2 + 1)}{K^2 - 1}, \sigma_z = \frac{p_i}{K^2 - 1} \dots\dots\dots (A.3-2)$$

外壁 $r=R_o$ 处应力分量见公式(A.3-3):

$$\sigma_r = 0, \sigma_\theta = \frac{2p_i}{K^2 - 1}, \sigma_z = \frac{p_i}{K^2 - 1} \dots\dots\dots (A.3-3)$$

A.3.1.3 外压 p_o 作用下厚壁圆筒的应力分析

均布外压作用下轴对称厚壁圆筒中任意点处只有 3 个非零的正应力分量,见公式(A.3-4):

$$\sigma_r = \frac{-p_o}{K^2 - 1} \left(K^2 - \frac{R_o^2}{r^2} \right), \sigma_\theta = \frac{-p_o}{K^2 - 1} \left(K^2 + \frac{R_o^2}{r^2} \right), \sigma_z = \frac{-p_o K^2}{K^2 - 1} \dots\dots\dots (A.3-4)$$

外壁 $r=R_o$ 处应力分量见公式(A.3-5):

$$\sigma_r = -p_o, \sigma_\theta = \frac{-p_o(K^2 + 1)}{K^2 - 1}, \sigma_z = \frac{-p_o K^2}{K^2 - 1} \dots\dots\dots (A.3-5)$$

内壁 $r=R_i$ 处应力分量见公式(A.3-6):

$$\sigma_r = 0, \sigma_\theta = \frac{-2p_o K^2}{K^2 - 1}, \sigma_z = \frac{-p_o K^2}{K^2 - 1} \dots\dots\dots (A.3-6)$$

A.3.1.4 内压 p_i 作用下厚壁圆筒的塑性极限压力

a) 按照 Tresca 屈服准则, p_s 按公式(A.3-7)计算:

$$p_s = R_{el} \ln K \dots\dots\dots (A.3-7)$$

以中径公式表示塑性极限压力的近似公式见公式(A.3-8):

$$p'_s = R_{el} \frac{2(K - 1)}{K + 1} \dots\dots\dots (A.3-8)$$

b) 按照 Mises 屈服准则, p_s 按公式(A.3-9)计算:

$$p_s = \frac{2}{\sqrt{3}} R_{el} \ln K \dots\dots\dots (A.3-9)$$

A.3.2 轴对称载荷作用下壳体长度大于 π/k_s 的圆柱壳的分析

A.3.2.1 符号

下列符号适用于 A.3.2, 符号的正方向以图 A-2 所示为准。

- E_s ——设计温度下材料的弹性模量, MPa。
- k_s ——圆柱壳壳体常数, 1/mm。

$$k_s = \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu_s^2)}}{\sqrt{R\delta}}$$

M ——边缘载荷, 圆柱壳边缘壳体中面单位圆周长度的经向弯矩, N·mm/mm。

p ——设计压力, 以内压为正, 外压为负, MPa。

Q ——边缘载荷, 圆柱壳边缘中面单位圆周长度的径向剪力, N/mm。

R ——圆柱壳壳体中面半径, mm。

X ——自壳体边缘(坐标原点 O)处算起的经向距离, mm。

δ ——壳体厚度, mm。

β_s ——壳体边缘转角, rad。

Δ_s ——壳体边缘径向位移, mm。

ν_s ——设计温度下材料的泊松比。

$\theta(k_s X)$ ——函数, $\theta(k_s X) = e^{-k_s X} \cos k_s X$ 。

$\zeta(k_s X)$ ——函数, $\zeta(k_s X) = e^{-k_s X} \sin k_s X$ 。

$\varphi(k_s X)$ ——函数, $\varphi(k_s X) = e^{-k_s X} (\cos k_s X + \sin k_s X)$ 。

$\psi(k_s X)$ ——函数, $\psi(k_s X) = e^{-k_s X} (\cos k_s X - \sin k_s X)$ 。

下标“s”——表示为圆柱壳的量。

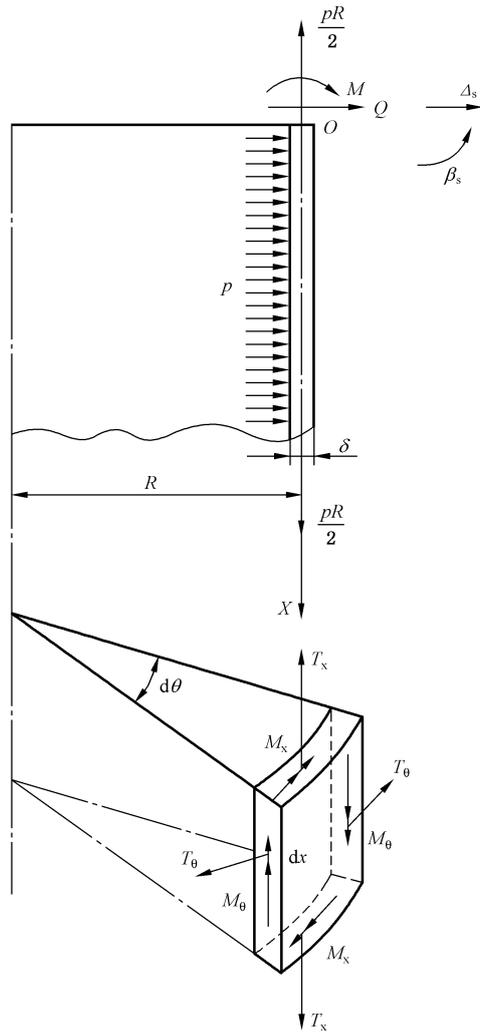


图 A-2 压力 p 与边缘载荷作用下的圆柱壳

A.3.2.2 压力 p 作用下圆柱壳的薄膜解

压力 p 作用下,圆柱壳上任意部位径向薄膜位移 $\overset{*}{\Delta}_s$ 和经向、环向薄膜内力 $\overset{*}{T}_x$ 、 $\overset{*}{T}_\theta$ 分别按公式(A.3-10)~公式(A.3-12)计算:

$$\overset{*}{\Delta}_s = \frac{(2 - \nu_s) p R^2}{2 E_s \delta} \dots\dots\dots (A.3-10)$$

$$\overset{*}{T}_x = \frac{1}{2} p R \dots\dots\dots (A.3-11)$$

$$\overset{*}{T}_\theta = p R \dots\dots\dots (A.3-12)$$

A.3.2.3 边缘载荷 Q 、 M 作用下圆柱壳的齐次解

由于边缘载荷 Q 、 M 的作用,圆柱壳边缘($x=0$)处的径向位移 $\bar{\Delta}_s$ 、转角 $\bar{\beta}_s$ 和距边缘 X 处壳体中环向内力 \bar{T}_θ ,经向、环向弯矩 \bar{M}_x 、 \bar{M}_θ 分别按公式(A.3-13)~公式(A.3-17)计算:

$$\bar{\Delta}_s = 2 k_s \frac{R^2}{E_s \delta} (Q + k_s M) \dots\dots\dots (A.3-13)$$

$$\bar{\beta}_s = -2k_s^2 \frac{R^2}{E_s \delta} (Q + 2k_s M) \quad \dots\dots\dots (A.3-14)$$

$$\bar{T}_\theta = 2k_s R [Q\theta(k_s X) + k_s M\psi(k_s X)] \quad \dots\dots\dots (A.3-15)$$

$$\bar{M}_x = \frac{1}{k_s} [Q\zeta(k_s X) + k_s M\varphi(k_s X)] \quad \dots\dots\dots (A.3-16)$$

$$\bar{M}_\theta = \frac{\nu_s}{k_s} [Q\zeta(k_s X) + k_s M\varphi(k_s X)] \quad \dots\dots\dots (A.3-17)$$

A.3.2.4 压力 p 与边缘载荷 Q 、 M 的联合作用

由于压力 p 与边缘载荷 Q 、 M 的共同作用,壳体边缘的径向位移 Δ_s 、转角 β_s 以及距边缘 X 处壳体表面经向、环向应力 σ_x 、 σ_θ 分别按公式(A.3-18)~公式(A.3-21)计算:

$$\Delta_s = \overset{*}{\Delta}_s + \bar{\Delta}_s = \frac{R^2}{E_s \delta} \left[\frac{(2 - \nu_s)}{2} + 2k_s (Q + k_s M) \right] \quad \dots\dots\dots (A.3-18)$$

$$\beta_s = -2k_s^2 \frac{R^2}{E_s \delta} (Q + 2k_s M) \quad \dots\dots\dots (A.3-19)$$

$$\sigma_x = \frac{\overset{*}{T}_x}{\delta} \mp \frac{\bar{M}_x}{\delta^2} = \frac{pR}{2\delta} \mp \frac{6}{k_s \delta^2} [Q\zeta(k_s X) + k_s M\varphi(k_s X)] \quad \dots\dots\dots (A.3-20)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\overset{*}{T}_\theta}{\delta} + \frac{\bar{T}_\theta}{\delta} \mp \frac{6\bar{M}_\theta}{\delta^2} = \frac{pR}{\delta} + \frac{2k_s R}{\delta} [Q\theta(k_s X) + k_s M\psi(k_s X)] \mp \frac{6\nu_s}{k_s \delta^2} [Q\zeta(k_s X) + k_s M\varphi(k_s X)] \quad \dots\dots\dots (A.3-21)$$

公式中有双符号“ \mp ”者,上符号指壳体外表面,下符号指壳体内表面。

A.3.3 轴对称载荷作用下正圆锥壳的分析

A.3.3.1 符号

下列符号适用于 A.3.3,符号的正方向如图 A-3 所示。

E_c ——设计温度下锥壳材料的弹性模量,MPa。

Q_1 、 Q_2 ——边缘载荷,分别为圆锥壳小端与大端处垂直于母线的环形截面中面单位圆周长度的边缘径向剪力,N/mm。

M_1 、 M_2 ——边缘载荷,分别为圆锥壳小端与大端处中面单位圆周长度的经向弯矩,N·mm/mm。

p ——设计压力,以内压为正,外压为负,MPa。

R_c ——圆锥壳任意横截面中面平行圆半径,mm。

R_1 ——圆锥壳小端壳体中面平行圆半径,mm。

R_2 ——圆锥壳大端壳体中面平行圆半径,mm。

x ——自壳体边缘(坐标原点 O)处量起的经向距离,mm。

δ_c ——圆锥壳壁厚,mm。

α ——圆锥壳的半顶角,(°)。

β_c ——锥壳边缘转角,rad。

Δ_c ——垂直于回转轴的锥壳边缘径向位移,mm。

ν_c ——设计温度下材料的泊松比。

下标“c”——表示为圆锥壳的量。

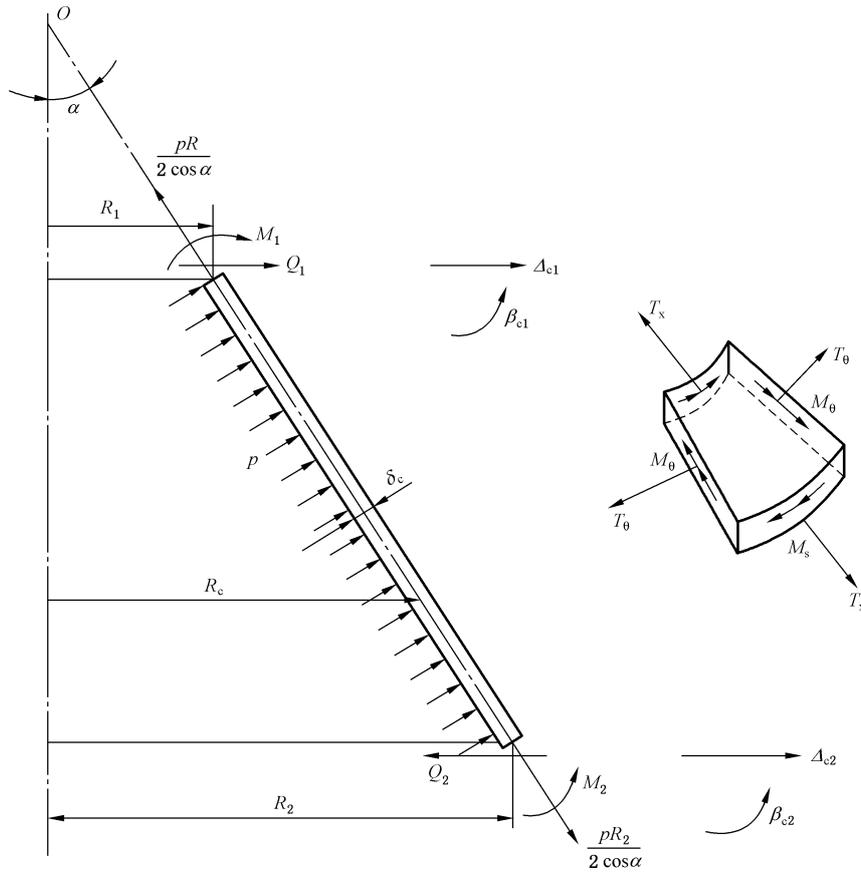


图 A-3 压力 p 与边缘载荷作用下的圆锥壳示意图

A.3.3.2 压力 p 作用下圆锥壳的薄膜解

压力 p 作用下圆锥壳平行圆半径为 R_c 处径向薄膜位移 Δ_c^* 、转角 β_c^* 以及经向、环向薄膜内力 T_x^* 、 T_θ^* 分别按公式(A.3-22)~公式(A.3-25)计算：

$$\Delta_c^* = \frac{(2 - \nu_c) p R_c^2}{2 E_c \delta_c \cos \alpha} \dots\dots\dots (A.3-22)$$

$$\beta_c^* = \frac{3 p R_c}{2 E_c \delta_c} \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \alpha} \dots\dots\dots (A.3-23)$$

$$T_x^* = \frac{p R_c}{2 \cos \alpha} \dots\dots\dots (A.3-24)$$

$$T_\theta^* = \frac{p R_c}{\cos \alpha} \dots\dots\dots (A.3-25)$$

A.3.3.3 边缘载荷作用下圆锥壳的齐次解

当圆锥壳的小端边缘作用有径向剪力 Q_1 、弯矩 M_1 ，大端边缘作用有径向剪力 Q_2 、弯矩 M_2 时，应按下列步骤计算。

a) 按公式(A.3-26)~公式(A.3-28)计算参数：

$$c = 2 \sqrt[4]{12(1 - \nu_c^2)} \frac{\sqrt{\cos \alpha}}{\sin \alpha} \dots\dots\dots (A.3-26)$$

$$\xi_1 = c \sqrt{\frac{R_1}{\delta_c}} \dots\dots\dots (A.3-27)$$

$$\xi_2 = c \sqrt{\frac{R_2}{\delta_c}} \dots\dots\dots (A.3-28)$$

b) 计算虚宗量贝塞尔函数 $\text{ber}(\xi_1)$ 、 $\text{ber}(\xi_2)$ 、 $\text{bei}(\xi_1)$ 、 $\text{bei}(\xi_2)$ 、 $\text{ker}(\xi_1)$ 、 $\text{ker}(\xi_2)$ 、 $\text{kei}(\xi_1)$ 和 $\text{kei}(\xi_2)$ ，及其导数 $\text{ber}'(\xi_1)$ 、 $\text{ber}'(\xi_2)$ 、 $\text{bei}'(\xi_1)$ 、 $\text{bei}'(\xi_2)$ 、 $\text{ker}'(\xi_1)$ 、 $\text{ker}'(\xi_2)$ 、 $\text{kei}'(\xi_1)$ 和 $\text{kei}'(\xi_2)$ 。

c) 按公式(A.3-29)~公式(A.3-30)计算系数：

$$\begin{aligned} a_{11} &= \text{ker}(\xi_1) - \frac{2}{\xi_1} \text{kei}'(\xi_1), a_{12} = \text{kei}(\xi_1) + \frac{2}{\xi_1} \text{ker}'(\xi_1) \\ a_{13} &= \text{ber}(\xi_1) - \frac{2}{\xi_1} \text{bei}'(\xi_1), a_{14} = \text{bei}(\xi_1) + \frac{2}{\xi_1} \text{ber}'(\xi_1) \\ a_{11} &= \sqrt{\frac{\cos\alpha}{2}} \left[\text{kei}'(\xi_1) - 2(1-\nu_c) \frac{\text{kei}(\xi_1)}{\xi_1} - 4(1-\nu_c) \frac{\text{ker}'(\xi_1)}{\xi_1^2} \right] \\ a_{22} &= \sqrt{\frac{\cos\alpha}{2}} \left[-\text{ker}'(\xi_1) + 2(1-\nu_c) \frac{\text{ker}(\xi_1)}{\xi_1} - 4(1-\nu_c) \frac{\text{kei}'(\xi_1)}{\xi_1^2} \right] \\ a_{23} &= \sqrt{\frac{\cos\alpha}{2}} \left[\text{bei}'(\xi_1) - 2(1-\nu_c) \frac{\text{bei}(\xi_1)}{\xi_1} - 4(1-\nu_c) \frac{\text{ber}'(\xi_1)}{\xi_1^2} \right] \\ a_{24} &= \sqrt{\frac{\cos\alpha}{2}} \left[-\text{ber}'(\xi_1) + 2(1-\nu_c) \frac{\text{ber}(\xi_1)}{\xi_1} - 4(1-\nu_c) \frac{\text{bei}'(\xi_1)}{\xi_1^2} \right] \\ a_{31} &= \frac{R_1}{R_2} \left[\text{ker}(\xi_2) - \frac{2}{\xi_2} \text{kei}'(\xi_2) \right], a_{32} = \frac{R_1}{R_2} \left[\text{kei}(\xi_2) + \frac{2}{\xi_2} \text{ker}'(\xi_2) \right] \\ a_{33} &= \frac{R_1}{R_2} \left[\text{ber}(\xi_2) - \frac{2}{\xi_2} \text{bei}'(\xi_2) \right], a_{34} = \frac{R_1}{R_2} \left[\text{bei}(\xi_2) + \frac{2}{\xi_2} \text{ber}'(\xi_2) \right] \\ a_{41} &= \sqrt{\frac{\cos\alpha}{2}} \frac{R_1}{R_2} \left[\text{kei}'(\xi_2) - 2(1-\nu_c) \frac{\text{kei}(\xi_2)}{\xi_2} - 4(1-\nu_c) \frac{\text{ker}'(\xi_2)}{\xi_2^2} \right] \\ a_{42} &= \sqrt{\frac{\cos\alpha}{2}} \frac{R_1}{R_2} \left[-\text{ker}'(\xi_2) + 2(1-\nu_c) \frac{\text{ker}(\xi_2)}{\xi_2} - 4(1-\nu_c) \frac{\text{kei}'(\xi_2)}{\xi_2^2} \right] \\ a_{43} &= \sqrt{\frac{\cos\alpha}{2}} \frac{R_1}{R_2} \left[\text{bei}'(\xi_2) - 2(1-\nu_c) \frac{\text{bei}(\xi_2)}{\xi_2} - 4(1-\nu_c) \frac{\text{ber}'(\xi_2)}{\xi_2^2} \right] \\ a_{44} &= \sqrt{\frac{\cos\alpha}{2}} \frac{R_1}{R_2} \left[-\text{ber}'(\xi_2) + 2(1-\nu_c) \frac{\text{ber}(\xi_2)}{\xi_2} - 4(1-\nu_c) \frac{\text{bei}'(\xi_2)}{\xi_2^2} \right] \end{aligned} \dots (A.3-29)$$

$$\begin{aligned} b_{11} &= \left[(1+\nu) \text{ker}(\xi_1) - \frac{\xi_1}{2} \text{ker}'(\xi_1) - \frac{2(1+\nu_c)}{\xi_1} \text{kei}'(\xi_1) \right] \sin\alpha \\ b_{12} &= \left[(1+\nu) \text{kei}(\xi_1) - \frac{\xi_1}{2} \text{kei}'(\xi_1) + \frac{2(1+\nu_c)}{\xi_1} \text{ker}'(\xi_1) \right] \sin\alpha \\ b_{13} &= \left[(1+\nu_c) \text{ber}(\xi_1) - \frac{\xi_1}{2} \text{ber}'(\xi_1) - \frac{2(1+\nu_c)}{\xi_1} \text{bei}'(\xi_1) \right] \sin\alpha \\ b_{14} &= \left[(1+\nu_c) \text{bei}(\xi_1) - \frac{\xi_1}{2} \text{bei}'(\xi_1) + \frac{2(1+\nu_c)}{\xi_1} \text{ber}'(\xi_1) \right] \sin\alpha \\ b_{21} &= 2\sqrt{3(1-\nu^2)} \frac{R_1}{\delta_c} \left[\text{kei}(\xi_1) + \frac{2}{\xi_1} \text{ker}'(\xi_1) \right] \\ b_{22} &= 2\sqrt{3(1-\nu^2)} \frac{R_1}{\delta_c} \left[-\text{ker}(\xi_1) + \frac{2}{\xi_1} \text{kei}'(\xi_1) \right] \\ b_{23} &= 2\sqrt{3(1-\nu^2)} \frac{R_1}{\delta_c} \left[\text{bei}(\xi_1) + \frac{2}{\xi_1} \text{ber}'(\xi_1) \right] \end{aligned}$$

$$b_{24} = 2\sqrt{3(1-\nu_c^2)} \frac{R_1}{\delta_c} \left[-\text{ber}(\xi_1) + \frac{2}{\xi_1} \text{bei}'(\xi_1) \right] \dots\dots\dots (\text{A.3-30})$$

$$b_{31} = \left[(1+\nu_c) \text{ker}(\xi_2) - \frac{\xi_2}{2} \text{ker}'(\xi_2) - \frac{2(1+\nu_c)}{\xi_2} \text{kei}'(\xi_2) \right] \frac{R_1}{R_2} \sin\alpha$$

$$b_{32} = \left[(1+\nu_c) \text{kei}(\xi_2) - \frac{\xi_2}{2} \text{kei}'(\xi_2) + \frac{2(1+\nu_c)}{\xi_2} \text{ker}'(\xi_2) \right] \frac{R_1}{R_2} \sin\alpha$$

$$b_{33} = \left[(1+\nu_c) \text{ber}(\xi_2) - \frac{\xi_2}{2} \text{ber}'(\xi_2) - \frac{2(1+\nu_c)}{\xi_2} \text{bei}'(\xi_2) \right] \frac{R_1}{R_2} \sin\alpha$$

$$b_{34} = \left[(1+\nu_c) \text{bei}(\xi_2) - \frac{\xi_2}{2} \text{bei}'(\xi_2) + \frac{2(1+\nu_c)}{\xi_2} \text{ber}'(\xi_2) \right] \frac{R_1}{R_2} \sin\alpha$$

$$b_{41} = 2\sqrt{3(1-\nu_c^2)} \frac{R_1}{\delta_c} \left[\text{kei}(\xi_2) + \frac{2}{\xi_2} \text{ker}'(\xi_2) \right]$$

$$b_{42} = 2\sqrt{3(1-\nu_c^2)} \frac{R_1}{\delta_c} \left[-\text{ker}(\xi_2) + \frac{2}{\xi_2} \text{kei}'(\xi_2) \right]$$

$$b_{43} = 2\sqrt{3(1-\nu_c^2)} \frac{R_1}{\delta_c} \left[\text{bei}(\xi_2) + \frac{2}{\xi_2} \text{ber}'(\xi_2) \right]$$

$$b_{44} = 2\sqrt{3(1-\nu_c^2)} \frac{R_1}{\delta_c} \left[-\text{ber}(\xi_2) + \frac{2}{\xi_2} \text{bei}'(\xi_2) \right]$$

d) 按公式(A.3-31)、公式(A.3-32)计算常数 c_1 、 c_2 、 c_3 和 c_4 :

$$k_{s1} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu_c^2)}}{\sqrt{R_1 \delta_c}}, k_{s2} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu_c^2)}}{\sqrt{R_2 \delta_c}} \dots\dots\dots (\text{A.3-31})$$

$$\begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} Q_1 \\ k_{s1} M_1 \\ Q_2 \\ k_{s2} M_2 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (\text{A.3-32})$$

e) 按公式(A.3-33)计算锥壳小端位移 $\bar{\Delta}_{c1}$ 、转角 $\bar{\beta}_{c1}$ 及大端位移 $\bar{\Delta}_{c2}$ 、转角 $\bar{\beta}_{c2}$:

$$\begin{Bmatrix} \bar{\Delta}_{c1} \\ \bar{\beta}_{c1} \\ \bar{\Delta}_{c2} \\ \bar{\beta}_{c2} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E_c \delta_c} \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (\text{A.3-33})$$

f) 按公式(A.3-34)~公式(A.3-38)计算锥壳上各点内力素:

$$\xi = c \sqrt{\frac{R_c}{\delta_c}} \dots\dots\dots (\text{A.3-34})$$

$$\begin{aligned} \bar{T}_x = \frac{R_1}{R_c} \sin\alpha & \left\{ c_1 \left[-\text{ker}(\xi) + \frac{2}{\xi} \text{kei}'(\xi) \right] - c_2 \left[\text{kei}(\xi) + \frac{2}{\xi} \text{ker}'(\xi) \right] + \right. \\ & \left. c_3 \left[-\text{ber}(\xi) + \frac{2}{\xi} \text{bei}'(\xi) \right] - c_4 \left[\text{bei}(\xi) + \frac{2}{\xi} \text{ber}'(\xi) \right] \right\} \dots\dots\dots (\text{A.3-35}) \end{aligned}$$

$$\bar{T}_\theta = \frac{R_1}{R_c} \sin\alpha \left\{ c_1 \left[\text{ker}(\xi) - \frac{\xi}{2} \text{ker}'(\xi) - \frac{2}{\xi} \text{kei}'(\xi) \right] + c_2 \left[\text{kei}(\xi) - \frac{\xi}{2} \text{kei}'(\xi) + \frac{2}{\xi} \text{ker}'(\xi) \right] + \right.$$

$$c_3 \left[\text{ber}(\xi) - \frac{\xi}{2} \text{ber}'(\xi) - \frac{2}{\xi} \text{bei}'(\xi) \right] + c_4 \left[\text{bei}(\xi) - \frac{\xi}{2} \text{bei}'(\xi) + \frac{2}{\xi} \text{ber}'(\xi) \right] \left. \vphantom{c_3} \right\} \dots\dots\dots (A.3-36)$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_x = \frac{2R_1}{\xi^2 \tan \alpha} & \left\{ c_1 \left[\xi \text{kei}'(\xi) - 2(1-\nu_c) \text{kei}(\xi) - \frac{4(1-\nu_c)}{\xi} \text{ker}'(\xi) \right] + c_2 \left[-\xi \text{ker}'(\xi) + \right. \right. \\ & \left. \left. 2(1-\nu_c) \text{ker}(\xi) - 4(1-\nu_c) \frac{\text{kei}'(\xi)}{\xi} \right] + c_3 \left[\xi \text{bei}'(\xi) - 2(1-\nu_c) \text{bei}(\xi) - 4(1-\nu_c) \frac{\text{ber}'(\xi)}{\xi} \right] + \right. \\ & \left. c_4 \left[-\xi \text{ber}'(\xi) + 2(1-\nu_c) \text{ber}(\xi) - 4(1-\nu_c) \frac{\text{bei}'(\xi)}{\xi} \right] \right\} \dots\dots\dots (A.3-37) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_\theta = \frac{2R_1}{\xi^2 \tan \alpha} & \left\{ c_1 \left[\nu_c \xi \text{kei}'(\xi) + 2(1-\nu_c) \text{kei}(\xi) + 4(1-\nu_c) \frac{1}{\xi} \text{ker}'(\xi) \right] + c_2 \left[-\nu_c \xi \text{ker}'(\xi) - \right. \right. \\ & \left. \left. 2(1-\nu_c) \text{ker}(\xi) + 4(1-\nu_c) \frac{1}{\xi} \text{kei}'(\xi) \right] + c_3 \left[\nu_c \xi \text{bei}'(\xi) + 2(1-\nu_c) \text{bei}(\xi) + 4(1-\nu_c) \frac{\text{ber}'(\xi)}{\xi} \right] + \right. \\ & \left. c_4 \left[-\nu_c \xi \text{ber}'(\xi) - 2(1-\nu_c) \text{ber}(\xi) + 4(1-\nu_c) \frac{\text{bei}'(\xi)}{\xi} \right] \right\} \dots\dots\dots (A.3-38) \end{aligned}$$

A.3.3.4 压力 p 与边缘载荷 M_1, Q_1, M_2, Q_2 的联合作用

锥壳小端边缘位移与转角按公式(A.3-39)、公式(A.3-40)计算：

$$\Delta_{c1} = \overset{*}{\Delta}_{c1} + \bar{\Delta}_{c1} \dots\dots\dots (A.3-39)$$

$$\beta_{c1} = \overset{*}{\beta}_{c1} + \bar{\beta}_{c1} \dots\dots\dots (A.3-40)$$

式中， $\overset{*}{\Delta}_{c1}, \overset{*}{\beta}_{c1}$ 由公式(A.3-22)、公式(A.3-23)中令 $R_c = R_1$ 算得， $\bar{\Delta}_{c1}, \bar{\beta}_{c1}$ 由公式(A.3-33)算得。锥壳大端边缘位移与转角按公式(A.3-41)、公式(A.3-42)计算：

$$\Delta_{c2} = \overset{*}{\Delta}_{c2} + \bar{\Delta}_{c2} \dots\dots\dots (A.3-41)$$

$$\beta_{c2} = \overset{*}{\beta}_{c2} + \bar{\beta}_{c2} \dots\dots\dots (A.3-42)$$

式中， $\overset{*}{\Delta}_{c2}, \overset{*}{\beta}_{c2}$ 由公式(A.3-22)、公式(A.3-23)中令 $R_c = R_2$ 算得， $\bar{\Delta}_{c2}, \bar{\beta}_{c2}$ 由公式(A.3-33)算得。锥壳内外表面的应力按公式(A.3-43)、公式(A.3-44)计算：

$$\sigma_x = \frac{\overset{*}{T}_x}{\delta_c} + \frac{\bar{T}_x}{\delta_c} \mp \frac{6\bar{M}_x}{\delta_c^2} \dots\dots\dots (A.3-43)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\overset{*}{T}_\theta}{\delta_c} + \frac{\bar{T}_\theta}{\delta_c} \mp \frac{6\bar{M}_\theta}{\delta_c^2} \dots\dots\dots (A.3-44)$$

上式中有双符号“ \mp ”者，上符号指壳体外表面，下符号指壳体内表面。 $\overset{*}{T}_x, \overset{*}{T}_\theta$ 由公式(A.3-24)、公式(A.3-25)算得， $\bar{T}_x, \bar{T}_\theta, \bar{M}_x, \bar{M}_\theta$ 由公式(A.3-35)~公式(A.3-38)算得。

A.3.4 轴对称载荷作用下球壳的分析

A.3.4.1 符号

下列符号适用于 A.3.4，符号的正方向如图 A-4 所示。

E_h ——设计温度下材料的弹性模量,MPa。

$M_1、M_2$ ——边缘载荷。分别为球壳上孔边缘或下边缘中面单位圆周长度的经向弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。

p ——设计压力,以内压为正,外压为负,MPa。

$Q_1、Q_2$ ——边缘载荷。分别为球壳上孔边缘或下边缘中面单位圆周长度的横向剪力, N/mm 。

R_h ——球壳中面半径,mm。

r_1 ——球壳孔半径,mm。

r_2 ——球壳下边缘平行圆半径,mm。

x ——自壳体边缘(坐标原点 O)处量至计算点的经向距离,mm。

δ_h ——球壳壁厚,mm。

β_h ——球壳边缘转角,rad。

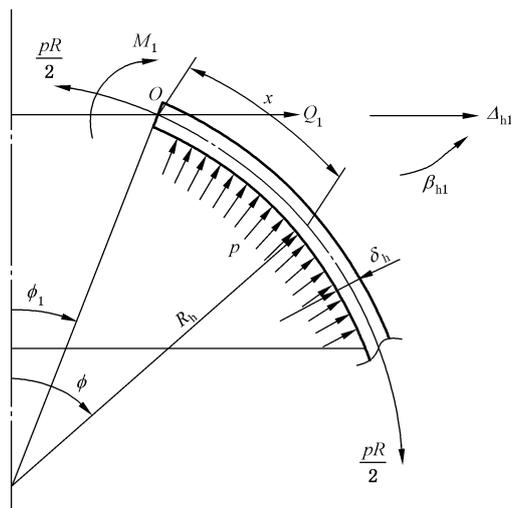
Δ_h ——球壳边缘径向(该处纬线的圆半径方向)位移,mm。

ν_h ——设计温度下球壳材料的泊松比。

ϕ ——球壳上计算点处法线与回转轴所成夹角,rad。

λ ——参数, $\lambda = \sqrt[4]{3(1-\nu_h^2)} \sqrt{\frac{R_h}{\delta_h}}$ 。

下标“h”——表示为球壳的量。



a)

图 A-4 压力 p 与边缘载荷作用下的球壳

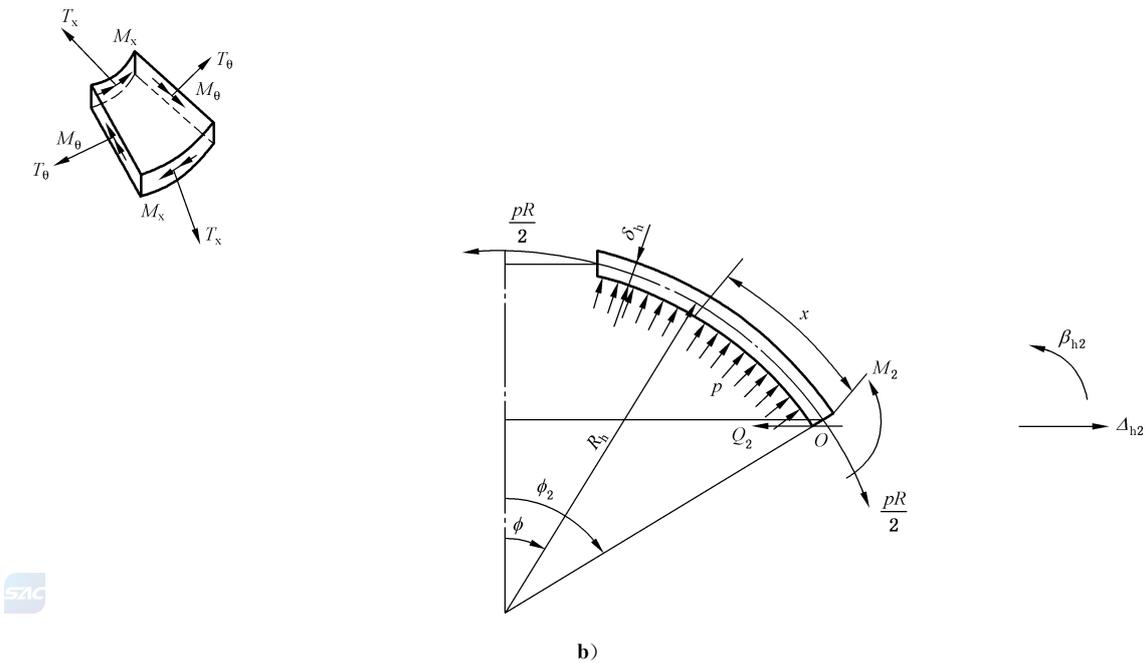


图 A-4 压力 p 与边缘载荷作用下的球壳 (续)

A.3.4.2 压力 p 作用下球壳的薄膜解

由于压力 p 的作用,球壳计算点的径向(指该处纬线的圆半径方向)位移 Δ_h^* 以及经向、环向内力 T_x^* 、 T_θ^* 分别按公式(A.3-45)、公式(A.3-46)计算:

$$\Delta_h^* = \frac{1 - \nu_h}{2E_h \delta_h} p R_h^2 \sin \phi \quad \dots\dots\dots (A.3-45)$$

$$T_x^* = T_\theta^* = \frac{1}{2} p R_h \quad \dots\dots\dots (A.3-46)$$

A.3.4.3 边缘载荷 Q 、 M 作用下球壳方程的齐次解

A.3.4.3.1 球壳上孔边缘 $\phi = \phi_1$ 处作用有径向剪力 Q_1 、弯矩 M_1 时,球壳孔边缘位移 $\bar{\Delta}_{h1}$ 、转角 $\bar{\beta}_{h1}$ 及壳中内力素按下列规定计算。

a) 当 $\phi_1 \leq \frac{\pi}{6}$ 时,采用扁壳方程解,按下列步骤计算:

1) 计算虚宗量贝塞尔函数 $\ker(\xi_1)$ 、 $\ker'(\xi_1)$ 及其导数 $\ker'(\xi_1)$ 、 $\ker''(\xi_1)$,其中:

$$\begin{aligned} \xi_1 &= \sqrt{2} \lambda \phi_1 \\ \sin \phi_1 &= \frac{r_1}{R_h} \quad \dots\dots\dots (A.3-47) \end{aligned}$$

2) 按公式(A.3-48)~公式(A.3-51)计算系数:

$$A_o = \ker'(\xi_1) \left[\ker(\xi_1) - \frac{(1 - \nu_h)}{\xi_1} \ker'(\xi_1) \right] - \ker'(\xi_1) \left[\ker(\xi_1) + \frac{1 - \nu_h}{\xi_1} \ker'(\xi_1) \right] \quad \dots\dots\dots (A.3-48)$$

$$f_{11} = (1 + \nu_h) \cos \phi_1 - \frac{\sqrt{2} \lambda}{A_o} \sin \phi_1 \ker(\xi_1) \left[\ker(\xi_1) - \frac{1 - \nu_h}{\xi_1} \ker'(\xi_1) \right] -$$

$$\frac{\sqrt{2}\lambda}{A_o} \sin\phi_1 \operatorname{kei}(\xi_1) \left[\operatorname{kei}(\xi_1) + \frac{1-\nu_h}{\xi_1} \operatorname{ker}'(\xi_1) \right] \dots\dots\dots (A.3-49)$$

$$f_{12} = f_{21} = \frac{\sqrt{12(1-\nu_h^2)}}{A_o} [\operatorname{ker}(\xi_1) \operatorname{ker}'(\xi_1) + \operatorname{kei}(\xi_1) \operatorname{kei}'(\xi_1)] \dots\dots\dots (A.3-50)$$

$$f_{22} = \frac{12(1-\nu_h^2)}{\sqrt{2}\lambda A_o \sin\phi_1} \{ [\operatorname{ker}'(\xi_1)]^2 + [\operatorname{kei}'(\xi_1)]^2 \} \dots\dots\dots (A.3-51)$$

3) 按公式(A.3-52)、公式(A.3-53)计算边缘位移与转角:

$$\bar{\Delta}_{h1} = \frac{R_h \sin\phi_1}{E_h \delta_h} \left(f_{11} Q_1 + f_{12} \frac{M_1}{\delta_h} \right) \dots\dots\dots (A.3-52)$$

$$\bar{\beta}_{h1} = \frac{R_h \sin\phi_1}{E_h \delta_h^2} \left(-f_{21} Q_1 + f_{22} \frac{M_1}{\delta_h} \right) \dots\dots\dots (A.3-53)$$

4) 按公式(A.3-54)、公式(A.3-55)计算常数:

$$c_1 = -\frac{\xi_1}{A_o} \left[\operatorname{ker}(\xi_1) - \frac{(1-\nu_h)}{\xi_1} \operatorname{kei}'(\xi_1) \right] Q_1 + \sqrt{12(1-\nu_h^2)} \frac{\operatorname{ker}'(\xi_1)}{A_o} \frac{M_1}{\delta_h} \dots\dots (A.3-54)$$

$$c_2 = -\frac{\xi_1}{A_o} \left[\operatorname{kei}(\xi_1) + \frac{(1-\nu_h)}{\xi_1} \operatorname{ker}'(\xi_1) \right] Q_1 + \sqrt{12(1-\nu_h^2)} \frac{\operatorname{kei}'(\xi_1)}{A_o} \frac{M_1}{\delta_h} \dots\dots (A.3-55)$$

5) 按公式(A.3-56)~公式(A.3-60)计算球壳上任一点处内力素:

$$\xi = \sqrt{2}\lambda\phi \dots\dots\dots (A.3-56)$$

$$\bar{T}_{x1} = \left(\frac{\phi_1}{\phi} \right)^2 (1 - \cos\phi_1) Q_1 + c_1 \frac{1}{\xi} \operatorname{kei}'(\xi) - c_2 \frac{1}{\xi} \operatorname{ker}'(\xi) \dots\dots\dots (A.3-57)$$

$$\bar{T}_{\theta 1} = -\left(\frac{\phi_1}{\phi} \right)^2 (1 - \cos\phi_1) Q_1 + c_1 \left[\operatorname{ker}(\xi) - \frac{1}{\xi} \operatorname{kei}'(\xi) \right] + c_2 \left[\operatorname{kei}(\xi) + \frac{1}{\xi} \operatorname{ker}'(\xi) \right] \dots\dots\dots (A.3-58)$$

$$\bar{M}_{x1} = \frac{\delta_h}{\sqrt{12(1-\nu_h^2)}} \left\{ -c_1 \left[\operatorname{kei}(\xi) + \frac{(1-\nu_h)}{\xi} \operatorname{ker}'(\xi) \right] + c_2 \left[\operatorname{ker}(\xi) - \frac{1-\nu_h}{\xi} \operatorname{kei}'(\xi) \right] \right\} \dots\dots\dots (A.3-59)$$

$$\bar{M}_{\theta 1} = \frac{\delta_h}{\sqrt{12(1-\nu_h^2)}} \left\{ -c_1 \left[\nu_h \operatorname{kei}(\xi) - \frac{(1-\nu_h)}{\xi} \operatorname{ker}'(\xi) \right] + c_2 \left[\nu_h \operatorname{ker}(\xi) + \frac{1-\nu_h}{\xi} \operatorname{kei}'(\xi) \right] \right\} \dots\dots\dots (A.3-60)$$

b) 当 $\phi_1 > \frac{\pi}{6}$ 时,采用渐近解,按下列步骤计算:

1) 按公式(A.3-61)~公式(A.3-63)计算系数:

$$k_{11} = 1 + \frac{1-2\nu_h}{2\lambda} \cot\phi_1 \dots\dots\dots (A.3-61)$$

$$k_{12} = 1 + \frac{1-2\nu_h}{2\lambda} \cot\phi_1 \dots\dots\dots (A.3-62)$$

$$\gamma_1 = \pi - \arctan(k_{11}) \dots\dots\dots (A.3-63)$$

2) 按公式(A.3-64)、公式(A.3-65)计算边缘位移与转角:

$$\bar{\Delta}_{h1} = \frac{R_h \sin\phi_1}{E_h \delta_h} \left[\lambda \left(\frac{1}{k_{11}} + k_{12} \right) Q_1 \sin\phi_1 + \frac{2\lambda^2 M_1}{k_{11} R_h} \right] \dots\dots\dots (A.3-64)$$

$$\bar{\beta}_{h1} = \frac{2\lambda^2}{E_h \delta_h} \frac{1}{k_{11}} \left[-Q_1 \sin\phi_1 - \frac{2\lambda M_1}{R_h} \right] \dots\dots\dots (A.3-65)$$

3) 按公式(A.3-66)~公式(A.3-69)计算不同 ϕ 点处的参数:

$$k_{11}(\phi) = 1 + \frac{1 - \nu_h}{2\lambda} \cot \phi \quad \dots\dots\dots (A.3-66)$$

$$k_{12}(\phi) = 1 + \frac{1 - \nu_h}{2\lambda} \cot \phi \quad \dots\dots\dots (A.3-67)$$

$$k_{13}(\phi) = 1 - \frac{2 - \nu_h}{2\lambda\nu_h} \cot \phi \quad \dots\dots\dots (A.3-68)$$

$$c_1(\phi) = \frac{1}{k_{11}} \sqrt{\frac{\sin \phi_1}{\sin \phi}} \quad \dots\dots\dots (A.3-69)$$

4) 计算球壳上任一点处内力素:

$$\bar{T}_{x1} = c_1(\phi) \cot \phi e^{-\lambda(\phi - \phi_1)} \left\{ \frac{2\lambda M_1}{R_h} \sin \lambda(\phi - \phi_1) - k_{13} Q_1 \sin[\lambda(\phi - \phi_1) + \gamma_1] \right\} \quad \dots (A.3-70)$$

$$\begin{aligned} \bar{T}_{\theta 1} = \lambda c_1(\phi) e^{-\lambda(\phi - \phi_1)} & \left\{ \frac{2\lambda M_1}{R_h} \left[\cos \lambda(\phi - \phi_1) - \frac{k_{11} + k_{12}}{2} \sin \lambda(\phi - \phi_1) \right] - \right. \\ & \left. k_{13} Q_1 \left[\cos(\lambda(\phi - \phi_1) + \gamma_1) - \frac{k_{11} + k_{12}}{2} \sin(\lambda(\phi - \phi_1) + \gamma_1) \right] \right\} \quad \dots\dots (A.3-71) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_{x1} = c_1(\phi) e^{-\lambda(\phi - \phi_1)} & \{ M_1 [\sin \lambda(\phi - \phi_1) + k_{11} \cos \lambda(\phi - \phi_1)] - \\ & k_{13} \frac{Q_1 R_h}{2\lambda} [\sin(\lambda(\phi - \phi_1) + \gamma_1) + k_{13} \cos(\lambda(\phi - \phi_1) + \gamma_1)] \} \quad \dots (A.3-72) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_{\theta 1} = \nu_h c_1(\phi) e^{-\lambda(\phi - \phi_1)} & \{ M_1 [\sin \lambda(\phi - \phi_1) + k_{13} \cos \lambda(\phi - \phi_1)] - \\ & k_{13} \frac{Q_1 R}{2\lambda} [\sin(\lambda(\phi - \phi_1) + \gamma_1) + k_{13} \cos(\lambda(\phi - \phi_1) + \gamma_1)] \} \quad \dots\dots (A.3-73) \end{aligned}$$

A.3.4.3.2 球壳下边缘 $\phi = \phi_2$ 处作用有径向剪力 Q_2 、弯矩 M_2 时,球壳边缘位移 $\bar{\Delta}_{h2}$ 、转角 $\bar{\beta}_{h2}$ 及壳中内力素按下列规定计算。

a) 当 $\phi_2 \leq \frac{\pi}{6}$ 时,采用扁壳方程解,按下列步骤计算:

1) 计算虚宗量贝塞尔函数 $\text{ber}(\xi_2)$ 、 $\text{bei}(\xi_2)$ 及其导数 $\text{ber}'(\xi_2)$ 、 $\text{bei}'(\xi_2)$, 其中:

$$\begin{aligned} \xi_2 &= \sqrt{2} \lambda \phi_2 \\ \sin \phi_2 &= \frac{r_2}{R_h} \quad \dots\dots\dots (A.3-74) \end{aligned}$$

2) 按公式(A.3-75)~公式(A.3-78)计算系数:

$$B_o = \text{bei}'(\xi_2) \left[\text{ber}(\xi_2) - \frac{(1 - \nu_h)}{\xi_2} \text{bei}'(\xi_2) \right] - \text{ber}'(\xi_2) \left[\text{bei}(\xi_2) + \frac{(1 - \nu_h)}{\xi_2} \text{ber}'(\xi_2) \right] \quad \dots\dots\dots (A.3-75)$$

$$\begin{aligned} g_{11} = -\sqrt[4]{12(1 - \nu_h^2)} \frac{r_2}{\sqrt{R_h \delta_h}} \frac{1}{B_o} & \left\{ \left[\text{ber}(\xi_2) - \frac{1 - \nu_h}{\xi_2} \text{bei}'(\xi_2) \right] \left[\text{ber}(\xi_2) - \frac{1 + \nu_h}{\xi_2} \text{bei}'(\xi_2) \right] + \right. \\ & \left. \left[\text{bei}(\xi_2) + \frac{1 - \nu_h}{\xi_2} \text{ber}'(\xi_2) \right] \left[\text{bei}(\xi_2) + \frac{1 + \nu_h}{\xi_2} \text{ber}'(\xi_2) \right] \right\} \quad \dots\dots\dots (A.3-76) \end{aligned}$$

$$g_{12} = g_{21} = \sqrt{12(1 - \nu_h^2)} \frac{1}{B_o} [\text{ber}(\xi_2) \text{ber}'(\xi_2) + \text{bei}(\xi_2) \text{bei}'(\xi_2)] \quad \dots\dots (A.3-77)$$

$$g_{22} = [12(1 - \nu_h^2)^{3/4} \frac{\sqrt{R_h \delta_h}}{r_2} \frac{1}{B_o} \{ [\text{ber}'(\xi_2)]^2 + [\text{bei}'(\xi_2)]^2 \}] \quad \dots\dots\dots (A.3-78)$$

3) 按公式(A.3-79)、公式(A.3-80)计算边缘位移与转角:

$$\bar{\Delta}_{h2} = \frac{r_2}{E_h \delta_h} \left(g_{11} Q_2 + g_{12} \frac{M_2}{\delta_h} \right) \dots\dots\dots (A.3-79)$$

$$\bar{\beta}_{h2} = \frac{r_2}{E_h \delta_h^2} \left(-g_{21} Q_2 + g_{22} \frac{M_2}{\delta_h} \right) \dots\dots\dots (A.3-80)$$

4) 按公式(A.3-81)、公式(A.3-82)计算常数:

$$c_3 = -\frac{\xi_2}{B_o} \left[\text{ber}(\xi_2) - \frac{1-\nu_h}{\xi_2} \text{bei}'(\xi_2) \right] Q_2 + \sqrt{12(1-\nu_h^2)} \frac{\text{ber}'(\xi_2)}{B_o} \frac{M_2}{\delta_h} \dots (A.3-81)$$

$$c_4 = -\frac{\xi_2}{B_o} \left[\text{bei}(\xi_2) + \frac{1+\nu_h}{\xi_2} \text{ber}'(\xi_2) \right] Q_2 + \sqrt{12(1-\nu_h^2)} \frac{\text{ber}'(\xi_2)}{B_o} \frac{M_2}{\delta_h} \dots (A.3-82)$$

5) 按公式(A.3-83)~公式(A.3-86)计算球壳上任一点处内力素,公式中 ξ 按公式(A.3-47)计算:

$$\bar{T}_{x2} = c_3 \frac{1}{\xi} \text{bei}'(\xi) - c_4 \frac{1}{\xi} \text{ber}'(\xi) \dots\dots\dots (A.3-83)$$

$$\bar{T}_{\theta 2} = c_3 \left[\text{ber}(\xi) - \frac{1}{\xi} \text{bei}'(\xi) \right] + c_4 \left[\text{bei}(\xi) + \frac{1}{\xi} \text{ber}'(\xi) \right] \dots\dots\dots (A.3-84)$$

$$\bar{M}_{x2} = \frac{\delta_h}{\sqrt{12(1-\nu_h^2)}} \left\{ -c_3 \left[\text{bei}(\xi) + \frac{(1-\nu_h)}{\xi} \text{ber}'(\xi) \right] + c_4 \left[\text{ber}(\xi) - \frac{(1-\nu_h)}{\xi} \text{bei}'(\xi) \right] \right\} \dots\dots\dots (A.3-85)$$

$$\bar{M}_{\theta 2} = \frac{\delta_h}{\sqrt{12(1-\nu_h^2)}} \left\{ -c_3 \left[\nu_h \text{ber}(\xi) - \frac{(1-\nu_h)}{\xi} \text{ber}'(\xi) \right] + c_4 \left[\nu_h \text{bei}(\xi) + \frac{(1-\nu_h)}{\xi} \text{bei}'(\xi) \right] \right\} \dots\dots\dots (A.3-86)$$

b) 当 $\phi_2 > \frac{\pi}{6}$ 时,采用渐近解,按下列步骤计算:

1) 按公式(A.3-87)~公式(A.3-89)计算系数:

$$k_{21} = 1 - \frac{1-2\nu_h}{\lambda} \cot \phi_2 \dots\dots\dots (A.3-87)$$

$$k_{22} = 1 - \frac{1+2\nu_h}{\lambda} \cot \phi_2 \dots\dots\dots (A.3-88)$$

$$\gamma_2 = \pi - \arctan(k_{21}) \dots\dots\dots (A.3-89)$$

2) 按公式(A.3-90)、公式(A.3-91)计算边缘位移与转角:

$$\bar{\Delta}_{h2} = \frac{R_h}{E_h \delta_h} \sin \phi_2 \left[-\lambda \left(\frac{1}{k_{21}} + k_{22} \right) Q_2 \sin \phi_2 + \frac{2\lambda^2 M_2}{k_{21} R_h} \right] \dots\dots\dots (A.3-90)$$

$$\bar{\beta}_{h2} = \frac{2\lambda^2}{E_h \delta_h} \frac{1}{k_{21}} \left[-Q_2 \sin \phi_2 + \frac{2\lambda M_2}{R_h} \right] \dots\dots\dots (A.3-91)$$

3) 按公式(A.3-92)~公式(A.3-95)计算不同 ϕ 点处的参数:

$$k_{21}(\phi) = 1 - \frac{1-2\nu_h}{2\lambda} \cot \phi \dots\dots\dots (A.3-92)$$

$$k_{22}(\phi) = 1 - \frac{1+2\nu_h}{2\lambda} \cot \phi \dots\dots\dots (A.3-93)$$

$$k_{23}(\phi) = 1 + \frac{2-\nu_h}{2\nu_h \lambda} \cot \phi \dots\dots\dots (A.3-94)$$

$$c_2(\phi) = \frac{1}{k_{21}} \sqrt{\frac{\sin \phi_2}{\sin \phi}} \dots\dots\dots (A.3-95)$$

4) 按公式(A.3-96)~公式(A.3-99)计算球壳上任一点处内力素:

$$\bar{T}_{x2} = -c_2(\phi) \cot \phi e^{-\lambda(\phi_2 - \phi)} \left\{ \frac{2\lambda M_2}{R_h} \sin \lambda(\phi_2 - \phi) + k_{23} Q_2 \sin[\lambda(\phi_2 - \phi) + \gamma_2] \right\} \dots\dots\dots (A.3-96)$$

$$\bar{T}_{\theta 2} = \lambda c_2(\phi) e^{-\lambda(\phi_2 - \phi)} \left\{ \frac{2\lambda M_2}{R_h} \left[\cos \lambda(\phi_2 - \phi) - \frac{k_{21} + k_{22}}{2} \sin \lambda(\phi_2 - \phi) \right] + k_{23} Q_2 \left[\cos(\lambda(\phi_2 - \phi) + \gamma_2) - \frac{k_{21} + k_{22}}{2} \sin(\lambda(\phi_2 - \phi) + \gamma_2) \right] \right\} \dots (A.3-97)$$

$$\bar{M}_{x2} = c_2(\phi) e^{-\lambda(\phi_2 - \phi)} \left\{ M_2 [\sin \lambda(\phi_2 - \phi) + k_{21} \cos \lambda(\phi_2 - \phi) + k_{23} \frac{Q_2 R_h}{2\lambda} [\sin \lambda(\phi_2 - \phi) + \gamma_2 + k_{21} \cos(\lambda(\phi_2 - \phi) + \gamma_2)]] \right\} \dots (A.3-98)$$

$$\bar{M}_{\theta 2} = \nu_h c_2(\phi) e^{-\lambda(\phi_2 - \phi)} \left\{ M_2 [\sin \lambda(\phi_2 - \phi) + k_{23} \cos \lambda(\phi_2 - \phi)] + k_{23} \frac{Q_2 R_h}{2\lambda} [\sin(\lambda(\phi_2 - \phi) + \gamma_2) + k_{23} \cos(\lambda(\phi_2 - \phi) + \gamma_2)] \right\} \dots (A.3-99)$$

A.3.4.4 压力 p 与球壳边缘载荷 $Q_i, M_i (i = 1, 2)$ 联合作用下球壳的变形与应力:

$i = 1$ 为球壳开孔情况, $i = 2$ 为球冠形封头情况, 边缘应力分别按 A.3.4.3.1 或 A.3.4.3.2 计算。

球壳边缘位移与转角按公式(A.3-100)、公式(A.3-101)计算:

$$\Delta_{hi} = \Delta_{hi}^* + \bar{\Delta}_{hi} \quad (i = 1, 2) \dots\dots\dots (A.3-100)$$

$$\beta_{hi} = \bar{\beta}_{hi} \quad (i = 1, 2) \dots\dots\dots (A.3-101)$$

其中 $\bar{\Delta}_{hi}, \bar{\beta}_{hi}$ 当 $i = 1$ 时根据 ϕ_1 角分别由公式(A.3-52)、公式(A.3-53)或公式(A.3-64)、公式(A.3-65)算得; 当 $i = 2$ 时根据 ϕ_2 角分别由公式(A.3-79)、公式(A.3-80)或公式(A.3-90)、公式(A.3-91)算得。

球壳内、外表面应力按公式(A.3-102)、公式(A.3-103)计算:

$$\sigma_{xi} = \frac{\bar{T}_x}{\delta_h} + \frac{\bar{T}_{xi}}{\delta_h} \mp \frac{6\bar{M}_{xi}}{\delta_h^2} \quad (i = 1, 2) \dots\dots\dots (A.3-102)$$

$$\sigma_{\theta i} = \frac{\bar{T}_\theta}{\delta_h} + \frac{\bar{T}_{\theta i}}{\delta_h} \mp \frac{6\bar{M}_{\theta i}}{\delta_h^2} \quad (i = 1, 2) \dots\dots\dots (A.3-103)$$

上式中的双符号“ \mp ”, 上符号或指球壳外表面, 下符号指球壳内表面。 $\bar{T}_{xi}, \bar{T}_{\theta i}, \bar{M}_{xi}, \bar{M}_{\theta i}$ 的数值, 当 $i = 1$ 时, 根据 ϕ_1 角分别由公式(A.3-57)~公式(A.3-60)或公式(A.3-70)~公式(A.3-73)算得; 当 $i = 2$ 时, 根据 ϕ_2 角分别由公式(A.3-83)~公式(A.3-86)或公式(A.3-96)~公式(A.3-99)算得。

A.3.5 均匀侧压 p 和边缘载荷作用下 $\delta_p/R \leq 0.4$ 的圆板的分析

A.3.5.1 符号

下列符号适用于 A.3.5, 符号的正方向如图 A-5 和图 A-6 所示。

D_p ——平板的弯曲刚度, $N \cdot mm$ 。

$$D_p = \frac{E_p \delta_p^3}{12(1 - \nu_p^2)}$$

E_p ——设计温度下材料的弹性模量, MPa 。

M_R ——边缘载荷。板外缘单位中面圆周长的径向弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。

M_t ——边缘载荷。板内缘单位中面圆周长的径向弯矩, $N \cdot mm/mm$ 。

p ——设计压力, 以图 A-5、图 A-6 所示方向为正, MPa 。

Q_R ——边缘载荷。板外缘单位中面圆周长的径向拉力, N/mm 。

Q_t ——边缘载荷。板内缘单位中面圆周长的径向拉力, N/mm 。

R ——板外缘中面半径, mm 。

- R_i ——板内缘中面半径, mm。
- r ——板中任意点的半径, mm。
- V_r ——半径 r 处板中单位中面圆周长度上的横剪力, N/mm。
- V_t ——边缘载荷。板内缘单位中面圆周上作用的横剪力, N/mm。
- w_R ——板外缘法向挠度, mm。
- w_t ——板内缘法向挠度, mm。
- δ_p ——平板厚度, mm。
- β_p ——无孔板边缘中面转角, rad。
- β_R ——环形板外缘中面转角, rad。
- β_t ——环形板内缘中面转角, rad。
- Δ_p ——无孔板边缘中面径向位移, mm。
- Δ_R ——环形板外缘中面径向位移, mm。
- Δ_t ——环形板内缘中面径向位移, mm。
- ν_p ——设计温度下材料的泊松比。
- ρ ——板的无量纲径向坐标, $\rho = r/R$ 。
- ρ_t ——环板内缘的无量纲半径, $\rho_t = R_i/R$;
- 下标“p”——表示为圆平板的量。

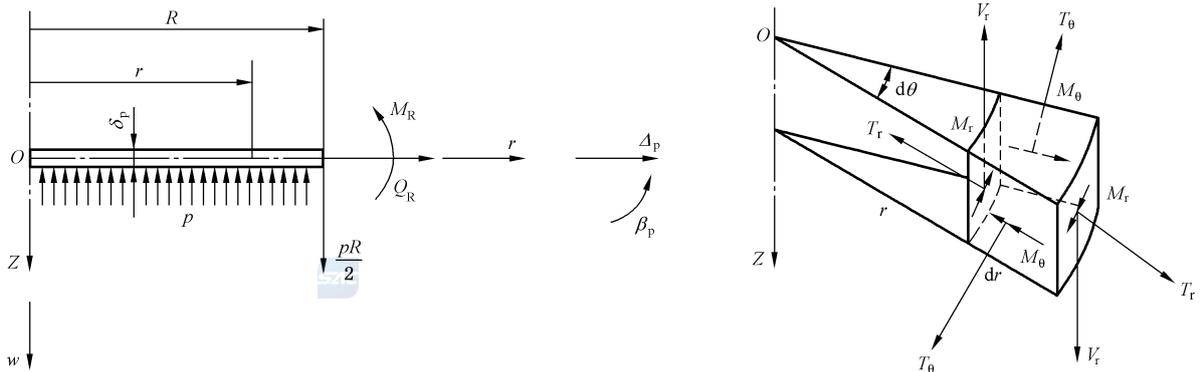


图 A-5 无孔圆板的坐标、载荷、位移和内力素规定

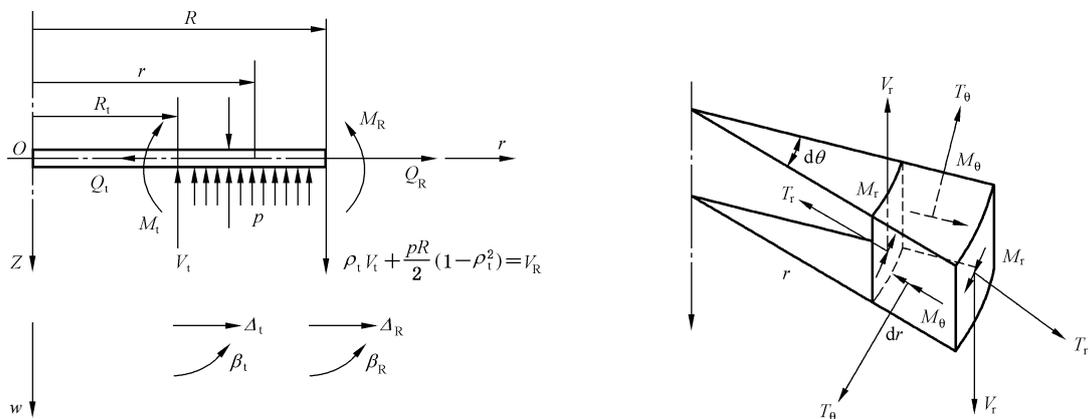


图 A-6 圆环形板的坐标、载荷、位移和内力素规定

A.3.5.2 无孔圆板的分析

板边缘($r=R$)处的中面径向位移与转角按公式(A.3-104)、公式(A.3-105)计算:

$$\Delta_p = \frac{(1-\nu_p)Q_R R}{E_p \delta_p} \dots\dots\dots (A.3-104)$$

$$\beta_p = -\frac{pR^3}{8(1+\nu_p)D_p} + \frac{M_R R}{(1+\nu_p)D_p} \dots\dots\dots (A.3-105)$$

板中应力分布按公式(A.3-106)、公式(A.3-107)计算:

$$\sigma_r = \frac{Q_R}{\delta_p} \mp \frac{6M_R}{\delta_p^2} \pm \frac{3(3+\nu_p)}{8\delta_p^2} p(R^2 - r^2) \dots\dots\dots (A.3-106)$$

$$\sigma_\theta = \frac{Q_R}{\delta_p} \mp \frac{6M_R}{\delta_p^2} \pm \frac{3p}{8\delta_p^2} [(3+\nu_p)R^2 - (1+3\nu_p)r^2] \dots\dots\dots (A.3-107)$$

上式中的双符号,上符号指图 A-5 中上表面,下符号指图 A-5 中下表面。

均布侧压 p 作用下周边简支圆板中的应力分布按公式(A.3-108)、公式(A.3-109)计算:

$$\sigma_r = \pm \frac{3(3+\nu_p)}{8\delta_p^2} p(R^2 - r^2) \dots\dots\dots (A.3-108)$$

$$\sigma_\theta = \pm \frac{3}{8\delta_p^2} p[(3+\nu_p)R^2 - (1+3\nu_p)r^2] \dots\dots\dots (A.3-109)$$

最大应力发生在板中心($r=0$),按公式(A.3-110)计算:

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \pm \frac{3(3+\nu_p)p}{8} \left(\frac{R}{\delta_p}\right)^2 \dots\dots\dots (A.3-110)$$

均布侧压 p 作用下周边固支圆板中的应力分布按公式(A.3-111)、公式(A.3-112)计算:

$$\sigma_r = \pm \frac{3}{8\delta_p^2} p[(1+\nu_p)R^2 - (3+\nu_p)r^2] \dots\dots\dots (A.3-111)$$

$$\sigma_\theta = \pm \frac{3}{8\delta_p^2} p[(1+\nu_p)R^2 - (1+3\nu_p)r^2] \dots\dots\dots (A.3-112)$$

最大应力出现在板边缘($r=R$),按公式(A.3-113)计算:

$$\sigma_r = \mp \frac{3p}{4} \left(\frac{R}{\delta_p}\right)^2, \sigma_\theta = \mp \frac{3\nu_p p}{4} \left(\frac{R}{\delta_p}\right)^2 \dots\dots\dots (A.3-113)$$

板中心应力($r=0$)按公式(A.3-114)计算:

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \pm \frac{3(1+\nu_p)p}{8} \left(\frac{R}{\delta_p}\right)^2 \dots\dots\dots (A.3-114)$$

均布侧压 p 作用下无孔圆板的塑性极限载荷:

周边简支圆板, p_s 按公式(A.3-115)计算:

$$p_s = 1.5R_{cl} \left(\frac{\delta_p}{R}\right)^2 \dots\dots\dots (A.3-115)$$

周边固支圆板, p_s 按公式(A.3-116)计算:

$$p_s = 2.82R_{cl} \left(\frac{\delta_p}{R}\right)^2 \dots\dots\dots (A.3-116)$$

A.3.5.3 环形板的分析

A.3.5.3.1 面内荷载作用下板的位移与内力

板内、外缘径向位移按公式(A.3-117)、公式(A.3-118)计算:

$$\Delta_t = \frac{\rho_t R}{E_p \delta_p} \left[- \left(\frac{1 + \rho_t^2}{1 - \rho_t^2} + \nu_p \right) Q_t + \frac{2Q_R}{1 - \rho_t^2} \right] \dots\dots\dots (A.3-117)$$

$$\Delta_R = \frac{R}{E_p \delta_p} \left[- \left(\frac{2\rho_t^2}{1 - \rho_t^2} \right) Q_t + \left(\frac{1 + \rho_t^2}{1 - \rho_t^2} - \nu_p \right) Q_R \right] \dots\dots\dots (A.3-118)$$

板的面内力按公式(A.3-119)、公式(A.3-120)计算：

$$T_r = \frac{-Q_t \rho_t^2 + Q_R}{1 - \rho_t^2} - \frac{(Q_R - Q_t) \rho_t^2}{(1 - \rho_t^2) \rho^2} \dots\dots\dots (A.3-119)$$

$$T_\theta = \frac{-Q_t \rho_t^2 + Q_R}{1 - \rho_t^2} + \frac{(Q_R - Q_t) \rho_t^2}{(1 - \rho_t^2) \rho^2} \dots\dots\dots (A.3-120)$$

A.3.5.3.2 板的弯曲分析

板外、内缘挠度差与转角按公式(A.3-121)计算：

$$\begin{bmatrix} \beta_R \\ \beta_t \\ (\omega_t - \omega_R)/R \end{bmatrix} = -\frac{R}{D_p} \begin{bmatrix} \frac{1}{K_{RR}} & \frac{1}{K_{Rt}} & \frac{1}{K_{RV}} \\ \frac{1}{K_{tR}} & \frac{1}{K_{tt}} & \frac{1}{K_{tV}} \\ \frac{1}{K_{VR}} & \frac{1}{K_{Vt}} & \frac{1}{K_{VV}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -M_R \\ \rho_t M_t \\ \rho_t V_t R \end{bmatrix} - \frac{\rho R^3}{D_p} \begin{bmatrix} \frac{1}{K_{Rp}} \\ \frac{1}{K_{tp}} \\ \frac{1}{K_{vp}} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (A.3-121)$$

式中：

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_{RR}} &= \frac{1}{(1 - \nu_p^2)(1 - \rho_t^2)} [(1 - \nu_p) + (1 + \nu_p) \rho_t^2] \\ \frac{1}{K_{tt}} &= \frac{1}{(1 - \nu_p^2)(1 - \rho_t^2)} [(1 + \nu_p) + (1 - \nu_p) \rho_t^2] \\ \frac{1}{K_{VV}} &= \frac{3 + \nu_p}{8(1 + \nu_p)} (1 - \rho_t^2) + \frac{1 + \nu_p}{2(1 - \nu_p)} \frac{\rho_t^2}{1 - \rho_t^2} (\ln \rho_t)^2 \\ \frac{1}{K_{Rt}} &= \frac{1}{K_{tR}} = \frac{2\rho_t}{(1 - \nu_p^2)(1 - \rho_t^2)} \\ \frac{1}{K_{RV}} &= \frac{1}{K_{VR}} = \frac{1}{2(1 + \nu_p)} - \frac{1}{(1 - \nu_p)} \frac{\rho_t^2}{(1 - \rho_t^2)} \ln \rho_t \\ \frac{1}{K_{tV}} &= \frac{1}{K_{Vt}} = \frac{\rho_t}{2(1 + \nu_p)} - \frac{1}{(1 - \nu_p)} \frac{\rho_t}{(1 - \rho_t^2)} \ln \rho_t \end{aligned} \dots\dots\dots (A.3-122)$$

以及：

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_{Rp}} &= \frac{1}{8(1 - \nu_p^2)} [(1 - \nu_p) + (1 + 3\nu_p) \rho_t^2 + 4(1 + \nu_p) \frac{\rho_t^4}{1 - \rho_t^2} \ln \rho_t] \\ \frac{1}{K_{tp}} &= \frac{1}{8(1 - \nu_p^2)} [(3 + \nu_p) \rho_t - (1 - \nu_p) \rho_t^3 + 4(1 + \nu_p) \frac{\rho_t^3}{1 - \rho_t^2} \ln \rho_t] \dots\dots\dots (A.3-123) \\ \frac{1}{K_{vp}} &= \frac{(1 - \rho_t^2)}{64(1 + \nu_p)} [(5 + \nu_p) - (7 + 3\nu_p) \rho_t^2] - \frac{\rho_t^2 \ln \rho_t}{16(1 - \nu_p)} \left[4(1 + \nu_p) \frac{\rho_t^2 \ln \rho_t}{(1 - \rho_t^2)} + (3 + \nu_p) \right] \end{aligned}$$

板中任一点处的径向及环向弯矩按公式(A.3-124)、公式(A.3-125)计算：

$$\begin{aligned} M_r &= \rho R^2 \left\{ \frac{1 + \nu_p}{4} \left[-\rho_t^2 \ln \rho + \frac{\rho_t^4}{1 - \rho_t^2} \ln \rho_t \left(\frac{1}{\rho^2} - 1 \right) \right] - \frac{3 + \nu_p}{16} (1 - \rho^2) \left(1 - \frac{\rho_t^2}{\rho^2} \right) \right\} + \\ &V_t R \frac{1 + \nu_p}{2} \left[\rho_t \ln \rho - \frac{\rho_t^3}{1 - \rho_t^2} \ln \rho_t \left(\frac{1}{\rho^2} - 1 \right) \right] + M_t \frac{\rho_t^2}{1 - \rho_t^2} \left(\frac{1}{\rho^2} - 1 \right) + \\ &M_R \frac{1}{1 - \rho_t^2} \left(1 - \frac{\rho_t^2}{\rho^2} \right) \dots\dots\dots (A.3-124) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_\theta = & pR^2 \left\{ -\frac{1+\nu_p}{4} \left[\rho_i^2 \ln \rho + \frac{\rho_i^4}{1-\rho_i^2} \ln \rho_i \left(\frac{1}{\rho^2} + 1 \right) \right] + \frac{1+3\nu_p}{16} \rho^2 - \frac{3+\nu_p}{16} \left(1 + \frac{\rho_i^2}{\rho^2} \right) + \right. \\
 & \left. \frac{1-5\nu_p}{16} \rho_i^2 \right\} + V_i R \left\{ \frac{1+\nu_p}{2} \left[\rho_i \ln \rho + \frac{\rho_i^3}{1-\rho_i^2} \ln \rho_i \left(\frac{1}{\rho^2} + 1 \right) \right] - \frac{1-\nu_p}{2} \rho_i \right\} - \\
 & M_i \frac{\rho_i^2}{1-\rho_i^2} \left(1 + \frac{1}{\rho^2} \right) + M_R \frac{1}{1-\rho_i^2} \left(1 + \frac{\rho_i^2}{\rho^2} \right) \dots\dots\dots (A.3-125)
 \end{aligned}$$

板中应力按公式(A.3-126)、公式(A.3-127)计算：

$$\sigma_r = \frac{T_r}{\delta_p} \mp \frac{6M_r}{\delta_p^2} \dots\dots\dots (A.3-126)$$

$$\sigma_\theta = \frac{T_\theta}{\delta_p} \mp \frac{6M_\theta}{\delta_p^2} \dots\dots\dots (A.3-127)$$

上式中的双符号“ \mp ”，上符号指图 A-5 和图 A-6 中板的上表面，下符号指板的下表面。

A.3.6 轴对称圆环的分析

A.3.6.1 符号

下列符号适用于 A.3.6,其正方向规定如图 A-7 所示。

a ——圆环内半径,mm。

b ——圆环外半径,mm。

E_R ——设计温度下材料的弹性模量,MPa。

h ——圆环高,mm。

M ——外载荷向形心简化的主矩(以单位形心圆周长计),N·mm/mm。

Q ——外载荷向形心简化的单位形心圆周长的径向力,N/mm。

r ——径向坐标,以圆环回转轴线为原点,mm。

$R_o = (b+a)/2$ ——圆环截面形心圆半径,mm。

z ——轴向坐标,以圆环断面形心为原点,mm。

β_R ——圆环截面绕其形心的转角,rad。

Δ_R ——圆环形心的径向位移,mm。

σ_θ ——环向应力,MPa。

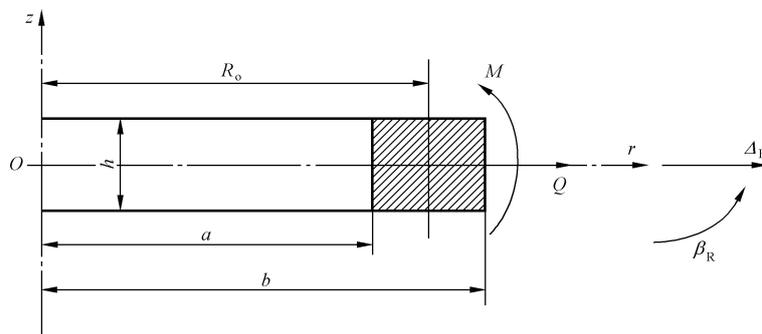


图 A-7 轴对称圆环示意图

A.3.6.2 圆环的分析

$$\Delta_R = \frac{QR_o}{E_R h \ln \frac{b}{a}} \dots\dots\dots (A.3-128)$$

$$\beta_R = \frac{12MR_o}{E_R h^3 \ln \frac{b}{a}} \dots\dots\dots (A.3-129)$$

$$(\sigma_\theta)_{\max} = \frac{QR_o}{ha \ln \frac{b}{a}} - \frac{12zMR_o}{h^2 r \ln \frac{b}{a}} \dots\dots\dots (A.3-130)$$

最大应力的绝对值可能发生在圆环内侧面的上表面或下表面($r = a, z = \pm h/2$), 见公式(A.3-131):

$$(\sigma_\theta)_{\max} = \frac{QR_o}{ha \ln \frac{b}{a}} \mp \frac{6MR_o}{h^2 a \ln \frac{b}{a}} \dots\dots\dots (A.3-131)$$

当圆环截面 $(b-a)/a \ll 1$ 时, 称为窄圆环, 则公式(A.3-128)、公式(A.3-129)、公式(A.3-130)可分别表示为公式(A.3-132)、公式(A.3-133)、公式(A.3-134):

$$\Delta_R = \frac{QR_o^2}{E_R h (b-a)} \dots\dots\dots (A.3-132)$$

$$\beta_R = \frac{12MR_o^2}{E_R h^3 (b-a)} \dots\dots\dots (A.3-133)$$

$$(\sigma_\theta)_{\max} = \frac{QR_o}{h(b-a)} \mp \frac{6MR_o}{h^2(b-a)} \dots\dots\dots (A.3-134)$$

A.4 各种封头与圆柱壳连接处的应力

A.4.1 概述

根据 A.3 所给各受压元件内力素与变形公式, 由内力连续与变形协调条件, 给出圆柱壳与平盖或球壳或锥壳连接处应力的计算方法。

该方法只包含承受内压元件的应力分析, 不包含压力以外的其他载荷与温度梯度的影响。

A.4.2 平盖与圆柱壳的连接

第 7 章给出的平盖设计方法, 是综合塑性极限分析与本章所给应力分析的结果得到的, 采用该方法设计的平盖, 可免除本条规定的应力分析。

符号定义见 A.3.2.1 及 A.3.5.1。 M_o, H_o 为求解的连接处边缘载荷, 其正方向如图 A-8 所示。

以图 A-8 对照图 A-2、图 A-5 可知, 圆柱壳计算式公式(A.3-13)~公式(A.3-21)中:

$$Q = -Q_o, M = M_o \dots\dots\dots (A.4-1)$$

无孔圆板的计算式公式(A.3-104)~公式(A.3-107)中:

$$Q_R = Q_o, M_R = M_o + Q_o \delta_p / 2 \dots\dots\dots (A.4-2)$$

连接处应满足变形协调方程:

$$\Delta_s = \Delta_p + \frac{\delta_p}{2} \beta_p \dots\dots\dots (A.4-3)$$

$$\beta_s = \beta_p \dots\dots\dots (A.4-4)$$

将公式(A.3-18)、公式(A.3-19)及公式(A.3-104)、公式(A.3-105)代入公式(A.4-3)、公式(A.4-4), 并将式中的 Q, M, Q_R 和 M_R 按公式(A.4-1)、公式(A.4-2)换为 M_o, Q_o 的表达式, 解二元联立方程可求得 Q_o, M_o 。

用求出的 Q_o, M_o 值代入公式(A.4-1)、公式(A.4-2), 再代入公式(A.3-15)~公式(A.3-17), 可求得圆柱壳的 $\bar{T}_\theta, \bar{M}_\theta, \bar{M}_x$ 。

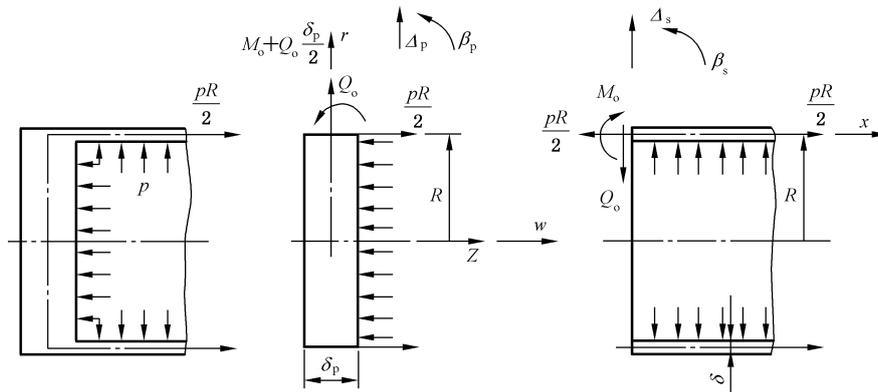


图 A-8 平盖与圆柱壳连接的力学模型

再将上述值代入公式(A.3-20)、公式(A.3-21)及公式(A.3-106)、公式(A.3-107),即可求得圆柱壳中的经向、环向应力 σ_x 、 σ_θ ,圆平板中的径向、环向应力 σ_r 、 σ_θ 。将应力中诸成分根据 GB/T 4732.4—2024 的规则分类,并按相应的各类许用极限控制它。

A.4.3 球壳与圆柱壳的连接

符号定义见 A.3.2.1 及 A.3.4.1。 M_o 、 Q_o 为求解的连接处边缘载荷,其正方向如图 A-9 所示。

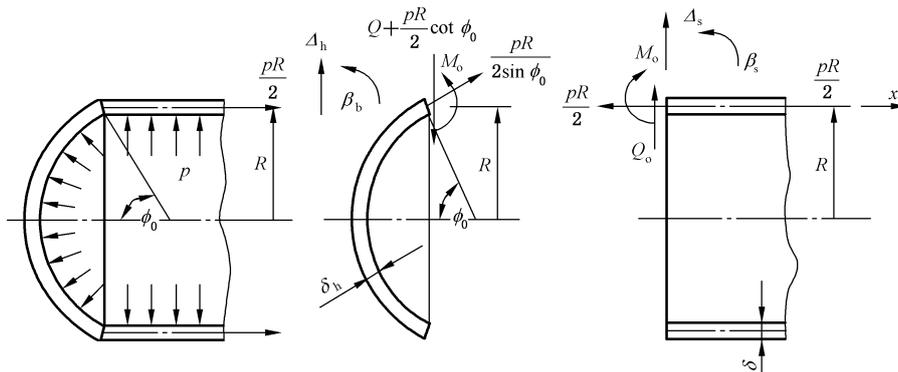


图 A-9 球壳与圆柱壳连接的力学模型

以图 A-9 对照图 A-2 和图 A-4,可知圆柱壳计算式公式(A.3-13)~公式(A.3-21)中:

$$Q = Q_o, M = M_o \dots\dots\dots (A.4-5)$$

按球壳下边缘包角 ϕ_0 值的不同,利用球壳计算公式(A.3-79)~公式(A.3-86)或者公式(A.3-90)~公式(A.3-99),以及公式(A.3-45)、公式(A.3-46),令式中:

$$\phi_2 = \phi_0, r_2 = R, R_h = \frac{R}{\sin \phi_0} \dots\dots\dots (A.4-6)$$

以及:

$$Q_2 = Q_o + \frac{pR}{2} \cot \phi_0, M_2 = M_o \dots\dots\dots (A.4-7)$$

连接处的变形协调方程为:

$$\Delta_s = \Delta_{h2} \dots\dots\dots (A.4-8)$$

$$\beta_s = \beta_{h2} \dots\dots\dots (A.4-9)$$

将公式(A.3-18)、公式(A.3-19)及公式(A.3-100)、公式(A.3-101)(令 $i=2$)代入公式(A.4-8)、公式(A.4-9),并将式中 Q 、 M 、 Q_2 、 M_2 和各几何量按公式(A.4-5)~公式(A.4-7)更换,可得到确定 Q_o 、 M_o 的

二元联立方程。解得 Q_0 、 M_0 ，代入公式(A.4-5)，再代入公式(A.3-15)~公式(A.3-17)，可求得圆柱壳的 \bar{T}_θ 、 \bar{M}_x 、 \bar{M}_θ 的值；将所解得的 Q_0 、 M_0 代入公式(A.4-7)，再根据 ϕ_2 (此处即 ϕ_0) 值小于或大于 30° 分别代入公式(A.3-83)~公式(A.3-86)或者公式(A.3-96)~公式(A.3-99)，可求得球壳的 \bar{T}_{x2} 、 $\bar{T}_{\theta2}$ 、 \bar{M}_{x2} 、 $\bar{M}_{\theta2}$ 的值。

再将上述值代入公式(A.3-20)、公式(A.3-21)及公式(A.3-102)、公式(A.3-103)(令 $i=2$)，即可求得圆柱壳中的经向、环向应力 σ_x 、 σ_θ ，球壳中的经向、环向应力 σ_{x2} 、 $\sigma_{\theta2}$ 。将应力中诸成分根据 GB/T 4732.4—2024 的规则分类，并按相应的各类许用极限控制它。

A.4.4 锥壳变径段与圆柱壳的连接

符号定义见 A.3.2.1 及 A.3.3.1。 M_1 、 Q_1 、 M_2 、 Q_2 为求解的连接处边缘载荷，其正方向如图 A-10 所示。以图 A-10 对照图 A-2、图 A-3 可知，应将圆柱壳计算公式(A.3-10)~公式(A.3-21)中的 R 、 Q 、 M 、 Δ_s 、 β_s 值作以下代换：

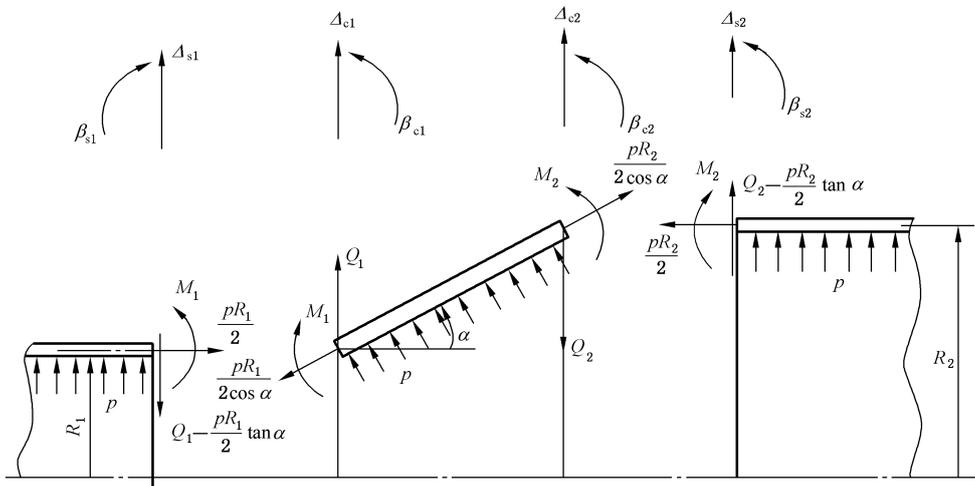


图 A-10 锥壳大、小端与圆柱壳连接的力学模型

对于小端圆柱壳：

$$R = R_1 \quad \dots\dots\dots (A.4-10)$$

$$Q = -Q_1 + \frac{pR_1}{2} \tan \alpha, M = M_1 \quad \dots\dots\dots (A.4-11)$$

$$\Delta_s = \Delta_{s1}, \beta_s = \beta_{s1} \quad \dots\dots\dots (A.4-12)$$

对于大端圆柱壳：

$$R = R_2 \quad \dots\dots\dots (A.4-13)$$

$$Q = Q_2 - \frac{pR_2}{2} \tan \alpha, M = M_2 \quad \dots\dots\dots (A.4-14)$$

$$\beta_s = \beta_{s2}, \Delta_s = \Delta_{s2} \quad \dots\dots\dots (A.4-15)$$

锥壳计算公式不需作任何代换。

小端、大端锥壳与圆柱壳连接处的变形协调方程为：

$$\Delta_{s1} = \Delta_{c1} \quad \dots\dots\dots (A.4-16)$$

$$\beta_{s1} = -\beta_{c1} \quad \dots\dots\dots (A.4-17)$$

$$\Delta_{s2} = \Delta_{c2} \quad \dots\dots\dots (A.4-18)$$

$$\beta_{s2} = \beta_{c2} \quad \dots\dots\dots (A.4-19)$$

将公式(A.3-18)、公式(A.3-19)作公式(A.4-10)~公式(A.4-15)的代换后,代入公式(A.4-16)~公式(A.4-19)的左端,并将公式(A.3-39)~公式(A.3-42)代入公式(A.4-16)~公式(A.4-19)的右端,得到求解 Q_1 、 M_1 、 Q_2 、 M_2 的四元联立方程。

将求得的 Q_1 、 M_1 值代入公式(A.4-11),再代入公式(A.3-20)、公式(A.3-21),用求得的 Q_2 、 M_2 值代入公式(A.4-14),再代入公式(A.3-20)、公式(A.3-21),可分别得到小端与大端圆柱壳的经向、环向应力。将求得的 Q_1 、 M_1 、 Q_2 、 M_2 代入 A.3.3 的圆锥壳公式,可求得圆锥壳中的应力。

将应力中诸成分根据 GB/T 4732.4—2024 的规则分类,其中, p_L 类当量应力的许用极限为 $1.1S_m$,当外载荷考虑风载荷或地震载荷时,许用应力 S'_m 可乘以 1.2。其余当量应力按 GB/T 4732.4—2024 规定的各类许用极限控制。

A.4.5 其他各种轴对称圆环或板壳元件的连接

与 A.4.1~A.4.4 相类似,可以由内力连续与变形协调条件,利用 A.3 所给元件公式对其他各种壳体相互连接处的应力进行分析。

A.5 热应力

A.5.1 一般要求

A.5 根据热弹性理论给出温度轴对称分布时圆平板、厚壁圆筒及厚壁球体在已知壁温分布规律下的弹性应力计算方法,它们的壁温可根据所求问题的传热边界条件运用固体的热传导方程解得或用实验方法测得。对于更复杂的情况可用有限元法进行计算。本章只适用于在所计算的温度范围内,材料仍保持弹性,且弹性模量与热膨胀系数保持不变的情况。

A.5.2 轴对称圆板的热应力

A.5.2.1 符号

下列符号适用于 A.5.2。

E_p ——圆板材料弹性模量,MPa。

$M^{(T)}$ ——由沿圆板厚度非均匀温度 $T(r, z)$ 引起的“温度矩”,在板中引起弯曲应力, $N \cdot mm/mm$ 。

R ——圆板半径,mm。

r ——圆板中任一点半径,mm。

$T(r, z)$ ——圆板中任一点温度,°C。

z ——圆板中任一点到中面的距离,其正方向指向温度较高侧,mm。

α_p ——圆板材料热膨胀系数, $1/^\circ C$ 。

δ_p ——圆板厚度,mm。

ν_s ——圆板材料的泊松比。

σ_r ——圆板径向正应力,MPa。

σ_θ ——圆板环向正应力,MPa。

A.5.2.2 热应力计算

$\delta_p/R \leq 0.4$ 的中心无孔圆板在轴对称分布的温度场 $T = T(r, z)$ 作用下的热应力应按 A.5.2 计算。所用符号与 A.3.5 相同,圆板中坐标、位移与内力素正方向的规定仍按图 A-5 所示。

板中温度场 $T(r, z)$ 应先按公式(A.5-1)分解为两部分:

$$T(r, z) = T^{(1)}(r) + T^{(2)}(r, z) \dots\dots\dots (A.5-1)$$

公式(A.5-1)中 $T^{(1)}$ 为沿板厚的平均温度,它只是板中各点半径 r 的函数,按公式(A.5-2)计算:

$$T^{(1)}(r) = \frac{1}{\delta_p} \int_{-\delta_p/2}^{\delta_p/2} T(r, z) dz \quad \dots\dots\dots (A.5-2)$$

它在板中半径为 r 的任意点处引起沿板厚均匀分布的拉(压)应力。

对于周边自由、中心无孔的圆板,板中半径为 r 的任意点处由 $T^{(1)}$ 引起的面内力为:

$$T_r(r) = \alpha_p E_p \delta_p \left[\frac{1}{R^2} \int_0^R T^{(1)}(\rho) \rho d\rho - \frac{1}{r^2} \int_0^r T^{(1)}(\rho) \rho d\rho \right] \quad \dots\dots\dots (A.5-3)$$

$$T_\theta(r) = \alpha_p E_p \delta_p \left[-T^{(1)}(r) + \frac{1}{R^2} \int_0^R T^{(1)}(\rho) \rho d\rho + \frac{1}{r^2} \int_0^r T^{(1)}(\rho) \rho d\rho \right] \quad \dots\dots (A.5-4)$$

对于周边固定、中心无孔的圆板,板中半径为 r 的任意点处由 $T^{(1)}$ 引起的面内力为:

$$T_r(r) = -\alpha_p E_p \delta_p \left[\frac{1+\nu_p}{1-\nu_p} \frac{1}{R^2} \int_0^R T^{(1)}(\rho) \rho d\rho + \frac{1}{r^2} \int_0^r T^{(1)}(\rho) \rho d\rho \right] \quad \dots\dots\dots (A.5-5)$$

$$T_\theta(r) = -\alpha_p E_p \delta_p \left[T^{(1)}(r) + \frac{1+\nu_p}{1-\nu_p} \frac{1}{R^2} \int_0^R T^{(1)}(\rho) \rho d\rho - \frac{1}{r^2} \int_0^r T^{(1)}(\rho) \rho d\rho \right] \quad \dots\dots (A.5-6)$$

公式(A.5-1)中 $T^{(2)}$ 引起圆板的弯曲。弯曲应力的大小取决于按公式(A.5-7)计算的“温度矩” $M^{(T)}$:

$$M^{(T)}(r) = \frac{\alpha_p E_p}{1-\nu_p} \int_{-\delta_p/2}^{\delta_p/2} T^{(2)}(r, z) z dz \quad \dots\dots\dots (A.5-7)$$

由“温度矩” $M^{(T)}$ 引起的板中半径为 r 的任意点处的弯矩为:

对于周边简支圆板:

$$M_r = (1-\nu_p) \left[\frac{1}{R^2} \int_0^R M^{(T)} \rho d\rho - \frac{1}{r^2} \int_0^r M^{(T)} \rho d\rho \right] \quad \dots\dots\dots (A.5-8)$$

$$M_\theta = (1-\nu_p) \left[\frac{1}{R^2} \int_0^R M^{(T)} \rho d\rho + \frac{1}{r^2} \int_0^r M^{(T)} \rho d\rho - M^{(T)} \right] \quad \dots\dots\dots (A.5-9)$$

对于周边固支圆板:

$$M_r = - \left[\frac{1+\nu_p}{R^2} \int_0^R M^{(T)} \rho d\rho + \frac{1-\nu_p}{r^2} \int_0^r M^{(T)} \rho d\rho \right] \quad \dots\dots\dots (A.5-10)$$

$$M_\theta = - \left[\frac{1+\nu_p}{R^2} \int_0^R M^{(T)} \rho d\rho - \frac{1-\nu_p}{r^2} \int_0^r M^{(T)} \rho d\rho + (1-\nu_p) M^{(T)} \right] \quad \dots\dots\dots (A.5-11)$$

由 $T(r, z)$ 引起的圆板中的总热应力为:

$$\sigma_r = \frac{T_r}{\delta_p} \mp \frac{6M_r}{\delta_p^2} \quad \dots\dots\dots (A.5-12)$$

$$\sigma_\theta = \frac{T_\theta}{\delta_p} \mp \frac{6M_\theta}{\delta_p^2} \quad \dots\dots\dots (A.5-13)$$

上式中的双符号“ \mp ”,上符号表示图 A-5 中板的上表面,下符号表示图 A-5 中板的下表面。

T_r 、 T_θ 与 M_r 、 M_θ 应根据板边缘支承条件分别取公式(A.5-3)、公式(A.5-4)[或公式(A.5-5)、公式(A.5-6)]以及公式(A.5-8)、公式(A.5-9)[或公式(A.5-10)、公式(A.5-11)]的数值。

A.5.3 厚壁圆筒的热应力

A.5.3.1 概述

本条的分析适用于温度只沿圆筒壁厚有变化的情况,即 $T=T(r)$,且假设圆筒可以自由膨胀。

A.5.3.2 符号

下列符号适用于 A.5.3。

- E_s ——筒体材料弹性模量,MPa。
 R_i ——圆筒体内半径,mm。
 R_o ——圆筒体外半径,mm。
 r ——圆筒体壁中任一点半径,mm。
 T_i ——圆筒体内壁温度,℃。
 T_o ——圆筒体外壁温度,℃。
 $T(r)$ ——圆筒壁中任一点温度,℃。
 α_s ——圆筒体材料热膨胀系数,1/℃。
 ν_s ——圆筒体材料的泊松比。
 σ_r ——厚壁圆筒径向正应力,MPa。
 σ_z ——厚壁圆筒轴向正应力,MPa。
 σ_θ ——厚壁圆筒环向正应力,MPa。

A.5.3.3 热应力计算

在给定温度场沿壁厚变化规律 $T=T(r)$ 时,厚壁圆筒壁中任一半径为 r 点处的正应力为:

$$\sigma_r = \frac{E_s \alpha_s}{1 - \nu_s} \left[-\frac{1}{r^2} \int_{R_i}^r T(\rho) \rho d\rho + \left(1 + \frac{R_i^2}{r^2}\right) \frac{1}{R_o^2 - R_i^2} \int_{R_i}^{R_o} T(\rho) \rho d\rho \right] \dots\dots\dots (A.5-14)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E_s \alpha_s}{1 - \nu_s} \left[\frac{1}{r^2} \int_{R_i}^r T(\rho) \rho d\rho + \left(1 + \frac{R_i^2}{r^2}\right) \frac{1}{R_o^2 - R_i^2} \int_{R_i}^{R_o} T(\rho) \rho d\rho - T(r) \right] \dots (A.5-15)$$

$$\sigma_z = \frac{E_s \alpha_s}{1 - \nu_s} \left[-T(r) + \frac{2}{R_o^2 - R_i^2} \int_{R_i}^{R_o} T(\rho) \rho d\rho \right] \dots\dots\dots (A.5-16)$$

若要求筒壁的热流量保持恒定,则厚壁筒的内、外壁温度 T_i 、 T_o 是一个常值,此时:

$$T(r) = \frac{T_i - T_o}{\ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right)} \ln \frac{R_o}{r} + T_o \dots\dots\dots (A.5-17)$$

厚壁筒中各点的热应力为:

$$\sigma_r = \frac{\alpha_s E_s (T_i - T_o)}{2(1 - \nu_s) \ln \frac{R_o}{R_i}} \left[-\ln \frac{R_o}{r} - \frac{R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \left(1 - \frac{R_o^2}{r^2}\right) \ln \frac{R_o}{R_i} \right] \dots\dots\dots (A.5-18)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\alpha_s E_s (T_i - T_o)}{2(1 - \nu_s) \ln \frac{R_o}{R_i}} \left[1 - \ln \frac{R_o}{r} - \frac{R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \left(1 + \frac{R_o^2}{r^2}\right) \ln \frac{R_o}{R_i} \right] \dots\dots\dots (A.5-19)$$

$$\sigma_z = \frac{\alpha_s E_s (T_i - T_o)}{2(1 - \nu_s) \ln \frac{R_o}{R_i}} \left[1 - 2 \ln \frac{R_o}{r} - \frac{2R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \ln \frac{R_o}{R_i} \right] \dots\dots\dots (A.5-20)$$

A.5.4 温度沿壁厚变化时厚壁球壳的应力

A.5.4.1 概述

本条适用于温度只沿球体壁厚有变化的情况,即 $T=T(r)$,且假定球体可以自由膨胀。

A.5.4.2 符号

下列符号适用于 A.5.4。

- E_h ——球体材料弹性模量,MPa。

- r ——球壁中任一点半径, mm。
- R_i ——球壳内半径, mm。
- R_o ——球壳外半径, mm。
- T_i ——球壳内壁温度, °C。
- T_o ——球壳外壁温度, °C。
- $T(r)$ ——球壳温度, °C。
- α_h ——球壳材料膨胀系数, $1/^\circ\text{C}$ 。
- ν_h ——球壳材料泊松比。
- σ_r ——球壳的径向应力, MPa。
- σ_θ ——球壳的环向应力, MPa。

A.5.4.3 热应力计算

在给定温度场沿球壳壁厚的变化规律 $T=T(r)$ 时, 厚壁球壳中任一半径为 r 点处的正应力为:

$$\sigma_r = \frac{2\alpha_h E_h}{1 - \nu_h} \left[\frac{r^3 - R_i^3}{(R_o^3 - R_i^3)r^3} \int_{R_i}^{R_o} T(\rho)\rho^2 d\rho - \frac{1}{r^3} \int_{R_i}^r T(\rho)\rho^2 d\rho \right] \dots\dots\dots (\text{A.5-21})$$

$$\sigma_\theta = \frac{2\alpha_h E_h}{1 - \nu_h} \left[\frac{2r^3 + R_i^3}{2(R_o^3 - R_i^3)r^3} \int_{R_i}^{R_o} T(\rho)\rho^2 d\rho + \frac{1}{2r^3} \int_{R_i}^r T(\rho)\rho^2 d\rho - \frac{T}{2} \right] \dots\dots (\text{A.5-22})$$

若通过球壁的热流量保持恒定, 厚壁球壳内外壁温度 T_i 、 T_o 是个常值, 此时:

$$T(r) = (T_i - T_o) \frac{R_i}{R_o - R_i} \left(\frac{R_o}{r} - 1 \right) + T_o \dots\dots\dots (\text{A.5-23})$$

厚壁球壳中各点热应力为:

$$\sigma_r = \frac{\alpha_h E_h (T_i - T_o)}{1 - \nu_h} \frac{R_o R_i}{R_o^3 - R_i^3} \left[R_o + R_i - \frac{1}{r} (R_o^2 + R_o R_i + R_i^2) + \frac{R_o^2 R_i^2}{r^2} \right] \dots (\text{A.5-24})$$

$$\sigma_\theta = \frac{\alpha_h E_h (T_i - T_o)}{1 - \nu_h} \frac{R_o R_i}{R_o^3 - R_i^3} \left[R_o + R_i - \frac{1}{2r} (R_o^2 + R_o R_i + R_i^2) - \frac{R_o^2 R_i^2}{2r^3} \right] \dots (\text{A.5-25})$$

附录 B

(资料性)

焊接接头

B.1 通则

本附录规定了各类允许使用的焊接接头形式,并列出了常用的焊接接头结构,供设计及制造时参考选用。对于其他形式的焊接接头,如果其能够满足 GB/T 4732.4—2024 分析设计的要求,也可使用。焊接接头分为 A、B、C、D、E 五类,各类接头典型位置见 GB/T 4732.1—2024 中的图 1。

B.2 焊接接头类型

受压元件之间或受压元件与非受压元件之间的焊接接头的类型、各种焊接接头类型的特征见表 B-1。

表 B-1 焊接接头类型

焊接接头类型	特征
1 型	对接接头和锥段半顶角不超过 30°的斜角接头,应为全焊透的双面焊或采用单面焊双面成形技术所焊成的全焊透接头。若采用带垫板的单面焊,焊后应拆除垫板,否则不能作为 1 型焊接接头
2 型	具有垫板的单面焊对接接头
3 型	全焊透的直角接头,带或不带盖面角焊缝
4 型	全焊透的斜角接头,锥段半顶角大于 30°
5 型	部分焊透的直角接头,带或不带盖面角焊缝
6 型	角焊缝
<p>注: 焊接接头和焊缝的说明如下。</p> <p>a) 对接接头,指两个元件的端面之间采用全截面焊透的连接形式,接头是全焊透的双面焊或采用单面焊双面成形技术所焊成的全焊透接头。</p> <p>b) 角接头,指两个元件以 L 形或 T 形构成直角或近似直角的接头。对于全焊透的接头,应加工坡口,使得至少其中一个元件全壁厚截面焊透,且焊道与各元件之间均应完全熔化结合。</p> <p>c) 斜角接头,指元件的变径段与另一元件的端面通过全焊透的形式连接,接头是全焊透的双面焊或采用单面焊双面成形技术所焊成的全焊透接头。</p> <p>d) 角焊缝,指沿两成直角或近似成直角的零件的交线所焊接的焊缝,焊接接头的截面近似于三角形。</p>	

B.3 各类焊接接头允许形式

B.3.1 A 类焊接接头

A 类焊接接头满足下列要求。

- a) A 类焊接接头应是 1 型焊接接头。
- b) 允许的 A 类焊接接头形式见表 B-2、表 B-3 和表 B-8 中的编号(15)~(19)。
- c) 在不等厚截面间的过渡接头——对不等厚度元件的连接,除非满足 GB/T 4732.4—2024 分析设计的要求,否则,在厚度差大于较薄截面厚度的 1/4 或大于 3 mm(取两者中的较小值)的两截面之间接头处,应有光滑、连续的锥形过渡区,该过渡区可采用削边、堆焊等加工方法完成。

当不按 GB/T 4732.4—2024 应力分析方法设计时,应满足下列附加要求。

- 1) 两壳体之间的对接接头,需要过渡连接时,可采用表 B-2 中编号(4)、(5)、(6)的形式。
- 2) 壳体与半球形封头之间的对接接头,需要过渡连接时,可采用表 B-3 中编号(2)、(3)、(4)、(5)的形式。
- 3) 半球形封头的厚度大于相同内径的圆筒厚度时,可加工过渡斜面与筒体外径一致,厚度匹配,但成形封头锥形过渡段的最小厚度不应小于相同内径的筒体所需厚度。
- 4) 当采用堆焊形成锥形过渡区时,堆焊应满足 GB/T 4732.6—2024 的要求。对接接头可以部分或完全位于锥形过渡区。

注: c)中过渡要求不适用于对焊法兰的颈部过渡段。

B.3.2 B 类焊接接头

B 类焊接接头满足下列要求。

- a) B 类焊接接头可以是以下形式之一:
 - 1) 1 型焊接接头;
 - 2) 2 型焊接接头(B.3.6 除外)。
- b) 允许的 B 类焊接接头形式见表 B-2、表 B-3、表 B-4、表 B-7 中的编号(1)、(2)、(3)和表 B-8 中的编号(15)、(20)。
- c) 采用带垫板的单面焊时,如条件允许,焊后应拆除垫板。不拆除垫板的接头,当需进行疲劳分析时,对薄膜应力的应力集中系数取 2.0;对弯曲应力的应力集中系数取 2.5。
- d) 不等厚截面间的过渡接头应满足 B.3.1 c)的规定,且应符合表 B-2 和表 B-3 中相关接头的要求。椭圆形封头的厚度大于相同内径的圆筒厚度时,可加工过渡斜面与圆筒外径一致,厚度匹配,但加工后成形封头锥形过渡段的最小厚度不应小于相同内径的筒体所需厚度。
- e) 对于带变径段的 B 类斜角对接接头,当符合 1 型焊接接头的要求时,有关对接接头的有关要求(如接头的焊接、余高以及检验等)均适用于此斜角对接接头,具体要求见 GB/T 4732.6—2024 的有关规定。
- f) 采用对接连接的带翻边的平盖、管板或带颈法兰:
 - 1) 采用对接焊与相邻壳体、封头或其他受压元件连接的带颈管板、平封头等(如表 B-4 所示),如果采用锻件制造,则其锻制方式应保证翻边在沿平行于容器轴线方向的最小抗拉强度和延伸率满足材料的规定值。拉伸试样的取样(如需要,可采用小尺寸试样)应沿平行于容器轴线方向并尽可能靠近翻边。
 - 2) 表 B-7 中编号(1)、(2)、(3)所示的带颈法兰不应采用板材制造。

B.3.3 C 类焊接接头

C 类焊接接头满足下列要求。

- a) C 类焊接接头可以是以下形式之一:
 - 1) 全焊透角接头;
 - 2) 2 型焊接接头,限于多层包扎容器层板层纵向接头。
- b) 以下各表中列出了允许的 C 类焊接接头形式:
 - 1) 表 B-5——用于无拉撑平盖,不兼作法兰的管板和矩形容器侧板的焊接接头;
 - 2) 表 B-6——用于兼作法兰的管板焊接接头;
 - 3) 表 B-7 中的编号(4)——用于法兰连接焊接接头。
- c) 角接头——平板型零件与壳体、封头或其他受压元件形成角接头时(如表 B-5 和表 B-6 所示),焊缝应满足以下要求:

- 1) 在焊接接头的横截面上,将焊缝金属与平板型零件之间的熔合线投影到与板面平行和垂直的两个方向,确定两个几何参数 a 和 b ;
- 2) a 和 b 的尺寸应满足表 B-5 或表 B-6 的规定;
- 3) 贯穿焊接接头尺寸(角焊缝厚度)不应小于壳体、封头或其他受压元件厚度或不准许在连接处形成偏心未焊透结构;
- 4) 如果管板的两侧均采用焊接的形式与壳体、封头或其他受压元件连接,则两侧的焊缝均应采用表 B-5 所示的焊接接头形式。

B.3.4 D 类焊接接头

D 类焊接接头满足下列要求。

- a) D 类焊接接头可以是以下形式之一:
 - 1) 全焊透的角接接头;
 - 2) 接管与壳体之间全焊透的角接接头或角焊缝,或两者的组合;
 - 3) 接管与壳体之间部分焊透的角接接头。
- b) 允许的 D 类焊接接头形式见表 B-8 中的编号(1)~(14)、(21)~(23)。
- c) 接管与壳体间焊接接头的要求如下:
 - 1) 无补强的安放式接管与壳体的连接应采用开坡口的全焊透焊缝。采用单面焊或当不能通过目测检查确认接头完全焊透时,应采用焊接垫板,焊接垫板应在焊接后去除。允许形式见表 B-8 中的编号(1)~(5)。
 - 2) 无补强的插入式接管与壳体的连接应采用开坡口的全焊透焊缝。当采用焊接垫板时,焊接垫板应在焊接后去除。允许形式见表 B-8 中的编号(6)~(9)。
 - 3) 带有一个或多个补强圈的插入式接管与壳体的连接,应在补强圈外周边和接管的外围处用连续焊缝连接。接管与容器壁和补强件的焊缝应是全焊透的坡口焊缝,允许形式见表 B-8 中的编号(10)、(11)和(12)。
 - 4) 承受外载荷的凸缘法兰与壳体的连接应按表 B-8 中的编号(14)采用全焊透焊缝连接。对于不承受外加载荷的凸缘法兰,例如仅用作检查的人、手孔,热电偶套管等连接件,与壳体的连接可按表 B-8 中的编号(13)采用角焊缝连接。
 - 5) 采用整体补强的接管与壳体的连接应采用全焊透角接接头,允许的焊接接头形式见表 B-8 中的编号(21)。
 - 6) 部分焊透焊缝仅可用于如仪表孔、检查孔等基本上并无外加机械载荷且在连接件上并无大于容器本身应力的热应力的这类接管连接件。如仅用作检查的人、手孔以及热电偶套管等连接件,与壳体的连接可采用部分焊透焊接接头,允许的焊接接头形式见表 B-8 中的编号(22)~(23)。

B.3.5 E 类焊接接头

E 类焊接接头满足下列要求。

- a) 非受压元件的连接符合以下要求:
 - 1) 连接件应和所连接壳体的曲率相一致;
 - 2) 与受压元件焊接的连接件材料应是列于 GB/T 4732.2—2024 中的材料,且连接件材料及其所用焊材应和受压元件材料相匹配。
- b) 堆焊层、复合板覆层或衬里结构的连接件符合以下要求。
 - 1) 对于堆焊层,连接件可以直接焊于堆焊层。
 - 2) 对于复合板的覆层,如果连接件焊缝在各种载荷作用下所引起的一次应力不超过连接件

或覆层材料二者许用应力的较小值的 10%，连接件可以直接焊于覆层上。另一方法是，在覆层以内的基材的局部区域堆焊，以形成连接件的焊接位置。

- 3) 有衬里时,除非由分析或/和试验确定连接件直接焊于衬里安全可靠,否则,连接件应直接焊于基材上。对于类似的衬里,如果有在可比的操作条件下的成功经验,则可以作为判定的依据。

B.3.6 调质高强度钢焊接接头的特殊要求

在由调质高强度钢建造的容器和容器零件中, A 类、B 类焊接接头应为 1 型焊接接头。接管与壳体的焊接接头可采用表 B-8 中编号(1)~(9)或编号(15)~(21)的焊接接头形式,并满足下列要求。

- a) 如果壳体板厚不大于 50 mm,则接管与壳体的焊接接头应采用表 B-8 中编号(15)~(20)的 1 型焊接接头。
- b) 如果壳体板厚大于 50 mm,则接管与壳体的焊接接头可以采用表 B-8 中编号(1)~(9)或编号(15)~(21)的焊接接头形式。

B.3.7 管颈与管道的焊接接头

如果与设备接管焊接的管道壁厚比接管壁厚小,应对设备接管削薄以形成与管道连接的过渡段。设备接管削薄后的焊接接头应符合表 B-9 的设计要求。

表 B-2 部分允许的壳体焊接接头

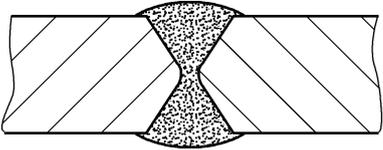
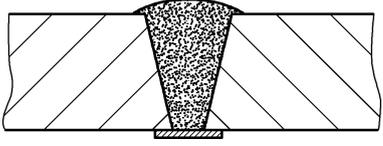
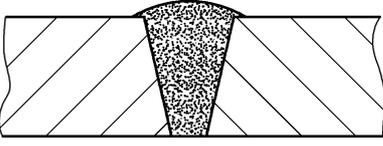
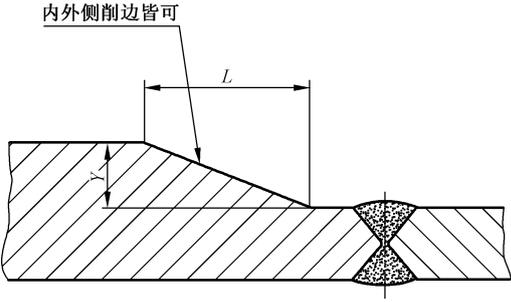
编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(1)	1	A、B		
(2)	2	B		
(3)	1	A、B		
(4)	1	A、B	1) $L \geq 3Y$ 。 2) 削边长度 L 可包含焊缝宽度。 3) 允许使用 2 型焊接接头,见 B.3.1~B.3.5 的限制条件	

表 B-2 部分允许的壳体焊接接头 (续)

编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(5)	1	A、B		
(6)	1	A、B		
(7)	1	B	1) $\alpha \leq 30^\circ$ 。 2) 见 B.3.2 e)。 3) 允许使用 2 型焊接接头, 见 B.3.1~B.3.5 的限制条件	
(8)	4	B	$\alpha > 30^\circ$	
(9)	1	B	1) $\alpha \leq 30^\circ$ 。 2) 见 B.3.2 e)。 3) 允许使用 2 型焊接接头, 见 B.3.1~B.3.6 的限制条件	
(10)	4	B	$\alpha > 30^\circ$	

表 B-3 壳体与封头焊接接头

编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(1)	1	A、B	允许使用 2 型焊接接头, 见 B.3.1~B.3.5 的限制条件	

表 B-3 壳体与封头焊接接头 (续)

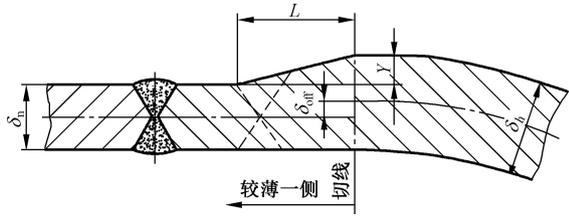
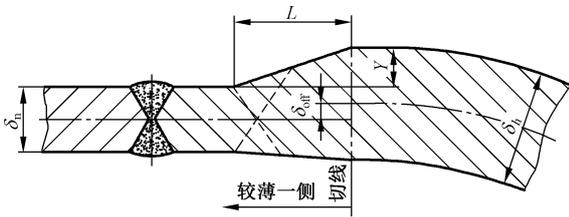
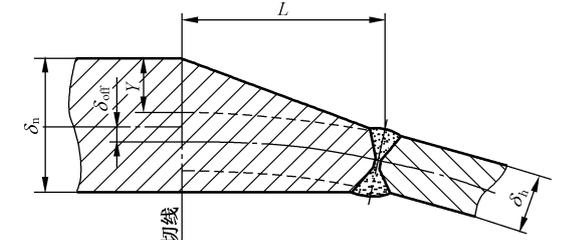
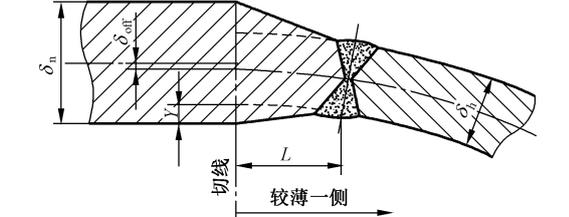
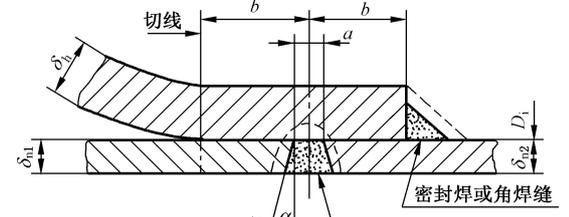
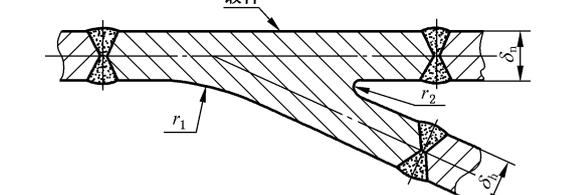
编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(2)	1	A、B	1) 当 δ_h 大于 δ_n 时, $L \geq 3Y$ 。 2) $\delta_{off} \leq 0.5(\delta_h - \delta_n)$ 。 3) 削边长度 L 可包括焊缝宽度。	
(3)	1	A、B	4) 壳体的中心线可位于封头中心线的任何一侧。 5) 允许使用 2 型焊接接头, 见 B.3.1~B.3.5 的限制条件	
(4)	1	A、B	1) $L \geq 3Y$ 。 2) $\delta_{off} \leq 0.5(\delta_h - \delta_n)$ 。 3) 削边长度 L 可包括焊缝宽度。	
(5)	1	A、B	4) 壳体的中心线可位于封头中心线的任何一侧。 5) 允许使用 2 型焊接接头, 见 B.3.1~B.3.5 的限制条件	
(6)	2	B	1) 对接焊缝和角焊缝应保证能承受 1.5 倍的设计压差所产生的剪切力。 2) $b \geq \min[2\delta_n, 25 \text{ mm}]$ 。 3) a 最小取 13 mm。 4) 壳体厚度 δ_{n1} 和 δ_{n2} 可以不同。 5) $15^\circ \leq \alpha \leq 20^\circ$	
(7)	1	A、B	1) $r_1 \geq 2r_2$ 。 2) $r_2 \geq \min[\delta_n, \delta_h]$	

表 B-4 带颈对焊的受压元件焊接接头

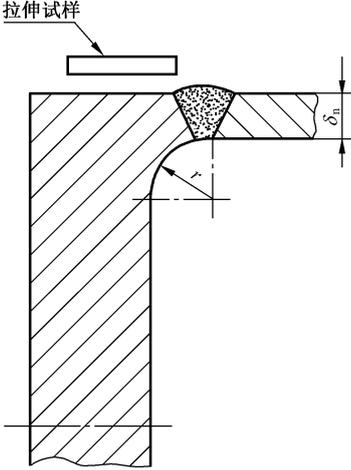
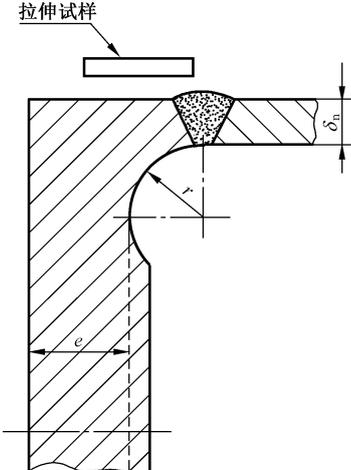
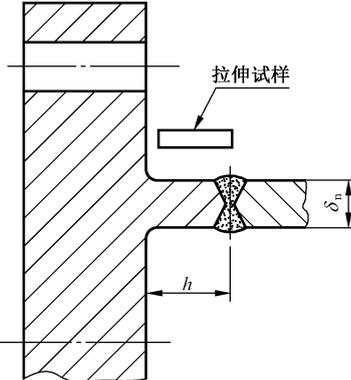
编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(1)	1	B	1) $\delta_n \leq 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq 10 \text{ mm}$ 。 2) $\delta_n \geq 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq \min[0.25\delta_n, 19 \text{ mm}]$	
(2)	1	B	1) $\delta_n \leq 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq 10 \text{ mm}$ 。 2) $\delta_n \geq 38 \text{ mm}$ 时, $r \geq \min[0.25\delta_n, 19 \text{ mm}]$ 。 3) $e \geq \max[\delta_n, \delta_f]$	
(3)	1	B	$h = \max[1.5\delta_n, 19 \text{ mm}]$, 但不超过 51 mm	

表 B-5 无拉撑平盖、不兼作法兰的管板和矩形容器侧板的焊接接头

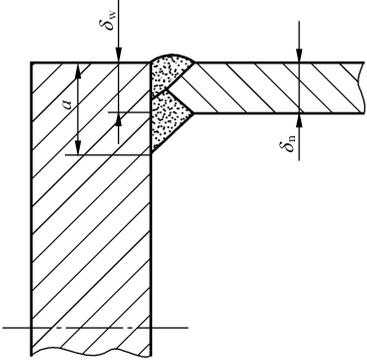
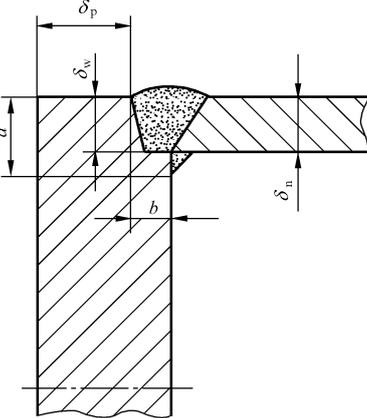
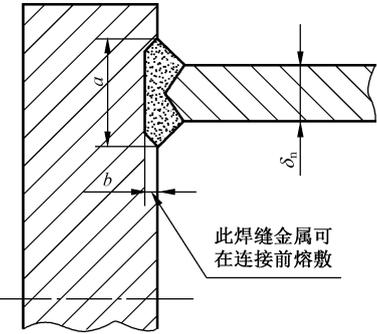
编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(1)	3	C	1) $a \geq 2\delta_n$ 。 2) $\delta_w \geq \delta_n$	
(2)	3	C	1) $a + b \geq 2\delta_n$ 。 2) $\delta_w \geq \delta_n$ 。 3) $\delta_p \geq \min[\delta_n, 6 \text{ mm}]$ 。 4) 坡口尺寸 b 应在组装后、施焊前进行检查	
(3)	3	C	1) $a + b \geq 2\delta_n$ 。 2) 允许 $b = 0$ 。 3) 坡口尺寸 b 应在组装后、施焊前进行检查	

表 B-6 兼作法兰的管板焊接接头

编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(1)	3	C	1) $a+b \geq 2\delta_n$ 。 2) 允许 $b=0$ 。 3) 坡口尺寸 b 应在组装后、施焊前进行检查。 4) $c \geq \min[0.7\delta_n, 1.4\delta_r]$	

表 B-7 法兰连接焊接接头

编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(1)	1	B	1) 整体法兰。 2) $h \geq 1.5\delta_0$ (最小)。 3) $r \geq \max[0.25\delta_1, 4.5 \text{ mm}]$	
(2)	1	B	1) 整体法兰。 2) $c \geq 1.5\delta_0$ (最小)	

表 B-7 法兰连接焊接接头 (续)

编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(3)	1	B	1) 整体法兰。 2) $c \geq 1.5\delta_0$ (最小)	
(4)	3	C	1) 整体法兰。 2) $c \geq \min[0.25\delta_0, 6 \text{ mm}]$	

表 B-8 接管与壳体的焊接接头

编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(1)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_{nt}, 6 \text{ mm}\};$ $r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	

表 B-8 接管与壳体的焊接接头 (续)

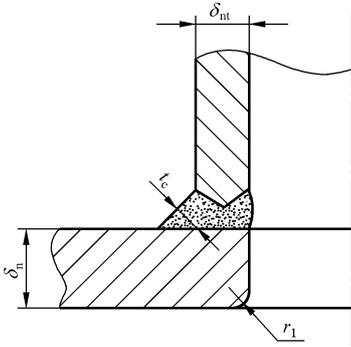
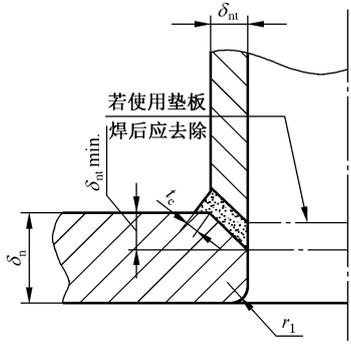
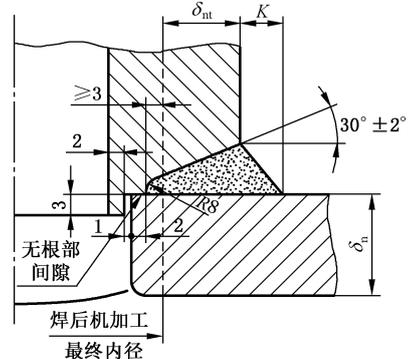
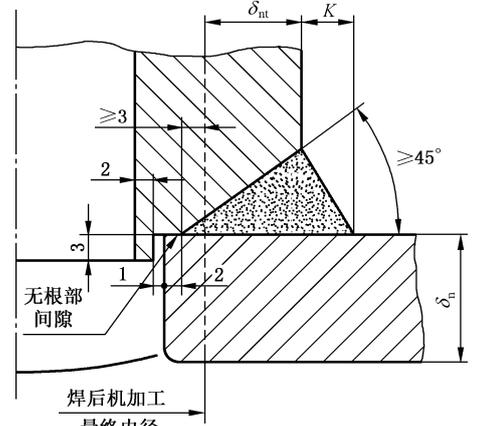
编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(2)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_{nt}, 6 \text{ mm}\};$ $r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	
(3)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_{nt}, 6 \text{ mm}\};$ $r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	
(4)	3	D	$K \geq \min\left\{\frac{\delta_{nt}}{3}, 6 \text{ mm}\right\}$	
(5)	3	D	$K \geq \min\left\{\frac{\delta_{nt}}{3}, 6 \text{ mm}\right\}$	

表 B-8 接管与壳体的焊接接头 (续)

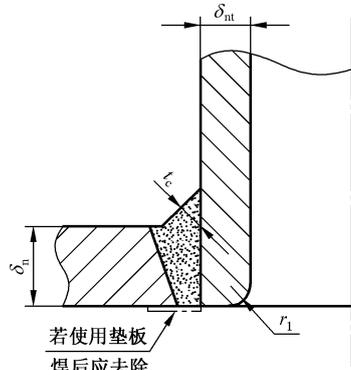
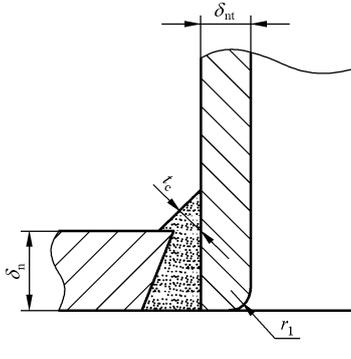
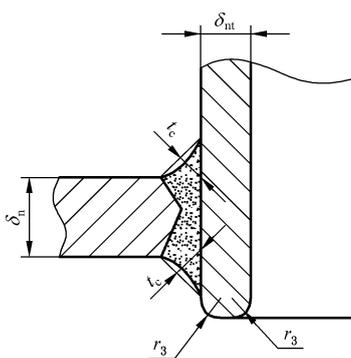
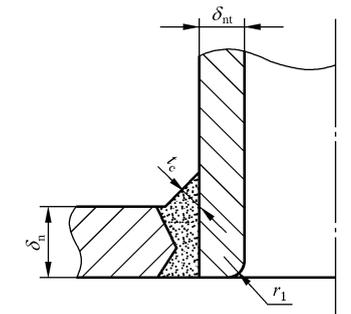
编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(6)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_n, 6 \text{ mm}\};$ $r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	
(7)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_n, 6 \text{ mm}\};$ $r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	
(8)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_n, 6 \text{ mm}\};$ r_3 为圆角: $r_3 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\};$ 或 r_3 为 45°倒角: $r_3 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	
(9)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_n, 6 \text{ mm}\};$ $r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	

表 B-8 接管与壳体的焊接接头 (续)

编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(10)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_{nt}, 6 \text{ mm}\}$; $F_1 \geq \min\{0.6\delta_c, 0.6\delta_n\}$; r_3 为圆角: $r_3 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$; 或 r_3 为 45° 倒角: $r_3 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	
(11)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_{nt}, 6 \text{ mm}\}$; $F_1 \geq \min\{0.6\delta_c, 0.6\delta_n\}$; $r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	
(12)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_{nt}, 6 \text{ mm}\}$; $F_1 \geq \min\{0.6\delta_c, 0.6\delta_n\}$; r_3 为圆角: $r_3 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$; 或 r_3 为 45° 倒角: $r_3 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	
(13)	6	D	$F_2 \geq \min\{0.7\delta_c, 0.7\delta_n\}$	

表 B-8 接管与壳体的焊接接头 (续)

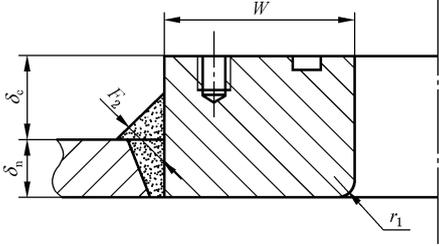
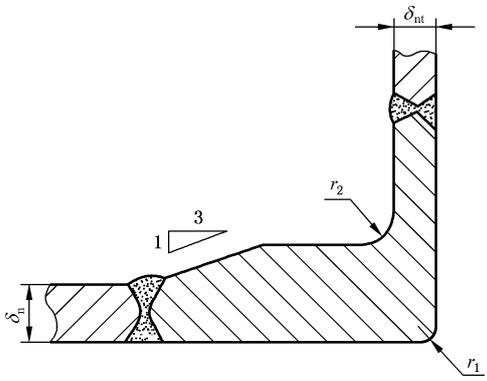
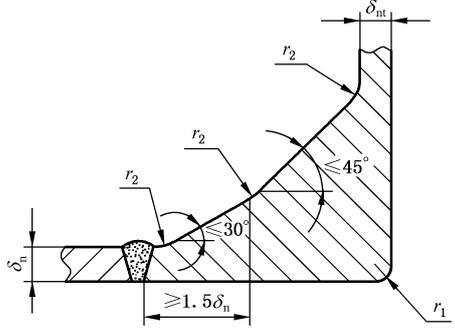
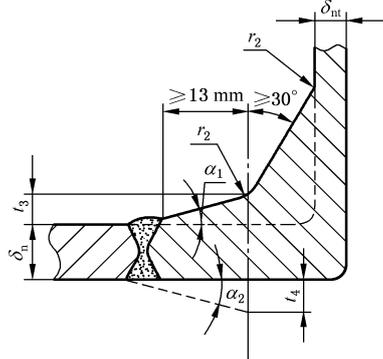
编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(14)	3	D	$F_2 \geq \min\{0.7\delta_c, 0.7\delta_n\};$ $r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\}$	
(15)	1	上 B 下 A	$r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\};$ $r_2 \geq \min\{0.25\delta_{nt}, 19 \text{ mm}\}$	
(16)	1	A	$r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\};$ $r_2 \geq \min\{0.25\delta_{nt}, 19 \text{ mm}\}$	
(17)	1	A	$r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\};$ $r_2 \geq \min\{0.25\delta_{nt}, 19 \text{ mm}\};$ $t_3 + t_4 \leq 0.2\delta_n;$ $\alpha_1 + \alpha_2 \leq 18.5^\circ$	

表 B-8 接管与壳体的焊接接头 (续)

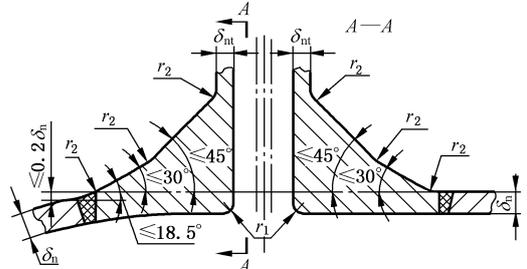
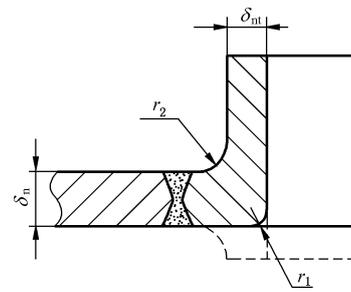
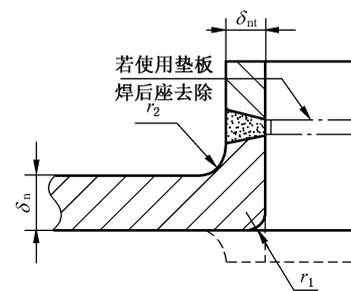
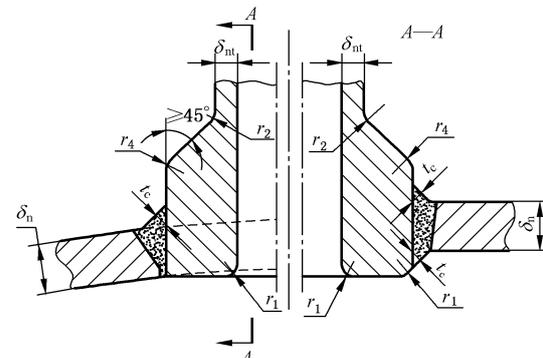
编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(18)	1	A	$r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\};$ $r_2 \geq \min\{0.25\delta_{nt}, 19 \text{ mm}\}$	 <p>垂直/平行于壳体轴线的两个视图</p>
(19)	1	A	$r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\};$ $r_2 \geq \min\{0.25\delta_{nt}, 19 \text{ mm}\}$	
(20)	1	B	$r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\};$ $r_2 \geq \min\{0.25\delta_{nt}, 19 \text{ mm}\}$	
(21)	3	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_{nt}, 6 \text{ mm}\};$ $r_1 \geq \min\{0.25\delta_n, 3 \text{ mm}\};$ $r_2 \geq 19 \text{ mm};$ $r_4 \geq 6 \text{ mm}$	 <p>垂直/平行于壳体轴线的两个视图</p>

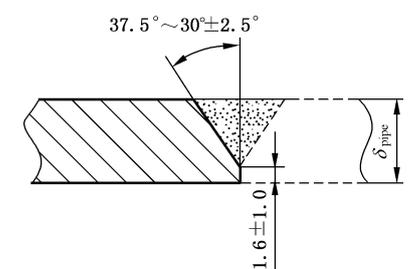
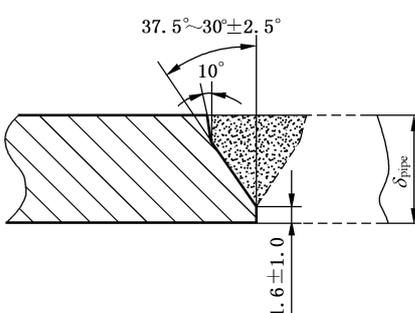
表 B-8 接管与壳体的焊接接头 (续)

编号	焊接接头类型	焊接接头类别	设计要求	示意图
(22)	5	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_{nt}, 6 \text{ mm}\};$ $t_w \geq 1.25\delta_{nt}$	
(23)	5	D	$t_c \geq \min\{0.75\delta_{nt}, 6 \text{ mm}\};$ $t_w \geq 1.25\delta_{nt}$	

表 B-9 管颈与管道连接的焊接接头

编号	焊接接头类型	设计要求	示意图
(1)	1	$\delta_1 \geq \max\{0.8\delta_m, \delta_{\text{pipe}}\};$ $\alpha \geq 30^\circ;$ $14^\circ \leq \beta \leq 18.5^\circ;$ $r \geq 6 \text{ mm}$	
(2)	1	$\delta_{nt} \geq \max\{0.8\delta_m, \delta_{\text{pipe}}\};$ $\alpha \leq 30^\circ;$ $14^\circ \leq \beta \leq 18.5^\circ;$ $r \geq 6 \text{ mm}$	

表 B-9 管颈与管道连接的焊接接头 (续)

编号	焊接接头类型	设计要求	示意图
(3)	1	$5 < \delta_{\text{pipe}} \leq 22$	
(4)	1	$\delta_{\text{pipe}} > 22$	
<p>注: δ_m 为设备接管的设计厚度, δ_{pipe} 为连接管道的名义厚度。</p>			

附录 C

(资料性)

切线模量 $E_t^{t,A}$ 取值的其他推荐方法

C.1 通则

C.1.1 按本附录的取值方法确定的切线模量 $E_t^{t,A}$, 仅限用于第 6 章的相关计算。

C.1.2 本附录的取值方法, 最高设计温度如下。

- a) 非合金钢与低合金钢, 使用状态为退火或正火时, 最高设计温度为 425 °C; 热处理状态为调质时, 最高设计温度为 370 °C。
- b) 铁素体不锈钢, 最高设计温度为 425 °C。
- c) 高合金钢, 最高设计温度为 425 °C。

C.2 符号

下列符号适用于附录 C。

D_o ——圆筒外直径 ($D_o = D_i + 2\delta_n$), mm。

$D_1 \sim D_4$ ——系数。

$E_t^{t,A}$ ——设计温度下材料的切线模量, MPa。

E_y^t ——设计温度下材料的杨氏弹性模量, MPa。

FS ——设计系数。

S_y ——取设计温度下的标准屈服强度 R_{eL}^t 或 $R_{p0.2}^t$, MPa。

δ_e ——圆筒或球壳的有效厚度, mm。

σ_{ic} ——预测得的失稳应力, MPa。

σ_{he} ——预期弹性失稳周向应力, MPa。

σ_{xe} ——预期弹性失稳轴向应力, MPa。

η ——材料的非线性弹性修正系数。

C.3 非合金钢和低合金钢材料的经验公式法

C.3.1 外压圆筒

对于非合金钢和低合金钢, 设计温度下材料的切线模量 $E_t^{t,A}$ 按公式(C-1)~公式(C-3)确定。

$$\text{当 } \sigma_{he}/S_y \geq 2.439 \text{ 时, } E_t^{t,A} = \frac{S_y}{\sigma_{he}} E_y^t \dots\dots\dots (C-1)$$

$$\text{当 } 0.552 < \sigma_{he}/S_y < 2.439 \text{ 时, } E_t^{t,A} = 0.7 \cdot \left(\frac{S_y}{\sigma_{he}}\right)^{0.6} \cdot E_y^t \dots\dots\dots (C-2)$$

$$\text{当 } \sigma_{he}/S_y \leq 0.552 \text{ 时, } E_t^{t,A} = E_y^t \dots\dots\dots (C-3)$$

C.3.2 外压球壳

对于非合金钢和低合金钢, 设计温度下材料的切线模量 $E_t^{t,A}$ 按公式(C-4)~公式(C-7)确定。

$$\text{当 } \sigma_{he}/S_y \geq 6.25 \text{ 时, } E_t^{t,A} = \frac{S_y}{\sigma_{he}} E_y^t \quad \dots\dots\dots (C-4)$$

$$\text{当 } 1.6 < \sigma_{he}/S_y < 6.25 \text{ 时, } E_t^{t,A} = \frac{1.31 \cdot S_y}{S_y + 1.15\sigma_{he}} \cdot E_y^t \quad \dots\dots\dots (C-5)$$

$$\text{当 } 0.55 < \sigma_{he}/S_y \leq 1.6 \text{ 时, } E_t^{t,A} = \left(0.18 + 0.45 \frac{S_y}{\sigma_{he}}\right) E_y^t \quad \dots\dots\dots (C-6)$$

$$\text{当 } \sigma_{he}/S_y \leq 0.55 \text{ 时, } E_t^{t,A} = E_y^t \quad \dots\dots\dots (C-7)$$

C.3.3 轴压圆筒

对于非合金钢和低合金钢,设计温度下材料的切线模量 $E_t^{t,A}$ 按公式(C-8)确定。

$$E_t^{t,A} = \eta E_y^t \quad \dots\dots\dots (C-8)$$

式中, η 按公式(C-9)~公式(C-11)求取。

$$\text{当 } \frac{D_o}{\delta_e} \leq 135 \text{ 时, } \eta = \min\left\{1, \frac{S_y}{\sigma_{xe}}\right\} \quad \dots\dots\dots (C-9)$$

$$\text{当 } 135 < \frac{D_o}{\delta_e} < 600 \text{ 时, } \eta = \min\left\{1, \frac{466S_y}{\left(331 + \frac{D_o}{\delta_e}\right) \cdot \sigma_{xe}}\right\} \quad \dots\dots\dots (C-10)$$

$$\text{当 } 600 \leq \frac{D_o}{\delta_e} \leq 2\,000 \text{ 时, } \eta = \min\left\{1, \frac{0.5S_y}{\sigma_{xe}}\right\} \quad \dots\dots\dots (C-11)$$

C.4 材料弹塑性应力-应变关系方程求导法

C.4.1 根据材料种类、牌号以及设计温度,按 GB/T 4732.5—2024 中附录 C,获得该材料在设计温度下的弹塑性应力-应变关系方程,以及公式(C-13)~公式(C-16)所需的相关参数。

C.4.2 采用求导法,得到公式(C-12),由公式(C-13)~公式(C-16)求得 D_1 、 D_2 、 D_3 、 D_4 ,并代入公式(C-12)求得材料的切线模量 $E_t^{t,A}$ 。

$$E_t^{t,A} = \frac{\partial \sigma_t}{\partial \epsilon_t} = \left(\frac{\partial \epsilon_t}{\partial \sigma_t}\right)^{-1} = \left(\frac{1}{E_y} + D_1 + D_2 + D_3 + D_4\right)^{-1} \quad \dots\dots\dots (C-12)$$

式中,

$$D_1 = \frac{\sigma_t^{(\frac{1}{m_1}-1)}}{2m_1 A_1^{(\frac{1}{m_1})}} \quad \dots\dots\dots (C-13)$$

$$D_2 = -\frac{1}{2} \left(\frac{1}{A_1^{(\frac{1}{m_1})}}\right) \left(\sigma_t^{(\frac{1}{m_1})}\right) \left\{\frac{2}{K(R_m^t - R_{el}^t)}\right\} (1 - \tanh^2[H]) + \frac{1}{m_1} \sigma_t^{(\frac{1}{m_1}-1)} \tanh[H] \quad \dots\dots\dots (C-14)$$

$$D_3 = \frac{\sigma_t^{(\frac{1}{m_2}-1)}}{2m_2 A_2^{(\frac{1}{m_2})}} \quad \dots\dots\dots (C-15)$$

$$D_4 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{A_2^{(\frac{1}{m_2})}}\right) \left(\sigma_t^{(\frac{1}{m_2})}\right) \left\{\frac{2}{K(R_m^t - R_{el}^t)}\right\} (1 - \tanh^2[H]) + \frac{1}{m_2} \sigma_t^{(\frac{1}{m_2}-1)} \tanh[H] \quad \dots\dots\dots (C-16)$$

公式(C-12)中的 σ_t 用预测得的失稳应力 σ_{ic} (见 6.12)代入。

公式(C-12)是一隐式方程,可采用迭代法或两分法等数值解法进行求解,得出 $E_t^{t,A}$ 。

参 考 文 献

- [1] CSCBPV-TD001—2013 内压与支管外载作用下圆柱壳开孔应力分析方法
-

