

中华人民共和国化工行业标准



HG/T 20582—2011

代替 HG 20582—1998

钢制化工容器强度计算规定

Specification of strength calculation for steel chemical vessels

2011-05-18 发布

2011-06-01 实施

中华人民共和国工业和信息化部 发布

前 言

本标准根据中华人民共和国工业和信息化部(工信厅科[2009]104号文)和中国石油和化学工业协会(中石化协质发[2009]136号文)的要求,由中国石油和化工勘察设计协会组织全国化工设备设计技术中心站编制。

本标准自实施之日起代替《钢制化工容器强度计算规定》HG 20582—1998(2004)。

本标准是在原标准 HG 20582—1998(2004)的基础上,根据国外先进工业标准的发展以及实施以来取得的经验,并依据《钢制压力容器》GB 150 的内容以及近几年来国内外工程公司的设计实践进行的修订,是对《钢制压力容器》GB 150 进行的补充和具体化。

本标准的适用范围、引用标准、定义及许用应力等,除另有规定外,均与《钢制压力容器》GB 150 相同。

本标准和 HG 20582—1998(2004)相比,主要变化如下:

- 本标准多个计算方法根据近几年来美国 ASME VIII-1 和 VIII-2 直至 2007 版的最新内容进行更新和修改,这些计算方法包括:受内压斜锥体、半圆管夹套容器、内压薄壁凸形封头、非径向接管开孔补强、卡箍连接密封等;
- 本标准增加了“外载荷通过开孔接管对圆筒(包括和圆筒连接处的接管)引起的局部应力计算”和“法兰设计的另一方法”的相关内容;
- 本标准修订中还参照了欧盟压力容器的新标准 EN 13445-3:2002(E),同时根据国外工程公司设计实践的新进展对本标准进行了一些修改和补充;
- 本标准对原标准中局部地方进行了勘误,并且在文字、符号及格式等按国家有关规定进行规范,并尽量使之与《钢制压力容器》GB 150 相一致。

本标准由中国石油和化学工业联合会提出并归口。

本标准的技术内容由全国化工设备设计技术中心站[地址:上海市延安西路 376 弄 22 号(永兴商务楼)10 楼,邮政编码:200040,电话:021—32140342]负责解释。

本标准主编单位、参编单位和主要起草人:

主 编 单 位:上海工程化学设计院有限公司

参 编 单 位:中国石化集团上海工程有限公司

中国五环工程公司

中石油东北炼化工程有限公司吉林设计院

主要起草人:杨振奎 叶国平 丁伯民 徐才福 秦叔经 阮黎祥

李家伟 王荣贵 倪云峰 王 巍 梁 瑾

本标准代替标准的历次版本发布情况为:

- HG 20582—1998(2004);

——HG 20582—1998;

——HGJ 16—1989。

目 次

1 受内压斜锥壳的计算	(111)
2 大锥角锥形封头的设计和计算	(127)
3 半圆管夹套容器的设计	(132)
4 作用有内压和轴向载荷的带折边变径段的设计	(137)
5 内压薄壁凸形封头的设计和计算	(140)
6 非径向接管的开孔补强计算	(142)
7 大开孔的补强计算	(148)
8 外压圆筒上设有支承圈时对圆筒承载能力提高的计算	(158)
9 外载荷作用下法兰当量设计压力的计算	(161)
10 金属齿形环与薄覆盖层组合式垫片的密封设计和计算	(162)
11 无垫片焊接密封法兰的设计和计算	(164)
12 非圆形法兰的设计和计算	(170)
13 卡箍连接件设计	(184)
14 齿啮式卡箍连接件设计	(191)
15 整体相连的齿啮式卡箍连接件设计	(199)
16 凸缘法兰的设计和计算	(209)
17 透镜垫密封的高压螺纹法兰的设计和计算	(214)
18 多鞍座卧式容器的设计和计算	(218)
19 带刚性环耳式支座的设计和计算	(231)
20 带加强筋的圆形平板盖设计和计算	(236)
21 内压弯头计算	(241)
22 斜接弯管(虾米弯)的设计和计算	(243)
23 焊制三通的计算	(245)
24 Y形管的设计和计算	(247)
25 Ω 形膨胀节的设计和计算	(249)
26 外载荷对圆筒引起的局部应力计算	(252)
27 外载荷通过接管或实心附件对球壳引起的局部应力计算	(278)
28 外载荷通过开孔接管对圆筒(包括和圆筒连接处的接管)引起的局部应力计算	(308)
29 法兰设计的另一方法	(343)
附:编制说明	(371)

Contents

1	Calculation of offset conical shell subjected to internal pressure	(111)
2	Design and calculation of conical closure with large apex angle	(127)
3	Design of vessels with half pipe jacket	(132)
4	Design of reducers with knuckle and subjected to internal pressure and axial force	(137)
5	Design and calculation of thin convex closures subjected to internal pressure	(140)
6	Reinforcement for shell with lateral or hillside nozzle	(142)
7	Reinforcement for large opening	(148)
8	Calculation of enhancement of load bearing capacity of cylinders with supporting rings and subjected to external pressure	(158)
9	Calculation of equivalent design pressure for flange subjected to external loading	(161)
10	Covered serrated metal gasket	(162)
11	Design and calculation of welding sealed flange without gasket	(164)
12	Design and calculation of noncircular flange	(170)
13	Design of clamp connections	(184)
14	Design of serrated clamp connections	(191)
15	Design of integral serrated clamp connections	(199)
16	Design and calculation of flanged collar	(209)
17	Design and calculation of high pressure screw flange with lens shape gasket	(214)
18	Design and calculation of multi saddle supported horizontal vessel	(218)
19	Design and calculation of lug support with rigid ring	(231)
20	Design and calculation of circular flat with strengtheners	(236)
21	Calculation of internal pressurized bend	(241)
22	Design and calculation of miter bend	(243)
23	Calculation of welded T joint	(245)
24	Design and calculation of Y shape pipe	(247)
25	Design and calculation of toroidal expansion joint	(249)
26	Calculation of local stresses in cylinder due to external loadings	(252)
27	Calculation of local stresses in spherical shell due to external loadings acting on nozzle or attachment	(278)
28	Calculation of local stresses in cylinder and nozzle due to external loadings	(308)
29	Alternative design method for flanged connection	(343)
	Addition; Explanation of the provisions	(371)

1 受内压斜锥壳的计算

1.1 概 述

1.1.1 本章适用于仅承受内压作用的斜锥壳的设计计算。斜锥壳的形状如图 1.1.1-1 和图 1.1.1-2 所示,斜锥壳的半顶角 α 沿圆周方向是逐渐变化的, α_1 为较大值, α_2 为较小值,当 $\alpha_2=0^\circ$ 时,即为常见的正斜锥情况。

与斜锥壳相连接的两端为圆筒壳体,且两圆筒的中心线应平行,其偏心距 e 应满足如下要求:

$$e \leq \frac{1}{2}(D_L - D_S) = R_L - R_S$$

1.1.2 本章计算中所采用的锥壳半顶角 α 取 α_1 和 α_2 中的较大值,然后按本章所述的正锥壳计算方法对斜锥壳进行设计计算。

$$\alpha = \max(\alpha_1, \alpha_2)$$

图 1.1.1-1 为无折边斜锥壳,通常用于 $\alpha \leq 30^\circ$;当 $\alpha > 30^\circ$ 时应采用图 1.1.1-2 所示的折边斜锥壳,但 $\alpha \leq 60^\circ$ 。

斜锥壳与两端圆筒连接处的对接接头必须全焊透。

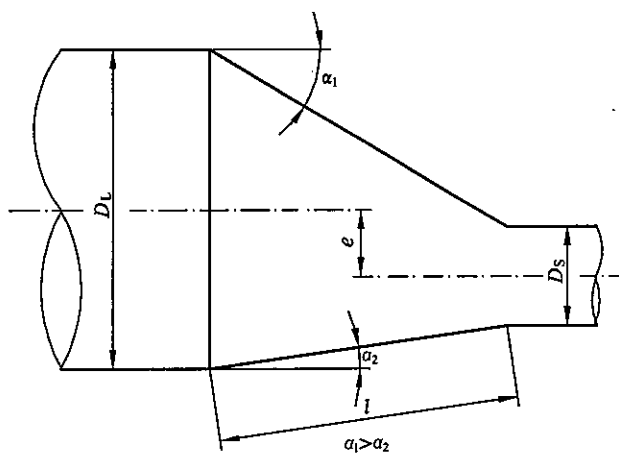


图 1.1.1-1 无折边斜锥壳

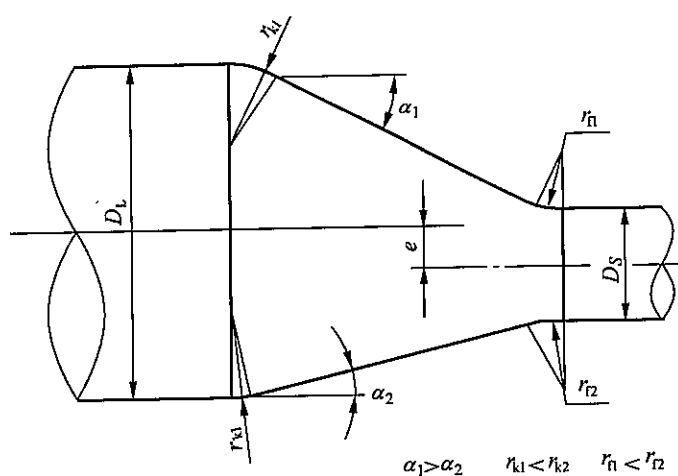


图 1.1.1-2 折边斜锥壳

1.2 符号说明

D_L ——大端圆筒内直径(mm)

D_S ——小端圆筒内直径(mm)

R_L ——大端圆筒内半径(mm), $R_L = \frac{1}{2} D_L$

R_S ——小端圆筒内半径(mm), $R_S = \frac{1}{2} D_S$

r_{k1}, r_{k2} ——斜锥壳大端过渡段最小和最大转角半径(mm)

r_{f1}, r_{f2} ——斜锥壳小端过渡段最小和最大转角半径(mm)

r_k ——计算用大端过渡段转角半径(mm), 取 $r_k = \min(r_{k1}, r_{k2})$, 见本标准图 1.1.1-2 和本标准图 1.6.1

r_f ——计算用小端过渡段转角半径(mm), 取 $r_f = \min(r_{f1}, r_{f2})$, 见本标准图 1.1.1-2 和本标准图 1.6.1

δ ——斜锥壳壁厚(包括厚度附加量)(mm)

δ_L ——大端圆筒厚度(不包括厚度附加量)(mm)

δ_S ——小端圆筒厚度(不包括厚度附加量)(mm)

δ_c ——锥壳厚度(不包括厚度附加量)(mm)

δ_j ——折边过渡段连接处圆筒或转角的厚度(不包括厚度附加量)(mm), 见本标准图 1.5.1-2

δ_k ——大端过渡段转角处厚度(mm)

δ_f ——小端过渡段转角处厚度(mm)

δ_{SL} ——大端圆筒所需最小厚度(mm)

δ_{SS} ——小端圆筒所需最小厚度(mm)

δ_{cc} ——锥壳所需最小厚度(mm)

α_1 ——斜锥壳最大半顶角($^\circ$), 用于公式数值计算时, 采用弧度

α_2 ——斜锥壳最小半顶角($^\circ$),用于公式数值计算时,采用弧度
 α ——计算用锥壳最大半顶角($^\circ$),取 α_1 和 α_2 中的较大值,用于公式数值计算时,采用弧度
 L_C ——锥壳的投影长度(mm),取 α_1 一侧的锥壳母线长度,见本标准图 1.6.1
 L_k ——当存在转角时,用于锥壳大端过渡段应力计算的长度(mm),见本标准图 1.5.1-2
 L_l ——当存在转角时,用于锥壳小端过渡段应力计算的长度(mm),见本标准图 1.5.1-2
 L_{cy} ——当存在转角时,应力计算中圆筒过渡段的长度(mm)
 L_{co} ——当存在转角时,应力计算中锥壳过渡段的长度(mm)
 L_{1k} ——当存在大端转角时,用于锥壳过渡段应力计算中的长度(mm)
 L_{1k}^j ——当存在大端转角时,用于锥壳过渡段应力计算中的长度(mm)
 L_{1l} ——当存在小端转角时,用于锥壳过渡段应力计算中的长度(mm)
 L_{1l}^j ——当存在小端转角时,用于锥壳过渡段应力计算中的长度(mm)
 n ——锥壳与圆筒的厚度比
 H ——计算参数
 B ——计算参数
 β_{cy} ——圆筒几何参数
 β_{co} ——锥壳几何参数
 β_k ——当存在大端转角时,用于锥壳过渡段计算的角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 β_l ——当存在小端转角时,用于锥壳过渡段计算的角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 K_m ——折边锥壳计算中的长度系数, $K_m=0.7$
 K_{PC} ——圆筒应力计算中的修正系数, $K_{PC}=1.0$
 K_{CPC} ——锥壳应力计算中的修正系数, $K_{CPC}=1.0$
 R_k ——大端折边圆弧中心至壳体中心轴的半径(mm)
 R_l ——小端折边圆弧中心至壳体中心轴的半径(mm)
 R_C ——考虑锥角的计算半径(mm)
 ν ——泊松比,钢材 $\nu=0.3$
 ϕ_k ——大端折边锥壳过渡段计算角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 ϕ_k^* ——当大端转角处强度不足时,锥壳过渡段计算角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 $\phi_k^{\#}$ ——当大端转角处强度不足时,锥壳过渡段计算角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 ϕ_k^{Δ} ——当大端转角处强度不足时,锥壳过渡段计算角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 ϕ_l ——小端折边锥壳过渡段计算角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 ϕ_l^* ——当小端转角处强度不足时,锥壳过渡段计算角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 $\phi_l^{\#}$ ——当小端转角处强度不足时,锥壳过渡段计算角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 ϕ_l^{Δ} ——当小端转角处强度不足时,锥壳过渡段计算角度($^\circ$),用于数值计算时,采用弧度
 M_S ——内压作用于圆筒上,在圆筒与锥壳连接处的经向力矩(N·mm)
 M_{CS} ——内压作用于锥壳上的经向力矩(N·mm)
 M_{SN} ——作用于圆筒上用于计算的经向力矩(N·mm)

Q_F ——内压作用于圆筒上,在圆筒与锥壳连接处的剪力(N)

Q_C ——内压作用于锥壳上的剪力(N)

Q_N ——内压作用于圆筒上用于计算的剪力(N)

N_s ——内压作用于圆筒上的经向薄膜力(N)

N_θ ——内压作用于圆筒上的周向薄膜力(N)

N_c ——内压作用于锥壳上的经向薄膜力(N)

$N_{c\theta}$ ——内压作用于锥壳上的周向薄膜力(N)

p ——设计压力(MPa)

$[\sigma]^t$ ——设计温度下材料的许用应力(MPa)

ϕ ——焊接接头系数

σ_{sm} ——壳体经向薄膜应力(MPa)

σ_{sb} ——壳体经向弯曲应力(MPa)

$\sigma_{\theta m}$ ——壳体周向薄膜应力(MPa)

$\sigma_{\theta b}$ ——壳体周向弯曲应力(MPa)

σ_{sm}^j ——转角处计算位置(j)的经向薄膜应力(MPa)

$\sigma_{\theta m}^j$ ——转角处计算位置(j)的周向薄膜应力(MPa)

1.3 壳体最小厚度

1.3.1 圆筒壳体所需最小厚度。

大端圆筒所需最小厚度按式(1.3.1-1)确定:

$$\delta_{sl} = \frac{D_L}{2} \left[\exp\left(\frac{p}{[\sigma]^t \phi}\right) - 1 \right] \quad (1.3.1-1)$$

小端圆筒所需最小厚度按式(1.3.1-2)确定:

$$\delta_{ss} = \frac{D_s}{2} \left[\exp\left(\frac{p}{[\sigma]^t \phi}\right) - 1 \right] \quad (1.3.1-2)$$

取 $\delta_L \geq \delta_{sl}$, $\delta_s \geq \delta_{ss}$ 用于后面各节的计算中。

注: $\exp\left(\frac{p}{[\sigma]^t \phi}\right)$ 表示以 e 为底($e = 2.71828 \dots$), 指数为 $\left(\frac{p}{[\sigma]^t \phi}\right)$, 下同。

1.3.2 锥形壳体所需最小厚度。

锥形壳体所需最小厚度按式(1.3.2)确定:

$$\delta_{cc} = \frac{D_L}{2 \cos \alpha} \left[\exp\left(\frac{p}{[\sigma]^t \phi}\right) - 1 \right] \quad (1.3.2)$$

通常以大端直径代入计算得出大端处厚度, 当需要时也可用锥壳某一位置的直径 D 代入计算得出该位置处的厚度。

取 $\delta_c \geq \delta_{cc}$ 用于后面各节的计算中。

1.4 圆筒与无折边锥壳的过渡连接

1.4.1 锥壳长度要求。

平行于锥壳表面所量得的锥壳长度应满足下式要求:

$$L_c \geq 2.0 \sqrt{\frac{R_L \delta_c}{\cos \alpha}} + 1.4 \sqrt{\frac{R_s \delta_c}{\cos \alpha}}$$

1.4.2 锥壳大端连接处的应力计算。

1 大端锥壳的形状尺寸要求。

除应满足本标准第 1.4.1 条规定的锥壳长度的要求外,还应满足下列要求:

$$20 \leq \frac{R_L}{\delta_L} \leq 500$$

$$1 \leq \frac{\delta_c}{\delta_L} \leq 2$$

计算中如 $0^\circ < \alpha \leq 10^\circ$, 取 $\alpha \leq 10^\circ$ 。

2 计算大端过渡连接处的设计参数。

首先计算下列参数:

$$n = \frac{\delta_c}{\delta_L}$$

$$H = \sqrt{\frac{R_L}{\delta_L}}$$

$$B = \tan \alpha$$

根据参数 n , 从表 1.4.2 中分别查取用于计算 M_{SN} 和 Q_N 的不同参数 C_i ($C_1 \sim C_{10}$), 对于中间值可用线性插入法。

按式(1.4.2-1)和式(1.4.2-2)分别计算出 M_{SN} 和 Q_N :

$$M_{SN} = -\exp[C_1 + C_2 \ln H + C_3 \ln B + C_4 (\ln H)^2 + C_5 (\ln B)^2 + C_6 \ln H \ln B + C_7 (\ln H)^3 + C_8 (\ln B)^3 + C_9 \ln H (\ln B)^2 + C_{10} (\ln H)^2 \ln B] \quad (1.4.2-1)$$

$$Q_N = -\exp[C_1 + C_2 \ln H + C_3 \ln B + C_4 (\ln H)^2 + C_5 (\ln B)^2 + C_6 \ln H \ln B + C_7 (\ln H)^3 + C_8 (\ln B)^3 + C_9 \ln H (\ln B)^2 + C_{10} (\ln H)^2 \ln B] \quad (1.4.2-2)$$

3 大端连接处圆筒应力计算。

对所引起应力原因的计算:

$$M_S = p \delta_L^2 M_{SN}$$

$$Q_P = p \delta_L Q_N$$

$$\beta_{cy} = \left[\frac{3(1-\nu^2)}{R_L^2 \delta_L^2} \right]^{0.25}$$

$$N_S = \frac{p R_L}{2}$$

$$N_\theta = p R_L + 2 \beta_{cy} R_L (-M_S \beta_{cy} + Q_P)$$

$$K_{PC} = 1.0$$

应力计算[按式(1.4.2-3)~式(1.4.2-6)]:

$$\sigma_{sm} = \frac{N_S}{\delta_L} \quad (1.4.2-3)$$

$$\sigma_{sb} = \frac{6M_s}{\delta_L^2 K_{PC}} \quad (1.4.2-4)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{N_\theta}{\delta_L} \quad (1.4.2-5)$$

$$\sigma_{\theta b} = \frac{6N_\theta M_s}{\delta_L^2 K_{PC}} \quad (1.4.2-6)$$

合格准则:

$$\sigma_{sm} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{sm} \pm \sigma_{sb} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m} + \sigma_{\theta b} \leq [\sigma]^t$$

表 1.4.2 作用于大端连接处的压缩

连接处的合成力矩 M_{SN} (N · mm)					
公式中的系数 C_i	n				
	1	1.25	1.5	1.75	2
1	-3.065534	-3.113501	-3.140885	-3.129850	-3.115764
2	3.642747	3.708036	3.720338	3.674582	3.623956
3	0.810048	0.736679	0.623373	0.490738	0.360998
4	-0.221192	-0.239151	-0.241393	-0.224678	-0.209963
5	-0.081824	-0.075734	-0.056744	-0.034581	-0.013613
6	0.035052	0.083171	0.157222	0.240314	0.316184
7	0.025775	0.027432	0.027393	0.025163	0.023508
8	-0.015413	-0.015659	-0.017311	-0.019456	-0.021796
9	0.002102	0.000993	-0.004600	-0.011145	-0.017172
10	-0.005587	-0.013283	-0.025609	-0.039144	-0.050859
连接处的合成剪力 Q_N (N)					
1	-1.983852	-1.911375	-1.893640	-1.852083	-1.816642
2	2.410703	2.292069	2.253430	2.184549	2.126469
3	0.626443	0.478030	0.364794	0.251818	0.152468
4	-0.119151	-0.079165	-0.075123	-0.059024	-0.048876
5	-0.115841	-0.074658	-0.047032	-0.024214	-0.007486
6	0.122993	0.219247	0.282565	0.343492	0.390839
7	0.012160	0.007250	0.007505	0.006116	0.005632
8	-0.016987	-0.021607	-0.024667	-0.027144	-0.029118
9	0.010919	-0.003818	-0.012439	-0.018971	-0.023076
10	-0.016653	-0.033814	-0.043500	-0.052435	-0.058417

4 大端连接处锥壳应力计算。

对所引起应力原因的计算：

$$\begin{aligned}M_{CS} &= M_S \\Q_C &= Q_P \cos \alpha + N_S \sin \alpha \\R_C &= \frac{R_L}{\cos \alpha} \\\beta_{co} &= \left[\frac{3(1-\nu^2)}{R_C^2 \delta_C^3} \right]^{0.25} \\N_{CS} &= N_S \cos \alpha - Q_C \sin \alpha \\N_{C\theta} &= \frac{pR_L}{\cos \alpha} + 2\beta_{co} R_C (-M_{CS} \beta_{co} - Q_C) \\K_{CPC} &= 1.0\end{aligned}$$

注：上述计算中的 M_S, N_S, Q_P 与本条第 3 款中大端圆筒计算取值相同。

应力计算[按式(1.4.2-7)~式(1.4.2-10)]：

$$\sigma_{sm} = \frac{N_{CS}}{\delta_C} \quad (1.4.2-7)$$

$$\sigma_{sb} = \frac{6M_{CS}}{\delta_C^2 K_{CPC}} \quad (1.4.2-8)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{N_{C\theta}}{\delta_C} \quad (1.4.2-9)$$

$$\sigma_{\theta b} = \frac{6\nu M_{CS}}{\delta_C^2 K_{CPC}} \quad (1.4.2-10)$$

合格准则：

$$\begin{aligned}\sigma_{sm} &\leq [\sigma]^t \\\sigma_{sm} \pm \sigma_{sb} &\leq [\sigma]^t \\\sigma_{\theta m} &\leq [\sigma]^t \\\sigma_{\theta m} \pm \sigma_{\theta b} &\leq [\sigma]^t\end{aligned}$$

如果不能满足本条第 3 款和第 4 款中的合格准则，则应适当增加圆筒和锥壳厚度 δ_L 和 δ_C ，重复本条的各项计算，直至合格。

1.4.3 锥壳小端连接处的应力计算。

1 小端锥壳的形状尺寸要求。

除应满足本标准第 1.4.1 条规定的锥壳长度的要求外，还应满足下列要求：

$$\begin{aligned}20 &\leq \frac{R_s}{\delta_s} \leq 500 \\1 &\leq \frac{\delta_C}{\delta_s} \leq 2\end{aligned}$$

计算中如 $0^\circ < \alpha \leq 10^\circ$ ，取 $\alpha = 10^\circ$ 。

2 计算小端过渡连接处的设计参数。

首先计算下列参数：

$$n = \frac{\delta_c}{\delta_s}$$

$$H = \sqrt{\frac{R_s}{\delta_s}}$$

根据参数 n , 从表 1.4.3 中分别查取用于计算 M_{SN} 和 Q_N 的不同参数 C_i ($C_1 \sim C_{10}$ 或 $C_1 \sim C_{11}$), 对于中间值可用线性插入法。

表 1.4.3 作用于小端连接处的压缩

连接处的合成力矩 M_{SN} (N · mm)					
公式中的系数 C_i	n				
	1	1.25	1.5	1.75	2
1	-9.603864	-10.120204	-11.590094	-14.736086	-19.665953
2	1.757570	1.865549	2.194962	3.000388	4.147060
3	3.922662	4.216682	4.896021	6.275540	8.608657
4	-0.044136	-0.053687	-0.083049	-0.159865	-0.251860
5	-1.030010	-1.096878	-1.215038	-1.433226	-1.814677
6	-0.009443	-0.035894	-0.129554	-0.354361	-0.716397
7	0.004233	0.004680	0.005673	0.008393	0.010707
8	0.114139	0.120581	0.128474	0.140881	0.162459
9	0.014907	0.016652	0.024109	0.041024	0.069480
10	-0.007855	-0.006866	-0.003471	0.006310	0.021241
连接处合成剪力 Q_N (N)					
1	0.028230	0.138738	0.229994	0.324683	0.572060
2	0.000020	0.000018	0.000017	0.000012	-0.000020
3	0.001668	0.004442	0.007178	0.009745	0.010806
4	0.002986	0.003013	0.003070	0.003111	0.002863
5	0.001134	0.003375	0.006121	0.008046	0.002508
6	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
7	0.000001	-0.000002	-0.000005	-0.000007	-0.000008
8	-0.000122	-0.000121	-0.000120	-0.000120	-0.000118
9	-0.000181	-0.000185	-0.000204	-0.000217	-0.000152
10	0.000001	0.000001	0.000001	0.000000	0.000001
11	-0.004724	-0.004449	-0.004196	-0.003937	-0.003618

按式(1.4.3-1)和式(1.4.3-2)分别计算出 M_{SN} 和 Q_N :

$$M_{SN} = -\exp[C_1 + C_2 \ln H^2 + C_3 \ln \alpha + C_4 (\ln H)^2 + C_5 (\ln \alpha)^2 + C_6 \ln H^2 \ln \alpha + C_7 (\ln H^2)^3 + C_8 (\ln \alpha)^3 + C_9 \ln H^2 (\ln \alpha)^2 + C_{10} (\ln H^2)^2 \ln \alpha] \quad (1.4.3-1)$$

$$Q_N = \frac{C_1 + C_3 H^2 + C_5 \alpha + C_7 H^4 + C_9 \alpha^2 + C_{11} H^2 \alpha}{1 + C_2 H^2 + C_4 \alpha + C_6 H^4 + C_8 \alpha^2 + C_{10} H^2 \alpha} \quad (1.4.3-2)$$

3 小端连接处圆筒应力计算。

对所引起应力原因的计算:

$$M_S = p \delta_s^2 M_{SN}$$

$$Q_P = p \delta_s Q_N$$

$$\beta_{cy} = \left[\frac{3(1-\nu^2)}{R_s^2 \delta_s^2} \right]^{0.25}$$

$$N_S = \frac{p R_s}{2}$$

$$N_\theta = p R_s + 2 \beta_{cy} R_s (-M_S \beta_{cy} - Q_P)$$

$$K_{PC} = 1.0$$

应力计算[按式(1.4.3-3)~式(1.4.3-6)]:

$$\sigma_{sm} = \frac{N_S}{\delta_s} \quad (1.4.3-3)$$

$$\sigma_{sb} = \frac{6 M_S}{\delta_s^2 K_{PC}} \quad (1.4.3-4)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{N_\theta}{\delta_s} \quad (1.4.3-5)$$

$$\sigma_{\theta b} = \frac{6 \nu M_S}{\delta_s^2 K_{PC}} \quad (1.4.3-6)$$

合格准则:

$$\sigma_{sm} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{sm} \pm \sigma_{sb} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m} + \sigma_{\theta b} \leq [\sigma]^t$$

4 小端连接处锥壳应力计算。

对所引起应力原因的计算:

$$M_{CS} = M_S$$

$$Q_C = Q_P \cos \alpha + N_S \sin \alpha$$

$$R_C = \frac{R_s}{\cos \alpha}$$

$$\beta_{co} = \left[\frac{3(1-\nu^2)}{R_C^2 \delta_c^2} \right]^{0.25}$$

$$N_{CS} = N_S \cos \alpha - Q_C \sin \alpha$$

$$N_{C\theta} = \frac{pR_s}{\cos\alpha} + 2\beta_{co}R_c(-M_{CS}\beta_{co} + Q_c)$$

$$K_{CPC} = 1.0$$

注:上述计算中的 M_s, N_s, Q_p 与本条第 3 款中小端圆筒计算取值相同。

应力计算[按式(1.4.3-7)~式(1.4.3-10)]:

$$\sigma_{sm} = \frac{N_{CS}}{\delta_c} \quad (1.4.3-7)$$

$$\sigma_{sb} = \frac{6M_{CS}}{\delta_c^2 K_{CPC}} \quad (1.4.3-8)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{N_{C\theta}}{\delta_c} \quad (1.4.3-9)$$

$$\sigma_{\theta b} = \frac{6uM_{CS}}{\delta_c^2 K_{CPC}} \quad (1.4.3-10)$$

合格准则:

$$\sigma_{sm} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{sm} \pm \sigma_{sb} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m} + \sigma_{\theta b} \leq [\sigma]^t$$

如果不能满足本条第 3 款和第 4 款中的合格准则,则应适当增加圆筒和锥壳厚度 δ_s 和 δ_c ,重复本条的各项计算,直至合格。

1.4.4 圆筒和锥壳厚度的最终确定。

根据本标准第 1.4.2 条和第 1.4.3 条对大端连接处圆筒和锥壳应力计算以及小端连接处圆筒和锥壳应力计算的结果,如果大端圆筒、锥壳和小端圆筒的厚度与它们各自所需的最小厚度相同或相接近时,则大端圆筒、锥壳和小端圆筒在其长度上可取同一厚度;如果计算结果与各自所需的最小厚度相差较大时,则计算结果得出的厚度可作为过渡段的厚度 δ_t ,并且过渡段的长度应满足本标准图 1.5.1-2 中(a)和(b)的要求。过渡段以外的大端圆筒、锥壳和小端圆筒的厚度可根据各自所需最小厚度确定。

1.5 圆筒与折边锥壳的过渡连接

1.5.1 大端连接处圆筒和折边转角的应力计算。

1 过渡段形状和尺寸的要求。

过渡转角处圆弧与圆筒和锥壳相切,假设过渡转角处半径 r_k 和过渡转角段厚度 δ_k ,并应满足下列要求:

$$\delta_k \geq \delta_L$$

$$r_k > 3\delta_k$$

$$\frac{r_k}{R_L} > 0.03$$

$$\alpha \leq 60^\circ$$

2 转角处强度足够时的应力计算。

当满足下列条件时,称为转角处强度足够:

$$-\alpha r_k < 2K_m \cdot \{[R_k(\alpha^{-1} \cdot \tan \alpha)^{0.5} + r_k]\delta_k\}^{0.5}$$

计算下列参数:

$$L_k = \frac{R_k}{\cos \alpha} + r_k$$

$$L_{1k} = R_k(\alpha^{-1} \cdot \tan \alpha)^{0.5} + r_k$$

计算过渡段壳体的应力[按式(1.5.1-1)和式(1.5.1-2)]:

$$\sigma_{sm} = \frac{pL_{1k}}{2\delta_k} \quad (1.5.1-1)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{pK_m(R_L \sqrt{R_L \delta_L} + L_k \sqrt{L_k \delta_C}) + \alpha(pL_{1k}r_k - 0.5pL_{1k}^2)}{K_m(\delta_L \sqrt{R_L \delta_L} + \delta_C \sqrt{L_k \delta_C}) + \alpha\delta_k r_k} \quad (1.5.1-2)$$

3 转角处强度不足时的应力计算。

当满足下列条件时,称为转角处强度不足:

$$-\alpha r_k \geq 2K_m \cdot \{[R_k(\alpha^{-1} \cdot \tan \alpha)^{0.5} + r_k]\delta_k\}^{0.5}$$

1) 切线 1 处的应力计算(见图 1.5.1-1)。

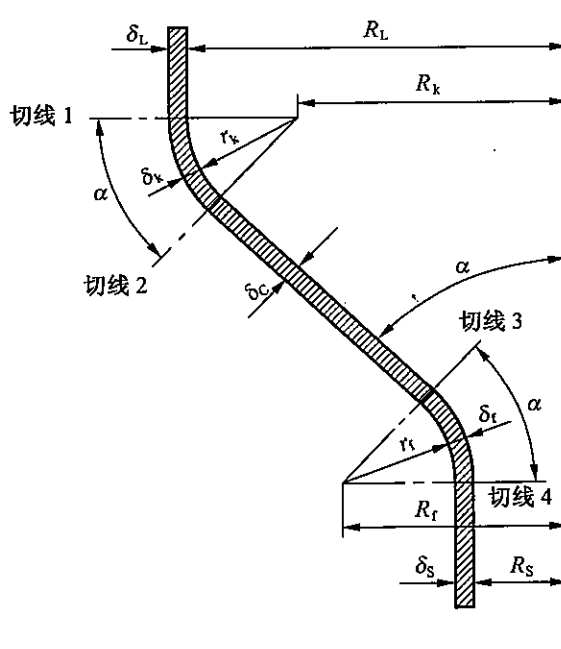


图 1.5.1-1 折边锥壳的设计要求

计算下列参数:

$$\beta_k = \left(\frac{K_m}{r_k}\right) \sqrt{R_L \delta_k}$$

$$L_{1k} = R_k(\beta_k^{-1} \cdot \tan \beta_k)^{0.5} + r_k$$

计算应力[按式(1.5.1-3)和式(1.5.1-4)]:

$$\sigma_{sm} = \frac{pL_{1k}}{2\delta_k} \quad (1.5.1-3)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{pR_L K_m \sqrt{R_L \delta_L} + \beta_k (pL_{1k} r_k - 0.5 pL_{1k}^2)}{K_m (\delta_L \sqrt{R_L \delta_L} + \delta_k \sqrt{L_{1k} \delta_k})} \quad (1.5.1-4)$$

2) 切线 2 处的应力计算(见图 1.5.1-1)。

计算下列各参数:

$$\beta_k = \alpha - \left(\frac{K_m}{r_k} \right) \sqrt{L_k \delta_k}$$

$$\phi_k = \frac{\alpha + \beta_k}{2}$$

$$L_k = R_k \cos^{-1} \alpha + r_k$$

$$L_{1k} = R_k [(\tan \alpha - \tan \beta_k)(\alpha - \beta_k)^{-1}]^{0.5} + r_k$$

计算应力[按式(1.5.1-5)和式(1.5.1-6)]:

$$\sigma_{sm} = \frac{pL_{1k}}{2\delta_k} \quad (1.5.1-5)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{pL_k K_m \sqrt{L_k \delta_k} + (\alpha - \beta_k)(pL_{1k} r_k - 0.5 pL_{1k}^2)}{K_m (\delta_k \sqrt{L_k \delta_k} + \delta_k \sqrt{L_{1k} \delta_k})} \quad (1.5.1-6)$$

3) 转角区的应力计算。

沿转角至少应对三处($j_T=3$)计算应力。

对 $j=1, \dots, j_T$ 逐一计算:

计算下列参数:

$$\phi_k^s = \frac{K_m \sqrt{L_{1k} \delta_k}}{r_k}$$

$$\phi_k^c = \alpha - \phi_k^s$$

$$\phi_k^j = \phi_k^s + (j-1) \frac{(\phi_k^s - \phi_k^c)}{j_T}$$

$$L_{1k}^j = \frac{R_k}{\cos \phi_k^j} + r_k$$

计算应力[按式(1.5.1-7)和式(1.5.1-8)]:

$$\sigma_{sm}^j = \frac{p(L_{1k}^j)^2}{2\delta_k} \quad (1.5.1-7)$$

$$\sigma_{\theta m}^j = \frac{pL_{1k}^j}{\delta_k} - \frac{p(L_{1k}^j)^2}{2r_k \delta_k} \quad (1.5.1-8)$$

4 应力合格准则。

上述第 2 款和第 3 款中计算的应力应符合以下合格准则:

$$\sigma_{sm} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{sm}^j \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m}^j \leq [\sigma]^t$$

当不能满足上述合格准则要求时,应重新假设 r_k 和 δ_k ,按本条第 1 款至第 4 款重复进行应力计算,直至合格。同时增加后的厚度截面应延伸至下述公式所给出的圆筒和锥壳上的长度:

$$L_{cy} = K_m \sqrt{R_L \delta_L}$$

$$L_{co} = K_m \sqrt{L_k \delta_c}$$

根据 L_{cy} 和 L_{co} 值,以确定最终采用的圆筒和锥壳上的加强段长度[见图 1.5.1-2(c)]。

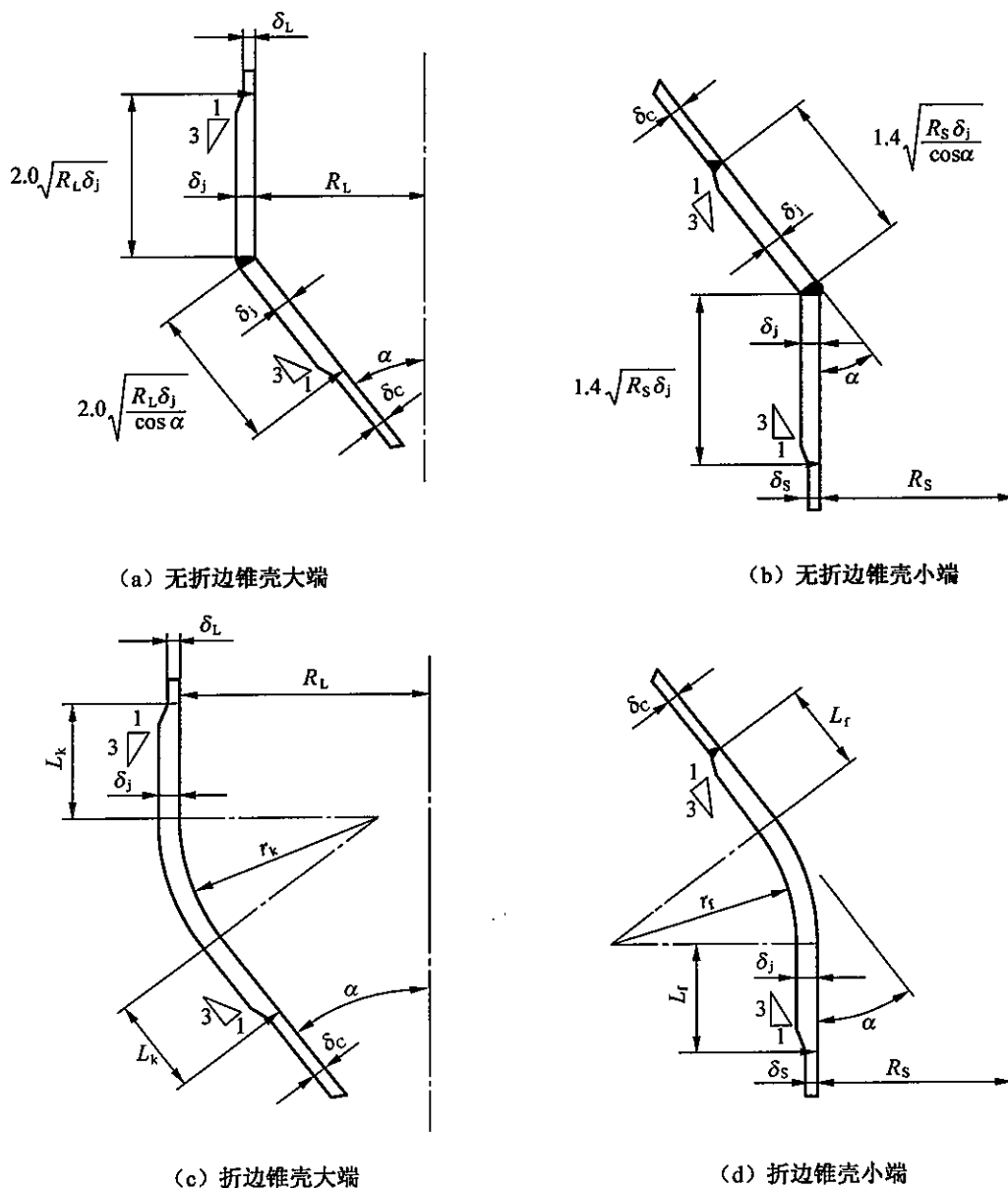


图 1.5.1-2 锥壳过渡段连接的加强要求

1.5.2 小端连接处圆筒和折边转角的应力计算。

1 过渡段形状和尺寸的要求。

过渡转角处圆弧与圆筒和锥壳相切,假设过渡转角处半径 r_t 和过渡转角处厚度 δ_t ,并应满足下列要求:

$$\delta_f \geq \delta_s$$

$$r_f > 3\delta_f$$

$$\frac{r_f}{R_s} > 0.03$$

$$\alpha \leq 60^\circ$$

2 转角处强度足够时的应力计算。

当满足下列条件时,称为转角处强度足够:

$$-\alpha r_f < 2K_m \cdot \{[R_f(\alpha^{-1} \cdot \tan \alpha)^{0.5} - r_f]\delta_f\}^{0.5}$$

计算下列参数:

$$L_f = \frac{R_f}{\cos \alpha} - r_f$$

$$L_{1f} = R_f(\alpha^{-1} \cdot \tan \alpha)^{0.5} - r_f$$

计算应力[按式(1.5.2-1)和式(1.5.2-2)]:

$$\sigma_{sm} = \frac{pL_{1f}}{2\delta_f} \quad (1.5.2-1)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{pK_m(R_s \sqrt{R_s \delta_s} + L_f \sqrt{L_f \delta_c}) + \alpha(pL_{1f}r_f + 0.5pL_{1f}^2)}{K_m(\delta_s \sqrt{R_s \delta_s} + \delta_c \sqrt{L_f \delta_c}) + \alpha \delta_f r_f} \quad (1.5.2-2)$$

3 转角处强度不足时的应力计算。

当满足下列条件时,称为转角处强度不足:

$$-\alpha r_f \geq 2K_m \cdot \{[R_f(\alpha^{-1} \cdot \tan \alpha)^{0.5} - r_f]\delta_f\}^{0.5}$$

1) 切线 3 处的应力计算(见本标准图 1.5.1-1)。

计算下列参数:

$$\beta_f = \alpha - \left(\frac{K_m}{r_f}\right) \sqrt{L_f \delta_f}$$

$$\phi_f = \frac{\alpha + \beta_f}{2}$$

$$L_f = R_f \cos^{-1} \alpha + r_f$$

$$L_{1f} = R_f[(\tan \alpha - \tan \beta_f)(\alpha - \beta_f)^{-1}]^{0.5} - r_f$$

计算应力[按式(1.5.2-3)和式(1.5.2-4)]:

$$\sigma_{sm} = \frac{pL_{1f}}{2\delta_f} \quad (1.5.2-3)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{pL_f K_m \sqrt{L_f \delta_c} + (\alpha - \beta_f)(pL_{1f}r_f + 0.5pL_{1f}^2)}{K_m(\delta_c \sqrt{L_f \delta_c} + \delta_f \sqrt{L_{1f} \delta_f})} \quad (1.5.2-4)$$

2) 切线 4 处的应力计算(见本标准图 1.5.1-1)。

计算下列参数:

$$\beta_f = \left(\frac{K_m}{r_f}\right) \sqrt{R_s \delta_f}$$

$$L_{1f} = R_f(\beta_f^{-1} \cdot \tan \beta_f)^{0.5} - r_f$$

计算应力[按式(1.5.2-5)和式(1.5.2-6)]:

$$\sigma_{sm} = \frac{pL_{1f}}{2\delta_f} \quad (1.5.2-5)$$

$$\sigma_{\theta m} = \frac{pR_s K_m \sqrt{R_s \delta_s} + \beta_f (pL_{1f} r_f + 0.5 pL_{1f}^2)}{K_m (\delta_s \sqrt{R_f \delta_c} + \delta_f \sqrt{L_{1f} \delta_f})} \quad (1.5.2-6)$$

3) 转角区的应力计算。

沿转角至少应对三处($j_T=3$)计算应力。

对 $j=1, \dots, j_T$ 逐一计算:

计算下列参数:

$$\phi_k^s = \frac{K_m \sqrt{L_{1f} \delta_f}}{r_f}$$

$$\phi_f^c = \alpha - \phi_f^s$$

$$\phi_f^i = \phi_f^s + (j-1) \frac{(\phi_f^s - \phi_f^c)}{j_T}$$

$$L_{1f}^i = \frac{R_f}{\cos \phi_f^i} - r_f$$

计算应力[按式(1.5.2-7)和式(1.5.2-8)]:

$$\sigma_{sm}^i = \frac{p(L_{1f}^i)^2}{2\delta_f} \quad (1.5.2-7)$$

$$\sigma_{\theta m}^i = \frac{pL_{1f}^i}{\delta_f} + \frac{p(L_{1f}^i)^2}{2r_f \delta_f} \quad (1.5.2-8)$$

4 应力合格准则。

上述第2款和第3款中计算的应力应符合以下合格准则:

$$\sigma_{sm} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{sm}^i \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_{\theta m}^i \leq [\sigma]^t$$

当不能满足上述合格准则要求时,应重新假设 r_f 和 δ_f ,按本条第1款至第4款重复进行应力计算,直至合格。同时增加后的厚度截面应延伸至下述公式所给出的圆筒和锥壳上的长度:

$$L_{cy} = K_m \sqrt{R_s \delta_s}$$

$$L_{co} = K_m \sqrt{L_{1f} \delta_f}$$

根据 L_{cy} 和 L_{co} 值,以确定最终采用的圆筒和锥壳上的加强段长度[见本标准图 1.5.1-2(d)]。

1.5.3 圆筒和锥壳厚度的最终确定。

根据本标准第1.5.1条和第1.5.2条对大端连接处圆筒、锥壳和过渡段的应力计算以及小端连接处圆筒、锥壳和过渡段的应力计算结果,如果大端圆筒、锥壳和过渡段以及小端圆筒、锥壳和过渡段与其所需最小厚度相同或相接近时,则可取同一厚度;如果相差较大时,则上述计算结果得出的厚度可作为过渡区内圆筒、转角和锥壳的加强段厚度 δ_f (见本标准图 1.5.1-2),并且其加强段的长度还应满足本标准第1.5.1条第4款和本标准第1.5.2条第4款的要求。过渡区以外的大端圆筒、锥壳和小端圆筒的厚度可根据各自所需最小厚度确定。

1.6 有折边和无折边锥壳组合情况的计算

1.6.1 图 1.6.1 所示为锥壳两端各种不同的连接情况。本标准第 1.5.1 条和本标准第 1.5.2 条分别给出了锥壳两端均为无折边或均为有折边连接情况的应力计算。

1.6.2 当大端为无折边小端为有折边,或者大端为有折边而小端为无折边的情况,仍可以采用本标准第 1.5.1 条和本标准第 1.5.2 条中给出的方法,分别对无折边和有折边的连接情况进行应力计算。

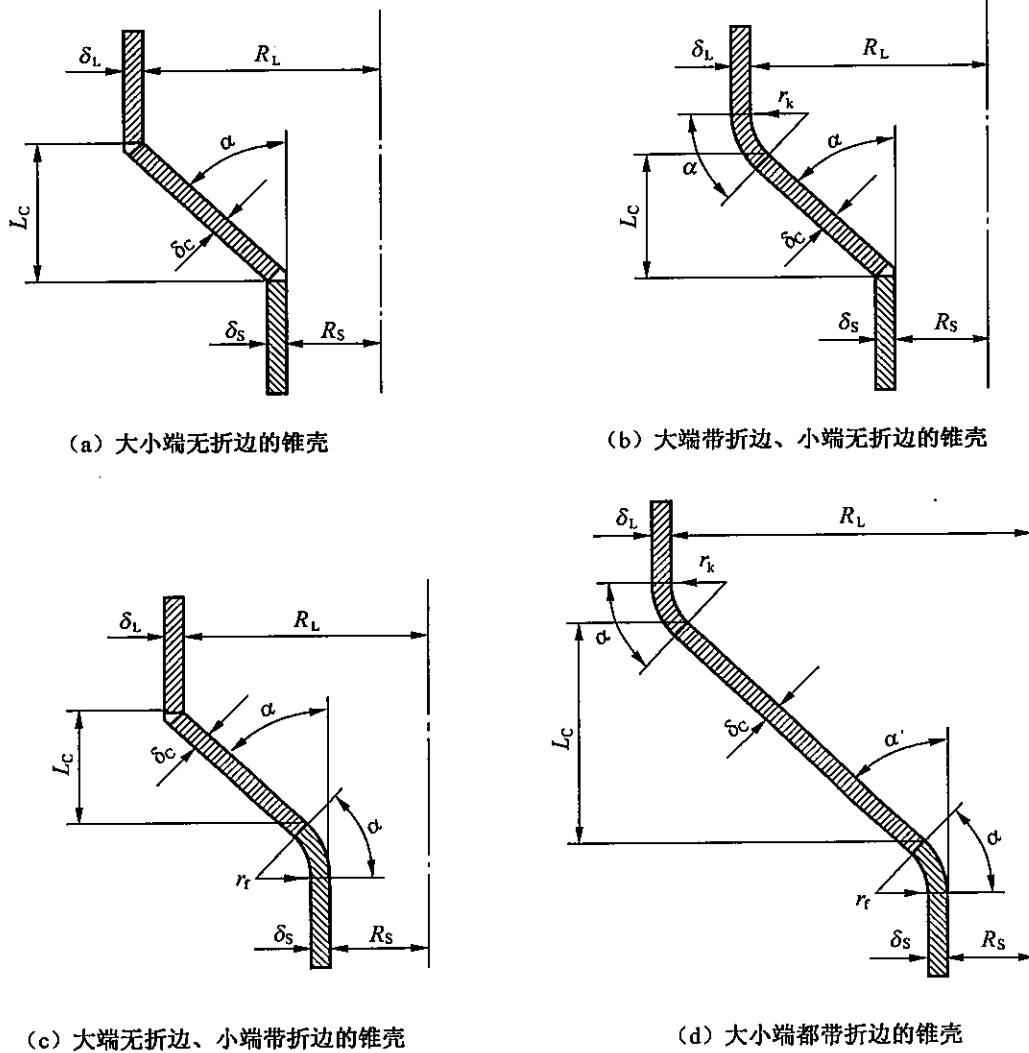


图 1.6.1 锥壳过渡段详图

2 大锥角锥形封头的设计和计算

2.1 概 述

2.1.1 本章适用于半顶角 $\alpha > 70^\circ$ 的大锥角锥形封头承受内压或外压的设计和计算。

2.1.2 大锥角的锥形封头通常用于压力较小的场合。图 2.1.2-1、图 2.1.2-2 和图 2.1.2-3 是常用的三种结构。

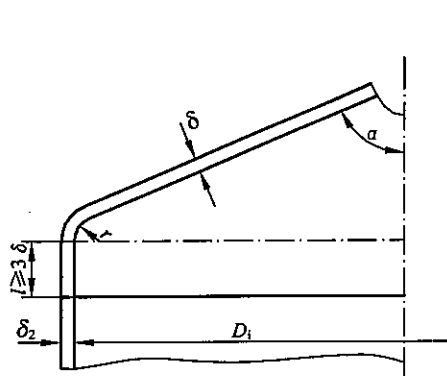


图 2.1.2-1 大锥角折边锥形封头

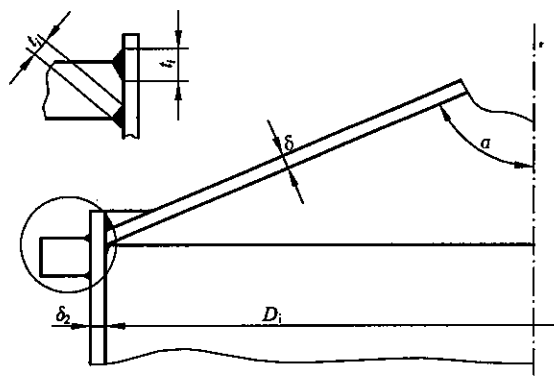


图 2.1.2-2 带加强圈的大锥角无折边锥形封头

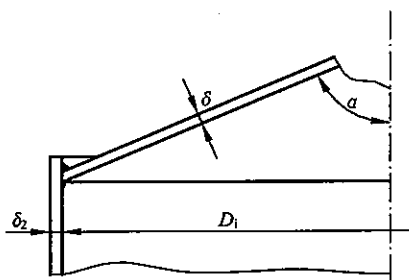


图 2.1.2-3 大锥角无折边锥形封头

2.2 符号说明

p ——设计压力(MPa)

D_i ——圆筒体内直径(mm)

α ——半顶角($^\circ$)

r ——本标准图 2.1.2-1 中过渡段内半径(mm)

δ ——锥形封头厚度(mm)

δ_2 ——筒体厚度(mm)

$\delta_k, \delta_{kp}, \delta_T, \delta_{TP}, \delta_P, \delta'_P, \delta_{2P}, \delta_1$ ——计算中涉及的系数

$\beta, \beta_T, \beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_A$ ——计算中涉及的系数

C ——厚度附加量(mm)

ϕ ——圆筒体或锥形封头的焊接接头系数

$[\sigma]^t$ ——锥形封头材料在设计温度下的许用应力(MPa)

$[\sigma]^t_2$ ——圆筒体材料在设计温度下的许用应力(MPa)

n_y ——稳定安全系数,取 $n_y=3$

A ——加强圈横截面积(mm²)

Σu ——加强圈与壳体之间所有承载焊缝有效宽度之总和(mm),见本标准图 2.1.2-2

B_2, B_3 ——计算中涉及的系数

E ——锥形封头材料在设计温度下的弹性模量(MPa)

l ——本标准图 2.1.2-1 中折边锥形封头的直边段(mm)。

2.3 受内压大锥角折边锥形封头(本标准图 2.1.2-1)

2.3.1 封头厚度计算。

先计算 $\delta_k, \delta_T, \delta_P$ [按式(2.3.1-1)~式(2.3.1-3)]:

$$\delta_k = \delta_{kp} + C = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t\phi - p} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} + C \quad (2.3.1-1)$$

$$\delta_T = \delta_{TP} + C = \frac{pD_i\beta_3}{2[\sigma]^t\phi - p} + C \quad (2.3.1-2)$$

$$\delta_P = \delta'_P + C = 0.3(D_i - r) \frac{\alpha}{90} \cdot \sqrt{\frac{p}{[\sigma]^t\phi}} + C \quad (2.3.1-3)$$

封头厚度 δ 按式(2.3.1-4)计算:

$$\delta = \min\{\max(\delta_k, \delta_T), \delta_P\} \quad (2.3.1-4)$$

式(2.3.1-2)中系数 β_3 按式(2.3.1-5)计算:

$$\beta_3 = \max(0.5, \beta \cdot \beta_T) \quad \dots\dots\dots (2.3.1-5)$$

其中 β, β_T 按式(2.3.1-6)和式(2.3.1-7)计算:

$$\beta = 0.4 \sqrt{\frac{D_i}{\delta - C}} \cdot \frac{\tan\alpha}{1 + \sqrt{\frac{1}{\cos\alpha}}} - 0.25 \quad (2.3.1-6)$$

$$\beta_T = \frac{1}{1 + \frac{0.028 \frac{r}{D_i} \sqrt{\frac{D_i}{\delta - C}} \cdot \alpha}{1 + \frac{1}{\sqrt{\cos\alpha}}}} \quad (2.3.1-7)$$

2.3.2 封头许用内压力计算。

先计算 $[p]_k, [p]_T, [p]_P$, 按式(2.3.2-1)~式(2.3.2-3):

$$[p]_k = \frac{2[\sigma]_t \phi (\delta - C)}{\frac{D_i}{\cos \alpha} + (\delta - C)} \quad (2.3.2-1)$$

$$[p]_T = \frac{2[\sigma]_t \phi (\delta - C)}{D_i \beta_3 + (\delta - C)} \quad (2.3.2-2)$$

$$[p]_P = [\sigma]_t \phi \left[\frac{(\delta - C)}{0.3(D - r)} \cdot \frac{90}{\alpha} \right]^2 \quad (2.3.2-3)$$

封头许用内压力 $[p]$ 按式(2.3.2-4)计算:

$$[p] = \max\{\min([p]_k, [p]_T), [p]_P\} \quad (2.3.2-4)$$

2.4 受内压带加强圈与圆筒连接的大锥角无折边锥形封头(本标准图 2.1.2-2)

2.4.1 封头厚度计算[按式(2.4.1)]。

$$\delta = \delta_k + C = \frac{p D_i}{2[\sigma]_t \phi - p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} + C \quad (2.4.1)$$

2.4.2 加强圈横截面积计算[按式(2.4.2-1)]。

$$A = \frac{p D_i^2 \tan \alpha}{8[\sigma]_t \phi} \left(1 - \frac{\beta_A + 0.25}{\beta + 0.25} \right) \quad (2.4.2-1)$$

如计算结果 $A \leq 0$, 则不需设加强圈。

式(2.4.2-1)中系数 β_A 、 β 按式(2.4.2-2)和式(2.4.2-3)计算:

$$\beta_A = \left(\frac{2[\sigma]_t \phi}{p} - 1 \right) \frac{\delta_2 - C}{D_i} \quad (2.4.2-2)$$

$$\beta = 0.4 \sqrt{\frac{D_i}{\delta_2 - C}} \cdot \tan \alpha - 0.25 \quad (2.4.2-3)$$

2.4.3 封头许用内压力计算。

锥形封头部分许用内压力,按式(2.4.3-1)计算:

$$[p] = \frac{2[\sigma]_t \phi (\delta - C)}{\frac{D_i}{\cos \alpha} + (\delta - C)} \quad (2.4.3-1)$$

带加强圈过渡部分许用内压力,按式(2.4.3-2)计算:

$$[p] = \frac{2[\sigma]_t \phi (\delta_2 - C)}{D_i \beta_2 + (\delta_2 - C)} \quad (2.4.3-2)$$

系数 β_2 按式(2.4.3-3)计算:

$$\beta_2 = \max(0.5, \beta_0) \quad (2.4.3-3)$$

系数 β_0 按式(2.4.3-4)计算:

$$\beta_0 = \frac{0.4 \sqrt{\frac{D_i}{\delta_2 - C}} \cdot \tan \alpha - B_3}{B_2 + 1} \quad (2.4.3-4)$$

系数 B_2 、 B_3 按式(2.4.3-5)和式(2.4.3-6)计算:

$$B_2 = \frac{1.6A}{(\delta_2 - C) \sqrt{D_i (\delta_2 - C)}} \cdot \frac{[\sigma]_t \phi}{[\sigma]_t \phi} \quad (2.4.3-5)$$

$$B_3 = 0.25 \quad (2.4.3-6)$$

2.4.4 加强圈 T 形焊接接头强度校核[按式(2.4.3-4)]。

$$\Sigma a \geq \frac{4A}{D_i} \quad (2.4.3-4)$$

式中 Σa 为加强圈与壳体之间所有承载焊缝有效宽度之总和, 见本标准图 2.1.2-2。

加强圈与壳体连接用间断焊时, 沿壳体整个周边 T 形焊缝的有效长度减少, 但加强圈每侧间断焊缝的任意间隔应不大于壳体厚度的 8 倍, 且所有间断焊缝的总长应不小于加强圈内周长的一半。

2.5 受内压大锥角无折边封头(本标准图 2.1.2-3)

2.5.1 封头厚度计算[按式(2.5.1-1)和式(2.5.1-2)]。

$$\delta_k = \delta_{kp} + C = \frac{pD_i}{2[\sigma]_t \phi - p} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} + C \quad (2.5.1-1)$$

$$\delta_2 = \delta_{2p} + C = \frac{pD_i \beta_1}{2[\sigma]_t \phi - p} + C \quad (2.5.1-2)$$

计算中取 δ_1 按式(2.5.1-3):

$$\delta_1 \geq \left(\frac{\delta_1 - C}{\delta_2 - C} \right) \delta_{2p} + C \quad (2.5.1-3)$$

系数 β_1 按式(2.5.1-4)计算:

$$\beta_1 = \max(0.5, \beta) \quad (2.5.1-4)$$

系数 β 按式(2.5.1-5)计算:

$$\beta = 0.4 \sqrt{\frac{D_i}{\delta_2 - C}} \cdot \frac{\tan \alpha}{1 + \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\delta_1 - C}{\delta_2 - C} \right)^2}{2 \cos \alpha} \cdot \left(\frac{\delta_1 - C}{\delta_2 - C} \right)}} - 0.25 \quad (2.5.1-5)$$

系数 δ_p 按式(2.5.1-6)计算:

$$\delta_p = 0.3(D_i - r) \frac{\alpha}{90} \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_t \phi}} + C \quad (2.5.1-6)$$

封头厚度 δ 按式(2.5.1-7)计算:

$$\delta = \min\{\max(\delta_k, \delta_1), \delta_p\} \quad (2.5.1-7)$$

2.5.2 封头许用内压力计算。

先计算 $[p]_k$ 、 $[p]_2$ 、 $[p]_p$, 按式(2.5.2-1)~式(2.5.2-3):

$$[p]_k = \frac{2[\sigma]_t \phi (\delta - C)}{\frac{D_i}{\cos \alpha} + (\delta - C)} \quad (2.5.2-1)$$

$$[p]_2 = \frac{2[\sigma]_t \phi (\delta_2 - C)}{\frac{D_i \beta_1}{\cos \alpha} + (\delta_2 - C)} \quad (2.5.2-2)$$

$$[p]_p = [\sigma]_t \phi \left[\frac{(\delta - C)}{0.3 D_i} \cdot \frac{90}{\alpha} \right]^2 \quad (2.5.2-3)$$

封头许用内压力 $[p]$ 按式(2.5.2-4)计算:

$$[p] = \max\{\min([p]_k, [p]_2), [p]_p\} \quad (2.5.2-4)$$

2.6 受外压大锥角锥形封头

2.6.1 许用外压力 $[p]$ [按式(2.6.1)]。

$$[p] = \frac{[p]_H}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_H}{[p]_E}\right)^2}} \quad (2.6.1)$$

2.6.2 其中由强度条件确定的许用外压力 $[p]_H$ [按式(2.6.2)]。

$$[p]_H = \frac{2[\sigma]^t(\delta - C)}{\frac{D_i}{\cos\alpha} + (\delta - C)} \quad (2.6.2)$$

2.6.3 由弹性范围内稳定条件确定的许用外压力 $[p]_E$ [按式(2.6.3-1)]：

$$[p]_E = \frac{4EK}{n_y} \left(\frac{\delta - C}{D_i}\right)^2 \cos^2\alpha \quad (2.6.3-1)$$

系数 K 按式(2.6.3-2)计算：

$$K = \min\left\{0.36, \max\left(\frac{0.1\gamma + 5}{\gamma - 4}, 0.12\right)\right\} \quad (2.6.3-2)$$

其中 γ 按式(2.6.3-3)计算：

$$\gamma = \frac{D_i}{2(\delta - C)\cos\alpha} \quad (2.6.3-3)$$

3 半圆管夹套容器的设计

3.1 概 述

3.1.1 本章适用于带有半圆管夹套的圆筒或球形、碟形、椭圆形封头设计;半圆管夹套内为正压。
图 3.1.1 为典型的半圆管夹套容器示意图。

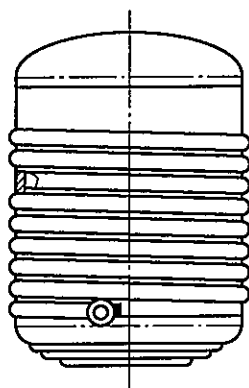


图 3.1.1 半圆管夹套容器

3.1.2 半圆管夹套限定采用外径为 60、89、114mm 的无缝钢管制成;当用板材冲压时,限定冲压成相当于同尺寸的半圆管。适用于容器直径为 760mm~4300mm,圆筒或封头厚度为 4.5mm~50mm。

3.1.3 半圆管夹套在壳体上布置时,其节距可根据传热工艺需要和焊接工艺需要确定,和壳体的强度、刚度设计无关。

3.1.4 半圆管夹套和壳体连接角焊缝的腰高应不小于半圆管或壳体厚度中的较小者。当夹套内的载荷交变时,半圆管夹套和壳体的连接焊缝应予以全焊透。

3.2 符号说明

D ——壳体内径(mm), $D=2R$

F ——由半圆管夹套压力对容器壳体所引起的轴向(经向)弯曲压力(MPa), $F=Kp'$

K ——系数。根据半圆管外径、壳体厚度、壳体内径由图 3.2-1、图 3.2-2、图 3.2-3 查取

p_1 ——半圆管夹套设计压力(MPa)

p_c ——壳体计算压力(MPa)

p' ——半圆管夹套许用压力(MPa)

R ——圆筒或封头球面部分内半径,或椭圆形封头的当量内半径(mm)

r ——半圆管夹套内半径(mm)

T ——半圆管夹套计算厚度(mm)

t ——圆筒或封头有效厚度(mm)

$[\sigma]'$ ——圆筒或封头材料在设计温度下的许用应力(MPa)

$[\sigma]_i$ ——夹套材料在设计温度下的许用应力(MPa)

σ' ——圆筒或封头由计算压力 p_c 或其他轴向载荷所引起的轴向(或经向)拉伸总应力(MPa)。

当可忽略其他轴向载荷时, $\sigma' = \frac{p_c R}{2t}$; 当由其他轴向载荷与壳体压力引起的轴向(或经向)

总应力为负值时, 应取 σ' 为零

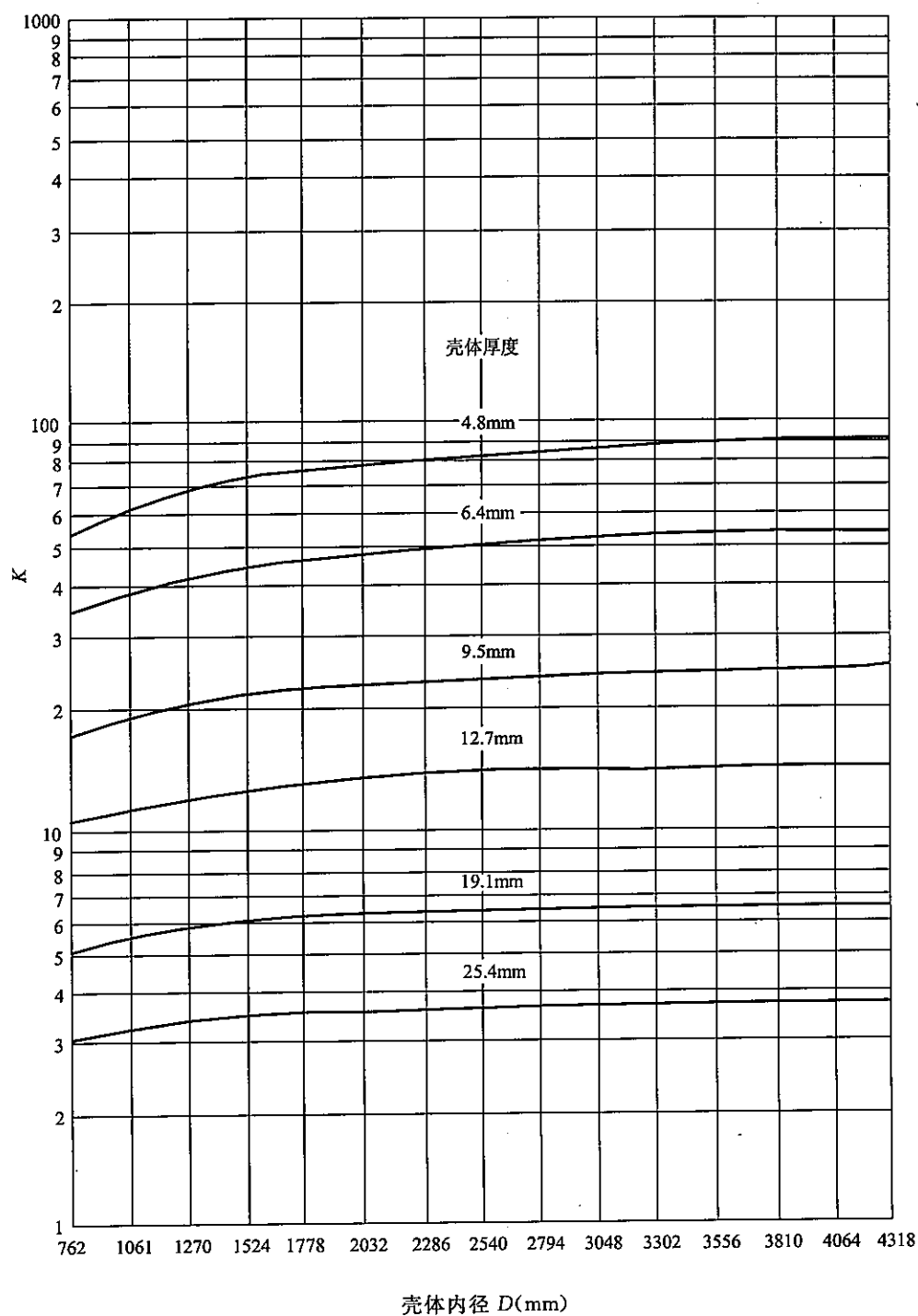


图 3.2-1 外径为 60mm 半圆管夹套的系数 K

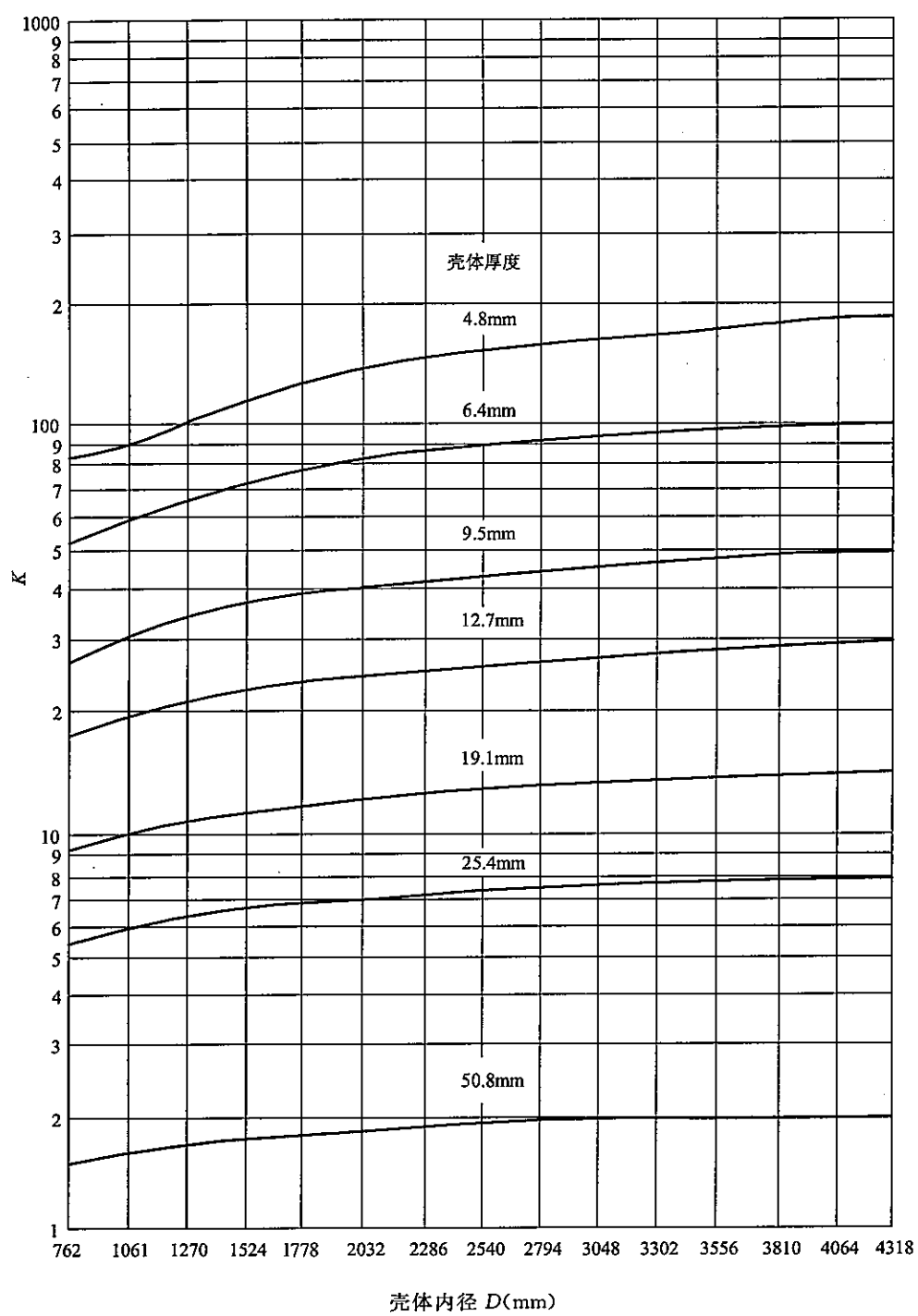


图 3.2-2 外径为 89mm 半圆管夹套的系数 K

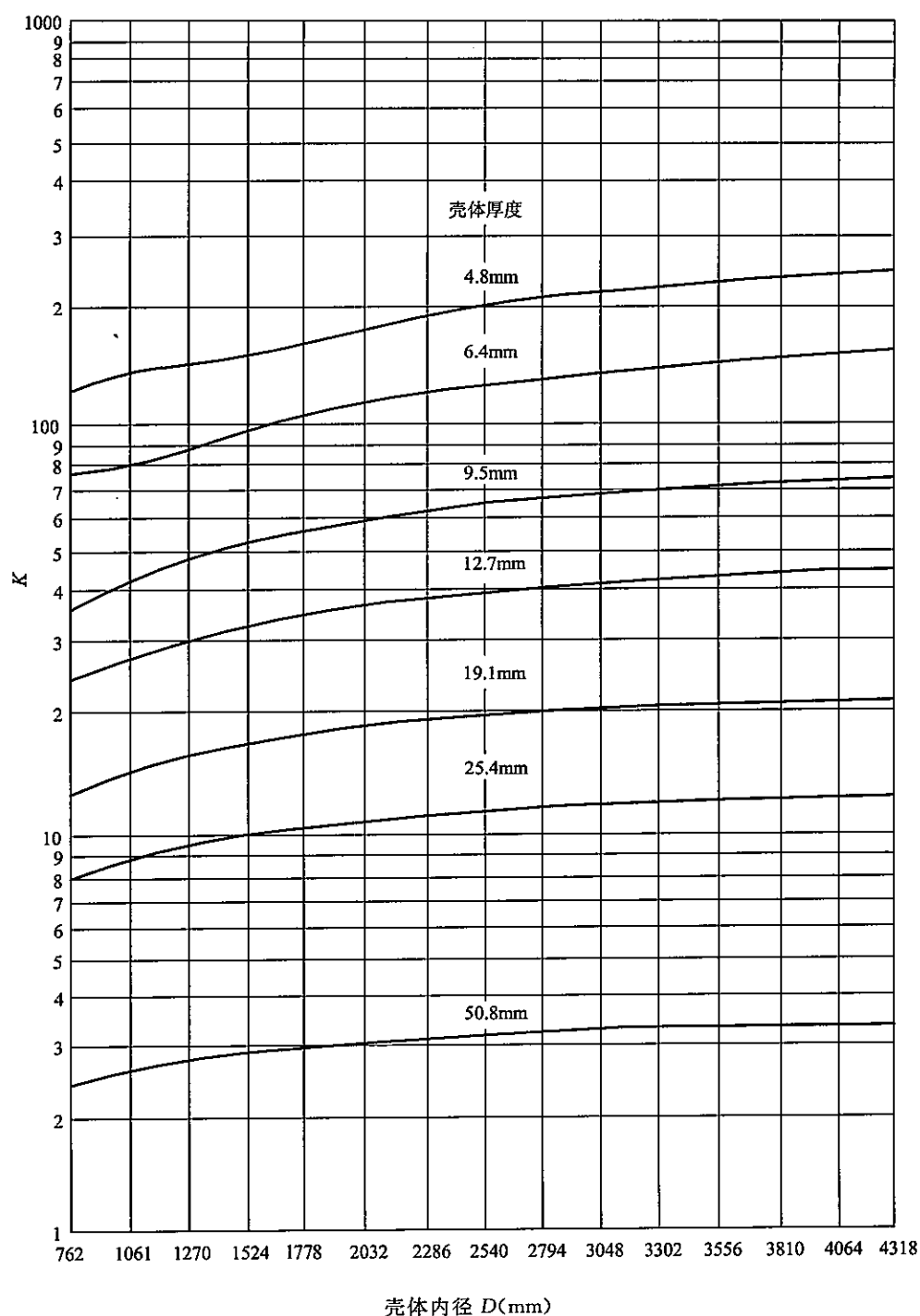


图 3.2-3 外径为 114mm 半圆管夹套的系数 K

3.3 半圆管夹套容器设计

3.3.1 圆筒和封头的有效厚度。

容器圆筒和封头部分的名义厚度和有效厚度按照不带半圆管夹套时的同一容器,根据计算压力为正压或负压,按《钢制压力容器》GB 150 的相关章节确定。

3.3.2 圆筒轴向或封头经向总应力校核。

圆筒轴向或封头经向总应力按式(3.3.2)计算并校核:

$$F + \sigma' \leq 1.5[\sigma]t \quad (3.3.2)$$

根据圆筒或封头的有效厚度 t , 按式(3.3.2)的校核条件由 σ' 和 $F = Kp'$ 确定半圆管夹套许用压力 p' , 要求 $p_1 \leq p'$ 为满足; 如不能满足, 则可增大圆筒或封头有效厚度 t , 再次按式(3.3.2)核算, 直到满足 $p_1 \leq p'$ 为止。

3.3.3 半圆管夹套的计算厚度。

半圆管夹套的计算厚度由式(3.3.3)确定:

$$T = \frac{p_1 r}{0.85[\sigma]_t - 0.6p_1} \quad (3.3.3)$$

4 作用有内压和轴向载荷的带折边变径段的设计

4.1 概 述

4.1.1 本章适用于作用有内压和轴向载荷时带折边的变径段,例如管壳式换热器外导流筒的厚度计算,见图 4.1.1-1 和图 4.1.1-2。

4.1.2 本章适用条件为:

$$\alpha = 20^{\circ} \sim 70^{\circ}$$

$$\frac{r_1}{R_{c1}} \text{ 或 } \frac{r_2}{R_{c2}} = 0.1 \sim 0.4$$

$$\frac{D_{2i}}{D_{1i}} = 0.6 \sim 0.8$$

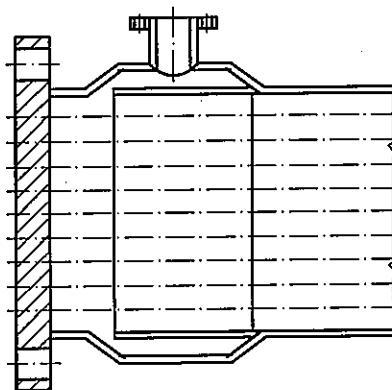


图 4.1.1-1 管壳式换热器的外导流筒

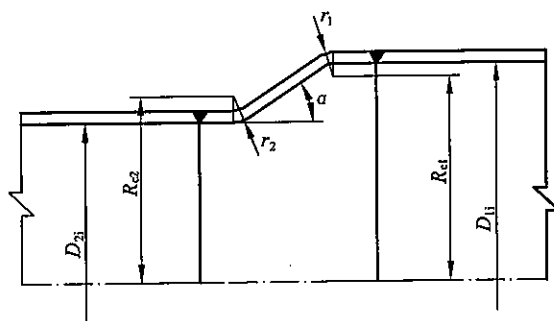


图 4.1.1-2 带折边的变径段

4.2 符号说明

以下符号说明可参见本标准图 4.1.1-2。

D_{1i} ——变径段大端内直径(mm)

D_{2i} ——变径段小端内直径(mm)

F ——轴向载荷(N)

固定管板式换热器: $F=(\text{壳体轴向应力}) \times (\text{壳体横截面积})$

壳体轴向应力按《管壳式换热器》GB 151 计算。

其他类型管壳式换热器: $F=0$

非管壳式换热器的其他结构: $F=\text{实际轴向力}$

K ——计算带折边变径段厚度时的系数,表示小端折边上的周向总应力对小端圆筒周向薄膜应力的比值

$$K=1+1.9693\left(\frac{\alpha}{90}\right)^{1.2062}\left(\frac{r}{R_c}\right)^{-0.4304}\left(\frac{D_{2i}}{D_{1i}}\right)^{-0.1062}$$

其中 $\left(\frac{r}{R_c}\right)$ 取 $\left(\frac{r_1}{R_{c1}}\right)$ 和 $\left(\frac{r_2}{R_{c2}}\right)$ 中的较小值。

K 值或由表 4.2 查取

p ——设计压力(MPa)

r_1 ——变径段大端的折边段半径(mm)

r_2 ——变径段小端的折边段半径(mm)

R_{c1} ——大端折边段中心至圆筒轴线的距离(mm)

R_{c2} ——小端折边段中心至圆筒轴线的距离(mm)

α ——锥角半顶角($^{\circ}$)

δ ——带折边变径段的计算厚度(mm)

μ ——钢材泊松比。一般可取 $\mu=0.3$

$[\sigma]^t$ ——变径段材料在设计温度下的许用应力(MPa)

ϕ ——变径段上 A 类焊缝的焊接接头系数,按《钢制压力容器》GB 150 由焊缝结构型式和探伤要求确定

4.3 带折边变径段厚度计算

4.3.1 折边和变径段取同一厚度,按下述方法计算。

4.3.2 仅有内压作用时变径段厚度计算。

仅受内压作用时,折边和变径段的计算厚度按式(4.3.2)确定:

$$\delta = \frac{KpD_{2i}}{2[\sigma]^t\phi - p} \quad (4.3.2)$$

4.3.3 内压和轴向载荷共存时变径段厚度计算。

在内压和轴向载荷共存时,折边和变径段的厚度按式(4.3.3)确定:

$$\delta = \left(\frac{pD_{2i}}{2} + \frac{\mu F}{2\pi R_{\omega}} \right) \frac{K}{[\sigma]'\phi} \quad (4.3.3)$$

表 4.2 系数 K 值

$\frac{r}{R_c}$	$\frac{D_{2i}}{D_{1i}}$	α						
		30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
0.10	0.5	2.5177	2.8278	3.1472	3.4750	3.8104	4.1528	4.5017
	0.6	2.4886	2.7928	3.1061	3.4276	3.7565	4.0924	4.4346
	0.7	2.4644	2.7636	3.0719	3.3881	3.7118	4.0422	4.3788
	0.8	2.4438	2.7388	3.0427	3.3545	3.6736	3.9993	4.3312
	0.9	2.4258	2.7172	3.0173	3.3252	3.6404	3.9620	4.2898
0.15	0.5	2.2746	2.5351	2.8034	3.0787	3.3604	3.6479	3.9410
	0.6	2.2502	2.5057	2.7688	3.0388	3.3151	3.5971	3.8846
	0.7	2.2299	2.4812	2.7401	3.0057	3.2775	3.5550	3.8377
	0.8	2.2126	2.4604	2.7156	2.9775	3.2455	3.5190	3.7978
	0.9	2.2975	2.4422	2.6943	2.9529	3.2175	3.4877	3.7630
0.20	0.5	2.1262	2.3563	2.5934	2.8366	3.0855	3.3396	3.5985
	0.6	2.1046	2.3303	2.5628	2.8014	3.0455	3.2947	3.5486
	0.7	2.0867	2.3087	2.5374	2.7721	3.0123	3.2574	3.5073
	0.8	2.0714	2.2903	2.5158	2.7472	2.9839	3.2257	3.4719
	0.9	2.0569	2.2742	2.4969	2.7255	2.9593	3.1980	3.4412
0.30	0.5	1.9459	2.1391	2.3382	2.5425	2.7515	2.9649	3.1824
	0.6	1.9277	2.1173	2.3126	2.5129	2.7179	2.9272	3.1405
	0.7	1.9127	2.0992	2.2912	2.4884	2.6901	2.8960	3.1058
	0.8	1.8998	2.0837	2.2731	2.4694	2.6663	2.8693	3.0761
	0.9	1.8886	2.0702	2.2572	2.4492	2.6455	2.8460	3.0503
0.40	0.5	1.8357	2.0065	2.1824	2.3629	2.5476	2.7361	2.9282
	0.6	1.8197	1.9872	2.1597	2.3367	2.5179	2.7028	2.8912
	0.7	1.8064	1.9711	2.1409	2.3150	2.4932	2.6752	2.8605
	0.8	1.7950	1.9575	2.1248	2.2965	2.4722	2.6516	2.8343
	0.9	1.7851	1.9456	2.1108	2.2804	2.4539	2.6310	2.8115

5 内压薄壁凸形封头的设计和计算

5.1 概 述

5.1.1 承受内压的椭圆形和碟形封头,当其壁厚与直径之比较小时,除应考虑内压下的强度失效计算外,还应考虑过渡区的塑性垮塌或内压失稳问题。本章规定了 $0.0005 \leq \delta/L < 0.002$ 的内压薄壁封头壁厚的计算和设计。

5.1.2 椭圆形和碟形封头的结构尺寸限定同《钢制压力容器》GB 150 的规定。

5.1.3 凡按本章进行计算的薄壁封头,可不受《钢制压力容器》GB 150 对凸形封头最小壁厚的限制。

5.2 符号说明

a ——用于计算的常数, $a = 0.5D - r$

b ——用于计算的常数, $b = L - r$

C_1 ——在计算过渡区预期导致失稳时所用的系数

$r/D \leq 0.08$ 时, $C_1 = 9.31r/D - 0.086$

$r/D > 0.08$ 时, $C_1 = 0.692r/D + 0.605$

C_2 ——在计算过渡区预期导致屈服时所用的系数

$r/D \leq 0.08$ 时, $C_2 = 1.25$

$r/D > 0.08$ 时, $C_2 = 1.46 - 2.6r/D$

c ——用于计算的常数

$\varphi < \beta$ 时, $c = a / \cos(\beta - \varphi)$

$\varphi \geq \beta$ 时, $c = a$

D ——封头内直径(mm)

E_T ——在设计温度时材料的弹性模量(MPa)

K_1 ——由椭圆形封头长短轴比值确定其当量球面部分半径的系数,按《钢制压力容器》GB 150 选用

L ——碟形或椭圆形封头球面或当量球面部分的内半径(mm),当为椭圆形封头时, $L = K_1 D$

p ——设计压力(MPa)

R_c ——用于计算的常数(mm)

$R_c = c + r$

r ——碟形封头过渡区转角内半径(mm)

β ——用于计算的常数(弧度)

$$\beta = \cos^{-1}(a/b)$$

δ_0 ——封头按强度计算在成形后所需要的最小厚度(mm)

δ_p ——封头过渡区预期导致屈服或失效时在成形后所需要的最小厚度(mm),应是 $\delta_p \geq \delta_0$

φ ——用于计算的常数

$$\varphi = \sqrt{L\delta_p}/r$$

σ_e ——预期在过渡区产生弹性失稳时的应力(MPa)

σ_y ——在设计温度时材料的屈服强度(MPa)

5.3 碟形或椭圆形封头的壁厚

5.3.1 无缝的或拼焊的椭圆形封头,在成形后所需要的计算厚度(mm)为: $\delta = \max[\delta_0, \delta_p]$ 。

5.3.2 δ_0 按《钢制压力容器》GB 150 进行计算而得。

5.3.3 根据 $\delta_p \geq \delta_0$ 的规定,一般可先取 $\delta_p = \delta_0$,由 δ_p 按式(5.3.3)计算预期在过渡区产生弹性失稳的内压 p_e 值。

$$p_e = \frac{\sigma_e \delta_p}{C_2 R_e \left(0.5 \frac{R_e}{r} - 1\right)} \quad (5.3.3)$$

其中, $\sigma_e = C_1 E_T \left(\frac{\delta_p}{r}\right)$ 。

5.3.4 由 δ_p 按式(5.3.4)计算预期在过渡区导致屈服应力的内压 p_y 值。

$$p_y = \frac{\sigma_y \delta_p}{C_2 R_e \left(0.5 \frac{R_e}{r} - 1\right)} \quad (5.3.4)$$

5.3.5 按式(5.3.5-1)~式(5.3.5-3)计算预期在过渡区导致失效的内压 p_{ck} 值。

$$p_e/p_y \leq 1.0 \text{ 时,} \quad p_{ck} = 0.6 p_e \quad (5.3.5-1)$$

$$1.0 < p_e/p_y \leq 8.29 \text{ 时,} \quad p_{ck} = 0.408 p_y + 0.192 p_e \quad (5.3.5-2)$$

$$p_e/p_y > 8.29 \text{ 时,} \quad p_{ck} = 2.0 p_y \quad (5.3.5-3)$$

5.3.6 由预期在过渡区导致失效的内压 p_{ck} 值并引入安全系数 1.5 后校核设计压力 p 值。

计算 $p_{ck}/1.5$ 值。

如 $p_{ck}/1.5 \geq p$, 则设计完成; 否则, 则增加封头厚度并按上述步骤重新计算, 直到满足为止。

6 非径向接管的开孔补强计算

6.1 概 述

6.1.1 本章适用于圆筒、锥壳、球壳、凸形封头和平封头在内压或外压作用下装有单个或多个非径向圆形接管(包括球壳和凸形封头的非径向接管,圆筒或锥壳轴向斜接管和周向斜接管,平封头斜接管)的补强计算。接管和壳体或封头因非径向连接相交而成椭圆孔的长、短径比值应不超过 2.0。

6.1.2 本章适用于补强圈、厚壁管或整体锻件等各种补强措施。

壳体或封头所允许的最大开孔直径(以椭圆孔的短轴计)按《钢制压力容器》GB 150 有关章节的规定,采用补强圈进行补强时,钢材的常温抗拉强度、补强圈厚度、壳体或封头名义厚度的限制条件同《钢制压力容器》GB 150 有关章节。

6.2 符号说明

A ——因开孔使壳体或封头削弱,即所需要补强的截面积(mm^2)

A_1 ——壳体或封头承受内压或外压所需要计算厚度之外在补强区有效范围以内能起补强作用的多余截面积(mm^2)

A_2 ——接管承受内压或外压所需要计算厚度之外在补强区有效范围以内能起补强作用的多余截面积(mm^2)

A_3 ——补强区有效范围内除已计入 A_1 、 A_2 、 A_4 者外,能起补强作用的焊缝面积(mm^2)

A_4 ——补强区有效范围内所加补强件的截面积(mm^2)

B ——补强区平行于壳体或封头器壁方向的有效范围宽度(mm),取下列二值中之较大值:

$$B = 2d$$

$$B = d + 2\delta_n + 2\delta_{nt}$$

C_t ——接管的厚度附加量(mm)

C_{2t} ——接管的腐蚀裕量(mm)

D_c ——开孔中心处锥形壳体内直径(mm)

D_i ——壳体或封头内直径(mm)

D_p ——补强圈外直径(mm)。其值应不大于 B

d ——开孔直径(mm)。为在壳体或封头计算厚度中面上通过开孔中心沿各个所考虑截面上测至接管内壁的弦长,并加 2 倍接管厚度附加量,见图 6.2-1 和本标准图 6.5.2

d_1 ——按上述 d 的定义,二任意相邻开孔中沿开孔中心连线上一个开孔的直径(mm)

d_2 ——按上述 d 的定义,二任意相邻开孔中沿开孔中心连线上另一个开孔的直径(mm)

d_i ——接管内直径(mm)

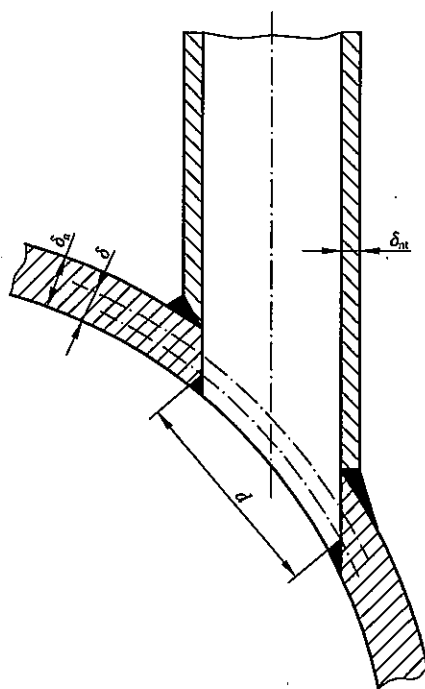


图 6.2-1 非径向接管的开孔直径 d

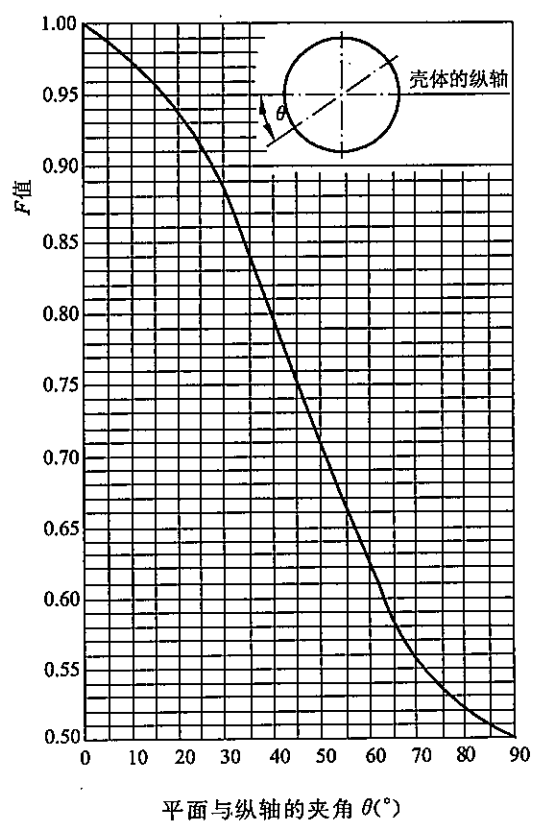


图 6.2-2 应力校正系数 F

F ——应力校正系数。对于圆筒或锥壳上的非径向接管整体补强和多个开孔的整体联合补强,按所考虑各削弱截面和壳体轴线所夹角度 θ 值由图 6.2-2 查取,或按 $F=0.5(\cos^2\theta+1)$ 计算;对于球壳、各类凸形封头、平封头上的非径向接管和多个开孔的联合补强,或圆筒、锥壳上的非整体补强,均取 $F=1.0$

f_p ——补强圈材料的强度削弱系数,等于设计温度下补强圈材料与壳体材料许用应力之比,当该比值大于 1.0 时,取 $f_p=1.0$

f_r ——接管材料的强度削弱系数,等于设计温度下接管材料与壳体材料许用应力之比,当该比值大于 1.0 时,取 $f_r=1.0$

h_1 ——补强区有效范围平行于接管轴线方向的外侧长度(mm),见本标准图 6.5.2,取下列二值中之较小者:

$$h_1 = \sqrt{(d_i + 2C_1)\delta_n}$$

h_1 = 平行于接管轴线方向接管的实际外伸长度

h_2 ——补强区有效范围平行于接管轴线方向的内侧长度(mm),见本标准图 6.5.2,取下列二值中较小者:

$$h_2 = \sqrt{(d_i + 2C_1)\delta_n}$$

h_2 = 平行于接管轴线方向接管的实际内插长度

K ——由椭圆形封头长、短轴比值所确定的系数。见《钢制压力容器》GB 150 椭圆形封头 K 值表,对于长、短轴比值等于 2.0 的标准椭圆形封头, $K=1.0$

K_1 ——由椭圆形封头长、短轴比值所确定的系数。见《钢制压力容器》GB 150 椭圆形封头 K_1 值表,对于长、短轴比值等于 2.0 的标准椭圆形封头, $K_1=0.9$

M ——碟形封头的形状系数。见《钢制压力容器》GB 150 碟形封头形状系数 M 值表

p_c ——计算压力(MPa)

$[p]$ ——许用外压(MPa)

R_i ——碟形封头球面部分内半径(mm)

α ——锥壳半顶角($^\circ$)

δ ——壳体或封头在开孔所在处按无缝时(即取焊接接头系数 ϕ 为 1.0)的计算厚度(mm)

内压圆筒:

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t - p_c}$$

内压锥壳:

$$\delta = \frac{p_c D_c}{2[\sigma]^t - p_c} \cdot \frac{1}{\cos\alpha}$$

内压椭圆形封头,开孔位于以封头中心为中心、80%封头直径范围以内时:

$$\delta = \frac{K_1 p_c D_i}{2[\sigma]^t - 0.5 p_c}$$

内压椭圆形封头,开孔位于以封头中心为中心、80%封头直径范围以外时:

$$\delta = \frac{K p_c D_i}{2[\sigma]^t - 0.5 p_c}$$

内压碟形封头,开孔位于封头球面部分时:

$$\delta = \frac{p_c R_i}{2[\sigma]^t - 0.5 p_c}$$

内压碟形封头,开孔位于封头球面部分以外时:

$$\delta = \frac{M p_c R_i}{2[\sigma]^t - 0.5 p_c}$$

平封头按《钢制压力容器》GB 150 所列的平盖厚度计算式,并取 $\phi=1.0$ 计算;

外压壳体和凸形封头,按《钢制压力容器》GB 150 中外压壳体和凸形封头的相应公式和步骤,并取 $[p]=p_c$ 时所得的计算厚度

δ_e ——壳体或封头在开孔处的有效厚度(mm)

δ_n ——壳体或封头在开孔处的名义厚度(mm)

δ_{nt} ——接管在补强区有效范围内的名义厚度(mm)

δ_p ——补强圈名义厚度(mm)

δ_t ——接管按无缝时(即取焊接接头系数 ϕ 为 1.0)的计算厚度(mm)

δ_w ——角焊缝腰高(mm)

θ ——所考虑截面和壳体轴线之间的夹角($^\circ$)

$[\sigma]^t$ ——设计温度下壳体或封头材料的许用应力(MPa)

ϕ_1 ——计及开孔是否和容器焊缝相遇时的焊接接头系数。当开孔未和焊缝相遇或仅和 B 类焊缝相遇时,取 $\phi_1=1.0$;当开孔和 A 类焊缝相遇时,取 ϕ_1 为设计该壳体或封头时所取的该 A 类焊缝经 100%探伤时的焊接接头系数

6.3 不需要进行补强计算,即不需要进行补强的最大允许开孔直径

6.3.1 在壳体和各类封头上的开孔同时满足下述各要求时可不必进行补强计算,即不需要进行补强。

6.3.2 对于两个单独的开孔,两相邻开孔的中心间距(曲面间距以弧长计)应不小于 (d_1+d_2) 。

6.3.3 对于三个或更多的开孔群,任意两相邻孔的中心间距(曲面间距以弧长计),当在圆筒或锥壳上时,应不小于 $(1+1.5\cos\theta)(d_1+d_2)$;当在双曲率壳体或各类封头上时,应不小于 $2.5(d_1+d_2)$ 。

6.3.4 当壳体或封头名义厚度大于 10mm 时,其已完工的开孔直径小于或等于 60mm;当壳体或封头名义厚度小于或等于 10mm 时,其已完工的开孔直径小于或等于 89mm。

6.3.5 接管颈部厚度满足本标准第 6.4 节的要求。

6.3.6 压力无急剧波动。

不需要进行补强计算的开孔不允许和 A 类接头相遇。

6.4 接管颈部的厚度

6.4.1 不论是否需要补强,除人孔和检查孔以外,接管颈部的名义厚度需同时满足下列条件:

1 不小于接管的计算厚度并加腐蚀裕量;

2 不小于下列二项中的较小者:

1) 受内压时,接管所在处壳体或封头的计算厚度(取焊接接头系数为 1.0 计算所得,且不小于壳体或封头的最小厚度)加腐蚀裕量。

受外压时,接管所在处壳体或封头在外压设计压力下用内压公式所得的计算厚度(取焊接接头系数为 1.0 计算所得,且不小于壳体或封头的最小厚度)加腐蚀裕量。

2) 管表号为 STd 的钢管的最小厚度加腐蚀裕量。

6.5 补强计算

6.5.1 需要进行补强计算的开孔并不限制和各类接头的相遇,当不需要进行补强计算的开孔位于 B 类或 C 类对接接头上,或孔边离 A 类、B 类或 C 类对接接头的距离小于 13mm 时,要求以开孔中心为中心,长度为 3 倍孔径的这些接头做 100% 射线检测。

对通过开孔中心各个所考虑的薄弱截面,都需要满足以下计算。

6.5.2 所需要补强的截面积。

通过开孔中心对各个所考虑的薄弱截面,所需要补强的截面积分别按下列各种情况计算,见图 6.5.2。

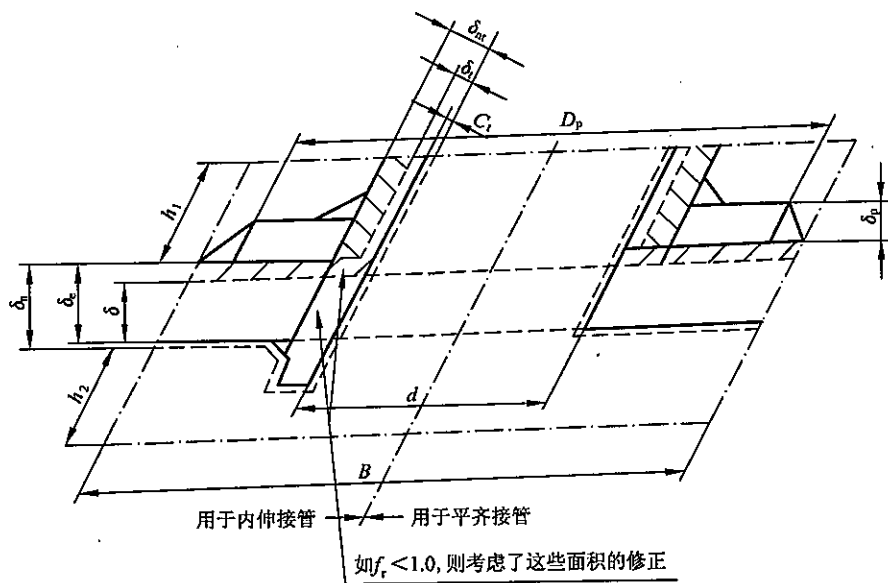


图 6.5.2 非径向接管的补强计算

1 内压壳体或凸形封头[按式(6.5.2-1)]:

$$A = d\delta F + 2\delta(\delta_n - C_1)F(1 - f_r) \quad (6.5.2-1)$$

2 外压壳体或凸形封头[按式(6.5.2-2)]:

$$A = 0.5[d\delta F + 2\delta(\delta_n - C_1)F(1 - f_r)] \quad (6.5.2-2)$$

3 平封头[按式(6.5.2-3)]:

$$A = 0.5d\delta \quad (6.5.2-3)$$

6.5.3 补强区有效范围以内能起补强作用的多余截面积。

1 壳体或封头除承受内压或外压所需计算厚度之外能起补强作用的多余截面积[按式(6.5.3-1)。

$$A_1 = (B-d)(\delta_e \phi_1 - F\delta) - 2(\delta_{nt} - C_t)(\delta_e \phi_1 - F\delta)(1 - f_r) \quad (6.5.3-1)$$

2 接管除承受内压或外压所需计算厚度之外能起补强作用的多余截面积[按式(6.5.3-2]。

$$A_2 = 2h_1(\delta_{nt} - C_t - \delta_i)f_r + 2h_2(\delta_{nt} - C_t - C_{2t})f_r \quad (6.5.3-2)$$

3 补强区有效范围内能起补强作用的焊缝截面积[按式(6.5.3-3]。

$$A_3 = \delta_w^2 \quad (6.5.3-3)$$

若 $A_1 + A_2 + A_3 \geq A$, 则不需再用外加强补强件补强;

若 $A_1 + A_2 + A_3 < A$, 则需用外加强补强件补强。

6.5.4 外加补强件截面积[按式(6.5.4-1]。

$$A_4 \geq A - (A_1 + A_2 + A_3) \quad (6.5.4-1)$$

按式(6.5.4-2)确定补强圈外直径及厚度。

$$A_4 = [D_p - d - 2(\delta_{nt} - C_t)]\delta_p f_p \quad (6.5.4-2)$$

补强件材料一般需和壳体材料相同。

6.5.5 多个开孔的补强。

多个开孔的补强要求按《钢制压力容器》GB 150 中有关的规定,但需对任意相邻的两孔中心连线所构成的各个截面分别进行计算,并取各个截面计算结果 A_4 中的最大值作为联合补强的截面积。

在本标准的编制说明中列有计算实例。

7 大开孔的补强计算

7.1 概 述

7.1.1 本章所述的开孔补强计算方法为压力面积法,适用于法向圆形开孔内径与壳体内径之比 d_i/D_i 超过《钢制压力容器》GB 150 中的范围,但必须符合本标准第 7.1.3 条的范围要求,并且还须满足本标准第 7.1.4 条中对结构、制造及使用场合的要求。

7.1.2 本章适用于壳体承受内压的开孔补强,也可用于壳体承受外压的情况,承受外压时,可将外压作为内压,按承受内压的开孔补强方法进行补强计算。

7.1.3 开孔直径及厚度的限制。

1 没有或不考虑接管补强而只采用壳体增厚补强的情况(如本标准图 7.4.1-1 和图 7.4.1-2),开孔直径 d 与圆筒壳体内径或球形壳体内径 D_i 之比必须满足以下条件: $d/D_i \leq 0.5$ 。

2 采用补强圈补强的情况,不论是否有接管(如本标准图 7.4.1-3、图 7.4.1-4 和图 7.4.1-10),开孔直径 d 与壳体内径 D_i 之比均须满足以下条件: $d/D_i \leq 0.5$ 。

补强圈的补强应避免用于壳体平均壁温大于 250°C 或沿壳壁有较大温度梯度的场合,如确有必要超出上述温度要求,则不仅补强圈应与壳体有相同的材料质量,并应采取措施避免热应力集中。

3 凸形封头上的开孔情况,须满足以下条件。

1) 对于球形壳体和凸形封头有接管补强时(如本标准图 7.4.1-8),其接管内径 d_i 与球壳或筒体外径 D_o 之比: $d_i/D_o \leq 0.6$ 。

2) 对于球形壳体和凸形封头采用凸缘环补强时(如本标准图 7.4.1-5 和图 7.4.1-6),其凸缘环的内径 d_i 与球壳或筒体外径 D_o 之比: $d_i/D_o \leq 0.6$ 。

4 圆筒壳体上采用接管补强的开孔(如本标准图 7.4.1-7 和图 7.4.1-9),其开孔处孔的内径 d 与壳体内径 D_i 之比: $d_i/D_i \leq 1.0$ 。

5 厚度的限制。

1) 用于计算时,接管有效厚度与壳体有效厚度之比 $(\delta_b - C)/(\delta_s - C)$ 应不超过本标准图 7.4.1-11 中查出的值;如果超过,超出部分不应计入补强。

2) 用于制造时,即实际采用厚度时,接管有效厚度与壳体有效厚度之比 $(\delta_b - C)/(\delta_s - C)$ 应不超过本标准图 7.4.1-12 中查出的值,这一限制是为了避免疲劳或蠕变产生的问题。

7.1.4 结构、制造及使用场合的限制。

1 接管与壳体应采用全焊透结构,接管与壳体连接内外壁应避免尖角过渡,而采用 r 圆角过渡。

2 接管、壳体、补强件的材料其常温屈强比应满足 $R_{eL}/R_m \leq 0.68$ 。应避免采用标准常温抗拉强度下限值 $R_m > 540\text{MPa}$ 的材料,如要采用,须在设计和检验等方面作特殊考虑。

- 3 接管、壳体、补强件之间的焊接接头应无损检测合格。
- 4 补强范围内应避免壳体焊接接头,如无法避免,焊接接头应 100%无损检测合格。
- 5 此补强方法不宜用于介质对应力敏感的场所。
- 6 大开孔应避免用于可产生蠕变或有脉动载荷的场所。

7.2 符号说明

d ——开孔内直径(mm),有接管时为接管外径处的开孔内直径

d_i ——接管内直径(mm)

d_o ——接管外直径(mm)

d_{ir} ——凸缘环内直径(mm)

d_{or} ——凸缘环外直径(mm)

D_i ——圆筒或球形壳体的内直径(mm)

D_o ——圆筒或球形壳体的外直径(mm)

R_i ——壳体计算的内径(mm)

对于圆筒和球形壳体: $R_i = D_i/2$

对于碟形封头,为碟形中心部位球面的内直径 R_i

对于椭圆封头: $R_i = \frac{0.44D_i^2}{2h} + 0.002D_i$

δ_b ——接管采用厚度(mm)

δ_s ——壳体采用厚度(mm)

δ_p ——补强圈采用厚度(mm)

h_1, h_2 ——分别为接管外侧和内侧补强的有效高度(mm)

b ——壳体补强的有效宽度(mm),曲面上以弧长计算

b_p ——补强圈宽厚(mm),曲面上以弧长计算

b_r ——凸缘环径向厚度(mm)

C ——壳体厚度附加量(mm)

C' ——接管厚度附加量(mm)

C_2 ——腐蚀裕量(mm)

p ——设计压力(MPa)

A_{ps} ——补强有效范围内壳体内部的压力面积(mm²)

A_{pb} ——补强有效范围内接管内的压力面积(mm²)

A_{pr} ——凸缘环内的压力面积(mm²)

A_{pLs} ——联合补强时,补强有效范围内壳体内部的压力面积(mm²)

A_{fs} ——壳体上开孔区有效承压金属面积(mm²)

A_{fb} ——接管上开孔区有效承压金属面积(mm²)

A_{fw} ——补强连接处凸出壳体表面的焊接接头金属面积(mm²)

A_{fp} ——补强圈截面的金属面积(mm²)

A_{tr} ——凸缘环截面的金属面积(mm^2)

$A_{fl.s}$ ——联合补强时,接管间壳体截面的金属面积(mm^2)

$[\sigma]_s$ ——壳体材料许用应力(MPa)

$[\sigma]_b$ ——接管材料许用应力(MPa)

$[\sigma]_p$ ——补强圈材料许用应力(MPa)

$[\sigma]_r$ ——凸缘环材料许用应力(MPa)

7.3 补强范围

7.3.1 壳体补强的有效宽度[按式(7.3.1)]。

$$b = \sqrt{(2R_i + \delta - C)(\delta - C)} \quad (7.3.1)$$

但至少 $b=3\delta$ 。

7.3.2 接管外侧补强的有效高度[按式(7.3.2)]。

$$h_1 = \sqrt{(d_i + \delta_b - C')(\delta_b - C')} \quad (7.3.2)$$

7.3.3 接管内侧补强的有效高度[按式(7.3.3)]。

$$h_2 = 0.5 \sqrt{(d_i + \delta_b - C' - C_2)(\delta_b - C' - C_2)} \quad (7.3.3)$$

7.3.4 当壳体实际宽度小于本标准式(7.3.1)计算结果时,应以实际宽度代入补强计算;当接管内外实际高度小于本标准式(7.3.2)和本标准式(7.3.3)计算结果时,应以实际高度代入补强计算。

7.4 单孔补强计算

7.4.1 补强计算。

1 没有或不考虑接管的补强作用而只采用壳体增厚的补强情况,见图 7.4.1-1 和图 7.4.1-2。

2 没有或不考虑接管的补强作用而只采用壳体和补强圈补强的情况,见图 7.4.1-3 和图 7.4.1-4。

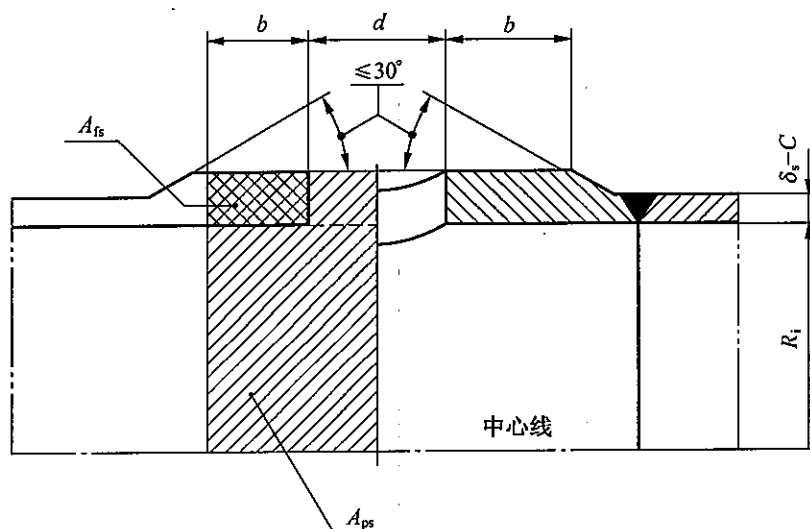


图 7.4.1-1 圆筒壳体单个开孔且壳壁增厚补强

- 3 采用凸缘环补强的情况,见图 7.4.1-5 和图 7.4.1-6。
- 4 有接管及增厚壳体 and/或增厚接管厚度的情况,见图 7.4.1-7、图 7.4.1-8 和图 7.4.1-9。
- 5 球形壳体或凸形封头上有接管及补强圈的情况,见图 7.4.1-10。

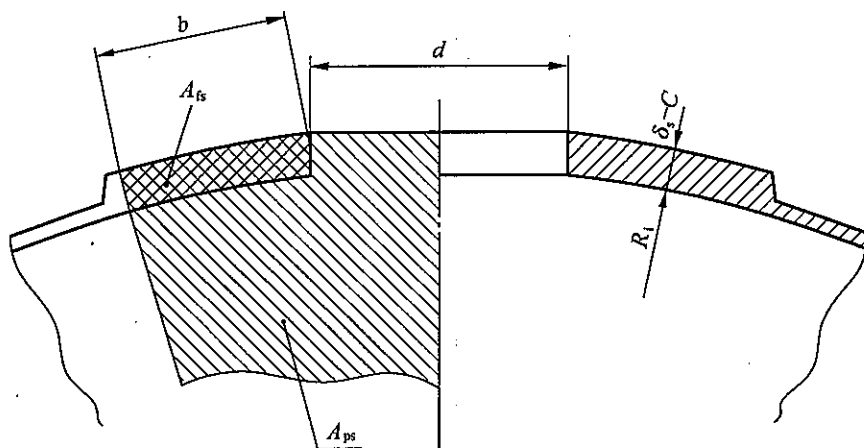


图 7.4.1-2 球形壳体或凸形封头单个开孔且壳壁增厚补强

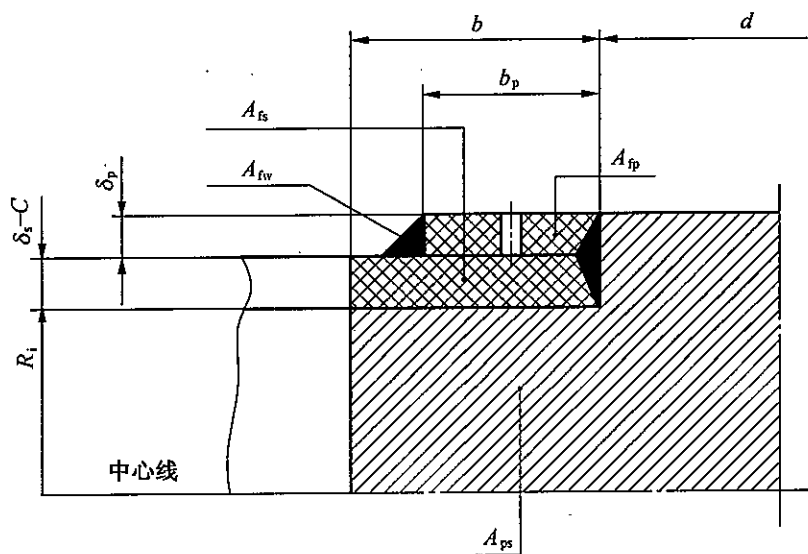


图 7.4.1-3 圆筒壳体单个开孔且补强圈补强

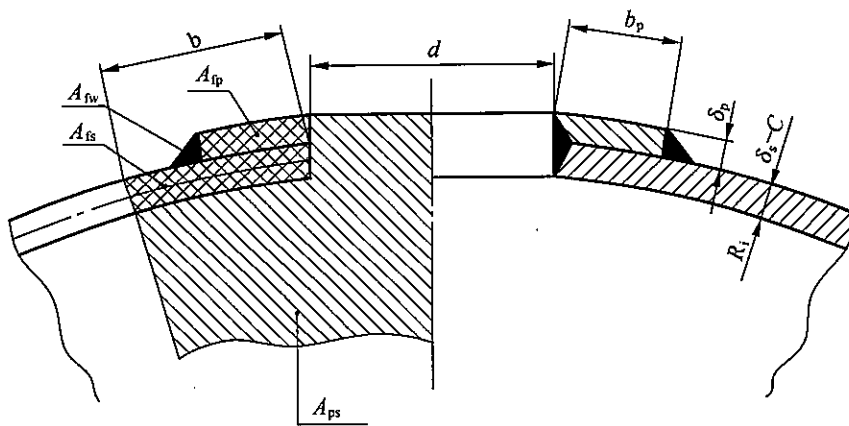


图 7.4.1-4 球形壳体或凸形封头单个开孔且补强圈补强

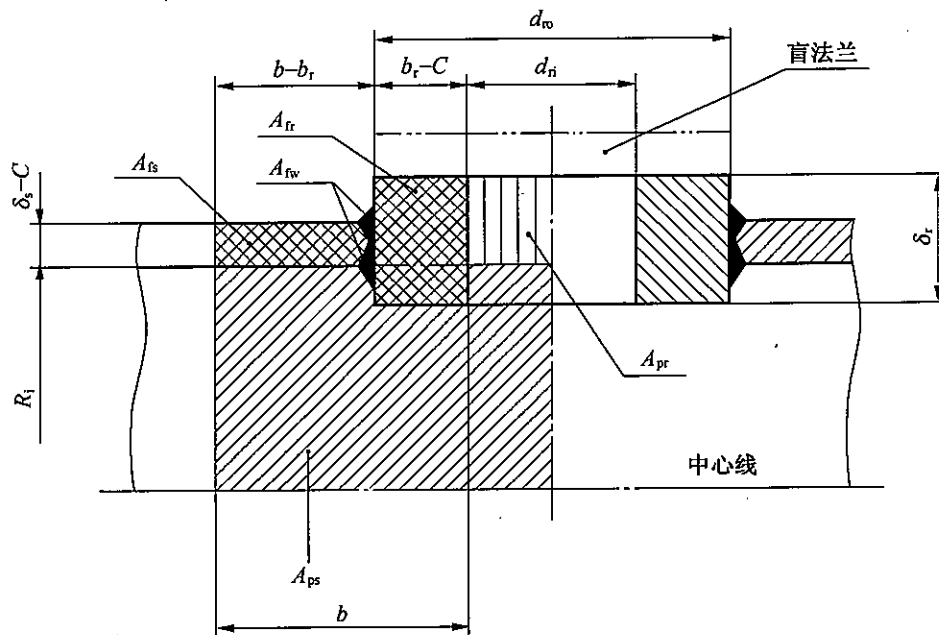


图 7.4.1-5 圆筒壳体单个开孔且凸缘环补强,带外侧盲法兰

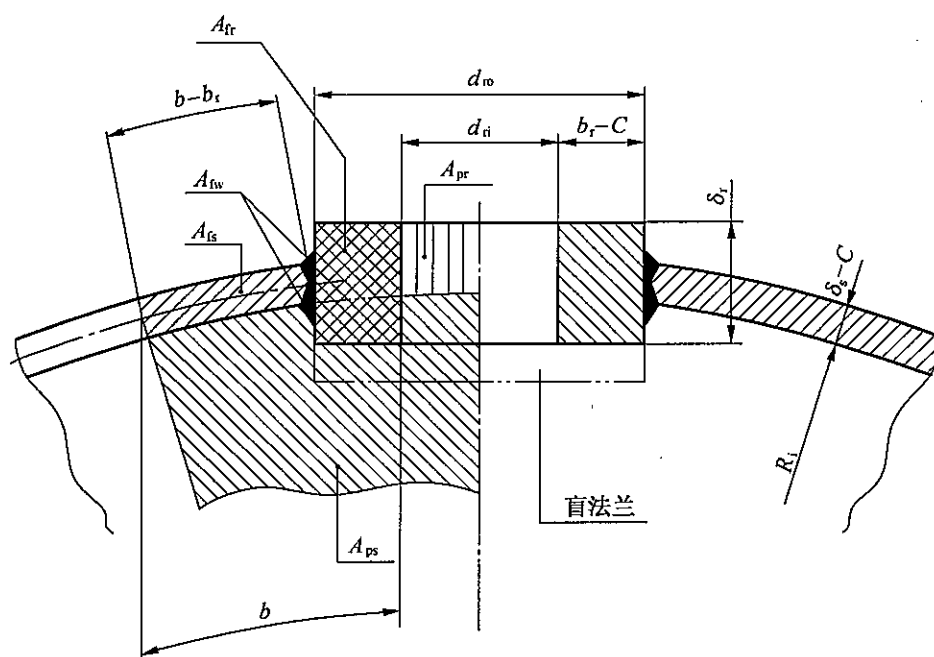


图 7.4.1-6 球形壳体或凸形封头单个开孔且凸缘环补强,带内侧盲法兰

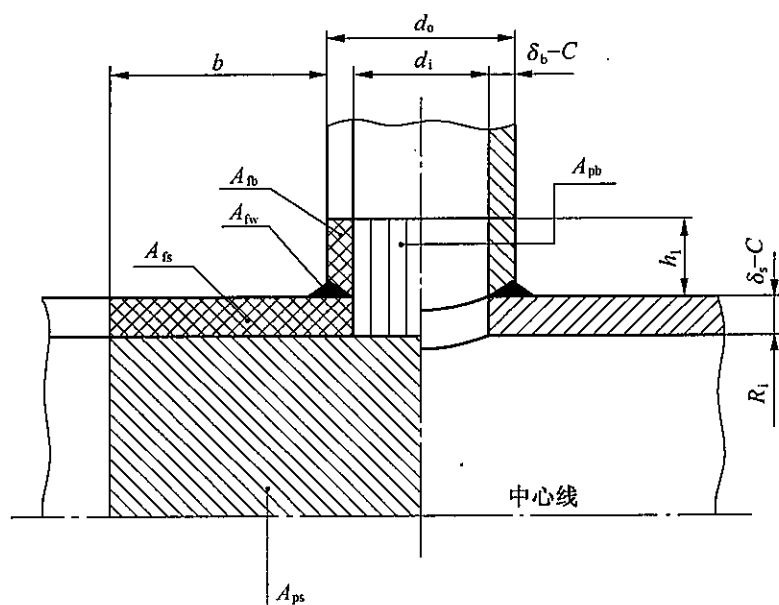


图 7.4.1-7 圆筒壳体单个开孔且座式接管

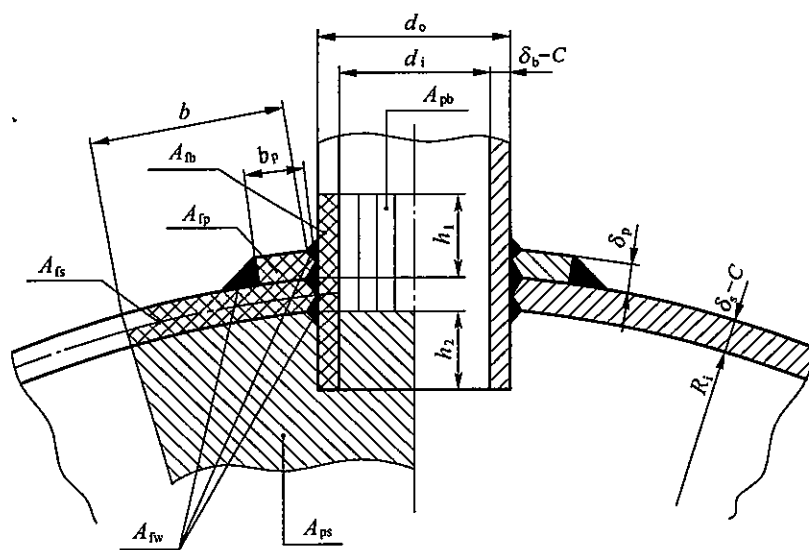


图 7.4.1-10 球形壳体或凸形封头单个开孔且壳体、接管和补强圈

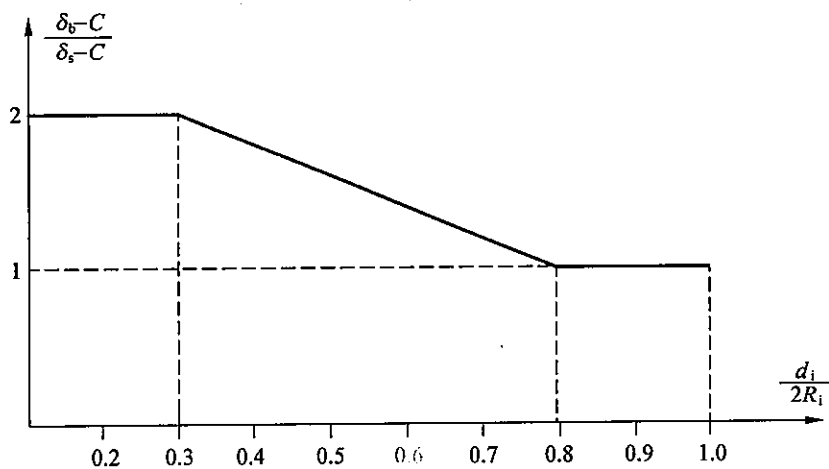


图 7.4.1-11 用于设计计算的接管有效厚度比的限制

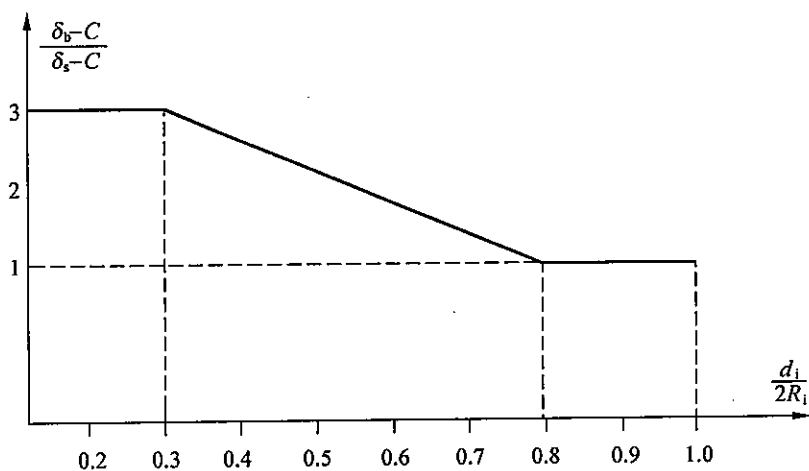


图 7.4.1-12 用于制造中采用的接管实际厚度比的限制

7.4.2 补强计算。

1 对于接管和补强圈补强,见式(7.4.2-1)。

$$(A_{fs} + A_{fw})([\sigma]_s - 0.5p) + A_{fp}([\sigma]_p - 0.5p) + A_{fb}([\sigma]_b - 0.5p) \geq p(A_{ps} + A_{pb}) \quad (7.4.2-1)$$

2 对于凸缘环补强,见式(7.4.2-2)。

$$(A_{fs} + A_{fw})([\sigma]_s - 0.5p) + A_{fr}([\sigma]_r - 0.5p) \geq p(A_{ps} + A_{pr}) \quad (7.4.2-2)$$

$[\sigma]_b$ 应取 $[\sigma]_s$ 和 $[\sigma]_b$ 中的小值, $[\sigma]_p$ 应取 $[\sigma]_p$ 和 $[\sigma]_s$ 中的小值, $[\sigma]_r$ 应取 $[\sigma]_r$ 和 $[\sigma]_s$ 中的小值,代入上述公式。

7.4.3 最大允许压力。

根据本标准第 7.4.2 条补强计算公式,可得出最大允许压力 p_{\max} 。

1 对于接管和补强圈补强。

当 $[\sigma]_b < [\sigma]_s$ 或 $[\sigma]_p < [\sigma]_s$ 时,见式(7.4.3-1):

$$p_{\max} = \frac{(A_{fs} + A_{fw})[\sigma]_s + A_{fb}[\sigma]_b + A_{fp}[\sigma]_p}{(A_{ps} + A_{pb}) + 0.5(A_{fs} + A_{fw} + A_{fb} + A_{fp})} \quad (7.4.3-1)$$

当 $[\sigma]_b \geq [\sigma]_s$ 、且 $[\sigma]_p \geq [\sigma]_s$ 时,见式(7.4.3-2):

$$p_{\max} = \frac{(A_{fs} + A_{fw} + A_{fb} + A_{fp})[\sigma]_s}{(A_{ps} + A_{pb}) + 0.5(A_{fs} + A_{fw} + A_{fb} + A_{fp})} \quad (7.4.3-2)$$

2 对于凸缘环补强。

当 $[\sigma]_r < [\sigma]_s$ 时,见式(7.4.3-3):

$$p_{\max} = \frac{(A_{fs} + A_{fw})[\sigma]_s + A_{fr}[\sigma]_r}{(A_{ps} + A_{pr}) + 0.5(A_{fs} + A_{fw} + A_{fr})} \quad (7.4.3-3)$$

当 $[\sigma]_r \geq [\sigma]_s$ 时,见式(7.4.3-4):

$$p_{\max} = \frac{(A_{fs} + A_{fw} + A_{fr})[\sigma]_s}{(A_{ps} + A_{pr}) + 0.5(A_{fs} + A_{fw} + A_{fr})} \quad (7.4.3-4)$$

7.5 联合开孔补强

7.5.1 补强结构。

当相邻两接管之间的距离小于 2 倍壳体有效补强宽度 b 时,即 $L_b < a_1 + a_2 + 2b$ 时,应按联合开孔补强计算,圆筒壳体和球形壳体上联合开孔补强的结构见图 7.5.1-1 和图 7.5.1-2。

7.5.2 补强计算。

联合开孔补强时的金属面积和压力面积均按两相邻开孔之间的有效金属面积和压力面积计入,补强计算见式(7.5.2):

$$(A_{f1s} + A_{fw1})([\sigma]_s - 0.5p) + (A_{fb1} + A_{fb2})([\sigma]_b - 0.5p) \geq p(A_{p1s} + A_{pb1} + A_{pb2}) \quad (7.5.2)$$

上述式计算中, $[\sigma]_b$ 应取 $[\sigma]_s$ 和 $[\sigma]_b$ 中的小值,通常两接管采用相同材料 $[\sigma]_b$ 。

8 外压圆筒上设有支承圈时对圆筒承载能力提高的计算

8.1 概 述

8.1.1 本章适用于外压圆筒上设有支承圈或类似于支承圈的各类圆环,但该支承圈或圆环截面的惯性矩不足以满足外压圆筒加强圈设计所需要的惯性矩时,计算该支承圈或圆环对圆筒承受外压能力的实际提高。这一实际提高可以使圆筒为满足设计外压所需壁厚而有所减小或许用外压有所提高。

8.1.2 各支承圈或圆环的截面形状和截面积相同,截面的高宽比应不大于 5,支承圈或圆环和圆筒之间的连接应满足《钢制压力容器》GB 150 中有关加强圈的要求。

8.2 符 号 说 明

A ——系数。其物理意义为支承圈或圆环和圆筒组合截面在失稳时的周向应变

A_s ——支承圈或圆环的横截面积(mm^2)

B ——系数(MPa)。由《钢制压力容器》GB 150 中外压圆筒有关图由 A 值确定

D_o ——圆筒外直径(mm)

E ——支承圈或圆环材料在设计温度下的弹性模量(MPa)

I_s ——支承圈或圆环与圆筒有效段的组合截面对通过与圆筒轴线平行的该截面形心轴的惯性矩(mm^4)。圆筒有效段的长度为从支承圈或圆环中心线起两侧各为 $0.55 \sqrt{D_o \delta_e}$,若 $0.55 \sqrt{D_o \delta_e} > \frac{L_s}{2}$,则有效段长度按 $\frac{L_s}{2}$ 计算

L_s ——所讨论支承圈或圆环中心线到相邻两侧支承圈或圆环中性线距离之和的一半(mm),若该支承圈或圆环与凸形封头相邻,则支承圈或圆环中心线到凸形封头的距离按《钢制压力容器》GB 150 的规定确定

δ_e ——圆筒的有效厚度(mm)

δ_{e1} ——为满足支承圈或圆环周向稳定性所需要的圆筒有效厚度(mm)

δ_{e2} ——设置支承圈或圆环后为满足周向稳定性要求所需要的圆筒有效厚度(mm)

p ——设计外压(MPa)

$[p]$ ——许用外压(MPa)

$[p]_1$ ——支承圈或圆环所能承受的许用外压(MPa)

$[p]_2$ ——设置支承圈或圆环后圆筒所能承受的许用外压(MPa)

8.3 支承圈对圆筒承载能力提高的计算

8.3.1 当各支承圈或圆环的中心距不相等时,按 L_s 最大的支承圈或圆环作为计算基准。

8.3.2 在既定设计外压 p 、圆筒外径 D_o 、支承圈或圆环截面积 A_s 、支承圈或圆环中心距 L_s 时,圆筒所需有效厚度 δ_e 的计算。

1 由 D_o 、 A_s 、 L_s , 初定圆筒有效厚度 δ_{e1} , 按图 8.3.2 的带剖面线部分计算 I_s 值。

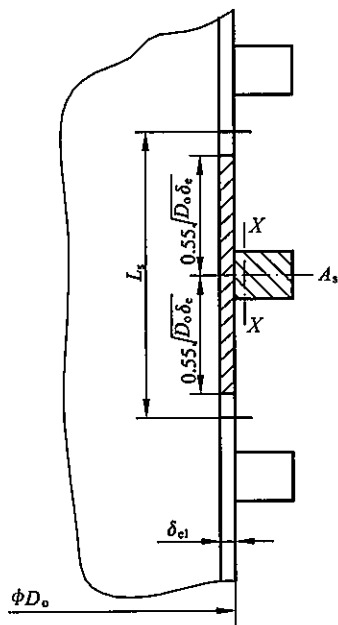


图 8.3.2 惯性矩 I_s 的计算

2 由本条第 1 款所计算得的 I_s 值,按式(8.3.2-1)计算 A 值。

$$I_s = A \frac{D_o^2 L_s (\delta_{e1} + \frac{A_s}{L_s})}{10.9} \quad (8.3.2-1)$$

3 由支承圈材料、设计温度和 A 值,按《钢制压力容器》GB 150 中外压圆筒有关图查 B 值。

若由式(8.3.2-1)所得 A 值,且落在设计温度下材料线的左方,则由式(8.3.2-2)计算 B 值:

$$B = \frac{2}{3} EA \quad (8.3.2-2)$$

4 由式(8.3.2-3)求取在初定圆筒有效厚度 δ_{e1} 时支承圈或圆环所能承受的许用外压 $[p]_1$ 。

$$[p]_1 = B \left[\frac{\delta_{e1} + \frac{A_s}{L_s}}{D_o} \right] \quad (8.3.2-3)$$

若 $[p]_1 \geq p$, 则进入以下步骤继续计算;若 $[p]_1 < p$, 则需重新选定略大的 δ_{e1} , 重复上述本条第 1 款至第 4 款的步骤,直到 $[p]_1 \geq p$ 为止。

5 由 p 、 L_s 、 D_o , 按《钢制压力容器》GB 150 所规定的外压圆筒设计方法,求取该圆筒在设计外压 p 时所需要的圆筒有效厚度 δ_{e2} 。

6 取 δ_{e1} 、 δ_{e2} 中之较大者为圆筒所需要有效厚度 δ_e 值。

8.3.3 已知设计外压 p 和圆筒外径 D_o ，当未考虑设置支承圈或圆环时，外压圆筒设计要求的圆筒有效厚度为 δ_e ，则在设置了截面积为 A_s 和中心距为 L_s 的支承圈或圆环后，提高了的许用外压 $[p]$ 的计算如下。

1 由 D_o 、 δ_e 、 A_s 、 L_s ，按本标准图 8.3.2 的带剖面线部分计算 I_s 值。

2 由本条第 1 款所计算得的 I_s 值，按式 (8.3.3-1) 计算 A 值。

$$I_s = A \frac{D_o^2 L_s (\delta_e + \frac{A_s}{L_s})}{10.9} \quad (8.3.3-1)$$

3 由支承圈材料、设计温度和 A 值，按《钢制压力容器》GB 150 中外压圆筒的有关图查 B 值。

若由式 (8.3.3-1) 所得 A 值，且落在设计温度下材料线的左方，则由本标准式 (8.3.2-2) 计算 B 值。

4 由式 (8.3.3-2) 求取支承圈所能承受的许用外压。

$$[p]_1 = B \left[\frac{\delta_e + \frac{A_s}{L_s}}{D_o} \right] \quad (8.3.3-2)$$

5 由 L_s 、 D_o 、 δ_e ，按《钢制压力容器》GB 150 所规定的外压圆筒设计方法，求取该圆筒所能承受的许用外压 $[p]_2$ 。

6 取 $[p]_1$ 、 $[p]_2$ 中之较大者，即为由于设置了支承圈或圆环而使圆筒提高了的许用外压 $[p]$ 值。

9 外载荷作用下法兰当量设计压力的计算

9.1 概 述

在选用平垫密封的标准法兰时,当法兰除承受内压外,还承受较大的轴向力(如立式设备的质量等)和外力矩(如由风载荷、地震载荷或管道所引起的力矩等)。这时法兰可按本章所述的当量设计压力来选用。

9.2 符 号 说 明

p_e ——当量设计压力(MPa)

p ——设计内压力(MPa)

M ——外力矩(N·mm)

如已知外力矩的两垂直分量 M_x 和 M_y , 则 $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$

F ——轴向外载荷(N)。拉力时计入,压缩力时不计

D_G ——垫片载荷作用位置处的直径(mm)。按《钢制压力容器》GB 150 法兰设计中的有关规定

9.3 法兰的当量设计压力计算

法兰的当量设计压力按下式计算:

$$p_e = \frac{16M}{\pi D_G^3} + \frac{4F}{\pi D_G^2} + p$$

10 金属齿形环与薄覆盖层组合式垫片的密封设计和计算

10.1 概 述

10.1.1 金属齿形环与薄覆盖层的组合式垫片可用于 42MPa 及以下的压力。《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(PN 系列)》HG/T 20611—2009 和《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(Class 系列)》HG/T 20632—2009 规定了压力等级与对应的公称直径适用范围,也规定了齿形金属及薄覆盖层的材料,可以按该两标准直接选用。

10.1.2 对于容器用金属齿形环与薄覆盖层组合式垫片的密封,当密封尺寸与上述两标准不同时可按本标准进行设计计算。

10.1.3 齿形环通常采用不锈钢或其他合金材料,薄覆盖层通常采用柔性石墨和聚四氟乙烯,如有需要也可采用石棉层和退火软铝,石棉层应控制氯含量。

10.1.4 组合式垫片的使用温度主要取决于覆盖层材料的使用温度。使用柔性石墨时最高为 450℃,使用聚四氟乙烯时最高为 200℃,使用石棉层时最高为 350℃,使用退火软铝时最高为 400℃。

10.2 密封结构

密封结构中垫片宽度及相关直径方向尺寸可参照《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(PN 系列)》HG/T 20611—2009 和《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(Class 系列)》HG/T 20632—2009 设计,可根据需要采用其中的 A 型、B 型或 C 型,齿形和齿形尺寸按《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(PN 系列)》HG/T 20611—2009 和《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(Class 系列)》HG/T 20632—2009 设计。

10.3 符号说明

B ——垫片宽度(mm),计算后向大值圆整

D_i ——垫片内径(mm)

p_T ——水压试验压力(MPa)

垫片宽度可直接按《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(PN 系列)》HG/T 20611—2009 和《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(Class 系列)》HG/T 20632—2009 选用或参照该两标准设计,当用于高压时,垫片宽度也可按下式计算:

$$B = \frac{D_i \cdot p_T}{1043.5 - p_T}$$

10.4 垫片密封特性值

金属齿形环与薄覆盖层组合式垫片密封结构的螺栓和法兰设计按《钢制压力容器》GB 150 的规定。其密封特性值如下：

- 操作状态下：垫片系数 $m=4$ ；
- 预紧螺栓状态下，密封比压 $Y=60.7\text{MPa}$ 。

10.5 液 压 上 紧

用于高压密封时，尽可能采用液压拉伸器来上紧螺栓，使螺栓上紧均匀，提高密封的可靠性。采用液压拉伸器上紧螺栓时，考虑到上紧装置传递到螺栓上的力，在上紧装置卸除后将会损失一部分拉力，因此在确定水压试验和操作条件下的最终油压时，应分别取水压试验和操作条件下螺栓力计算值的 1.3 倍。

11 无垫片焊接密封法兰的设计和计算

11.1 概 述

1.1.1 无垫片焊接密封法兰是两接触面之间不设置垫片,见图 11.1.1-1~图 11.1.1-4;或者虽有小直径的软环但垫片反力很小可以不计的情况,如图 11.1.1-5 所示。当两接触面之间设有如石棉橡胶板、缠绕式垫片等辅助垫片时,应按有垫片法兰设计,不属本章所包括的范围。

1.1.2 本章无垫片焊接密封法兰的计算,除下述说明者外,均采用与《钢制压力容器》GB 150 法兰设计相同的符号、单位和图表。

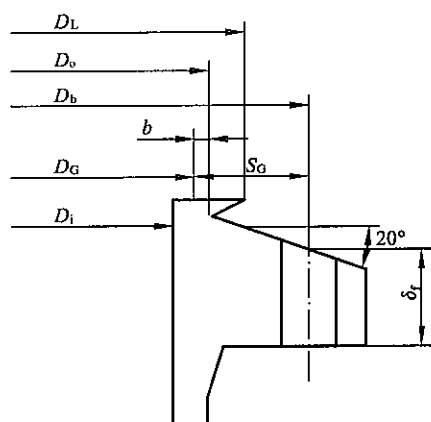


图 11.1.1-1 整体式无垫片法兰

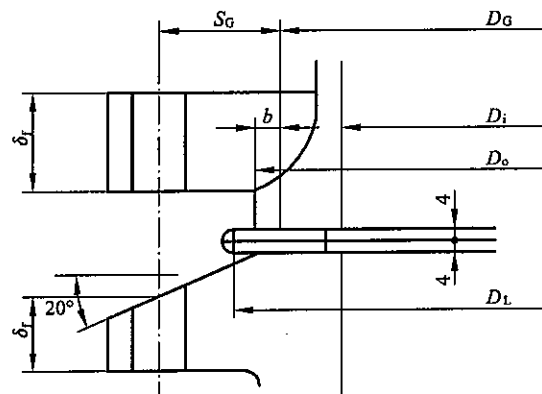


图 11.1.1-2 板片式无垫片法兰

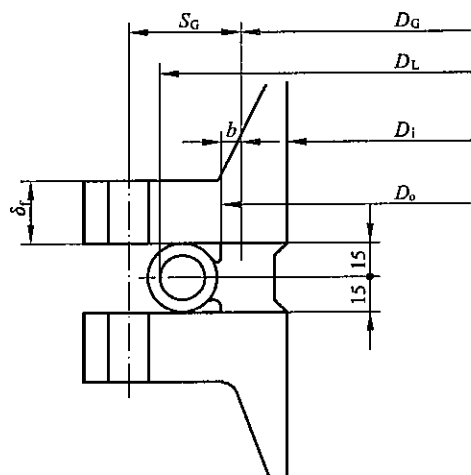


图 11.1.1-3 圆形空腔式无垫片法兰

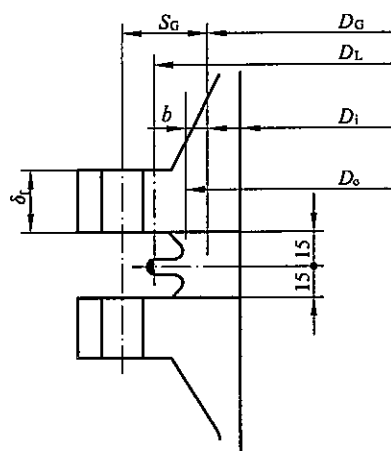


图 11.1.1-4 焊环式无垫片法兰

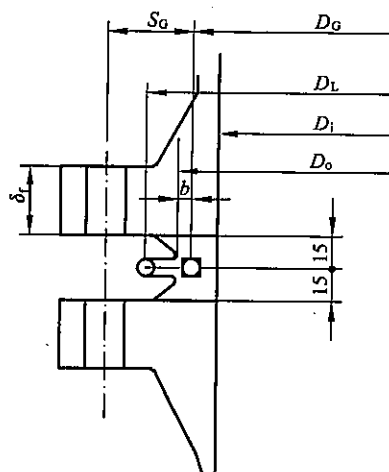


图 11.1.1-5 卵形空腔式无垫片法兰

11.2 符号说明

N ——计算用的相当垫片宽度(mm)

$$N = 1.3 D_o^{1/3}$$

b ——计算用的相当垫片有效密封宽度(mm)

$$b = N/2$$

D_G ——计算用的相当垫片载荷作用处的直径(mm)

$$D_G = D_o - 2b$$

D_o ——接触面的外直径,即刚性部分的外直径(mm)

D_L ——受内压部分的最大内直径(mm)

其余符号及单位与《钢制压力容器》GB 150 相同。

11.3 螺 栓

11.3.1 螺栓载荷。

螺栓载荷按操作状态计算[按式(11.3.1)]:

$$m = 0$$

$$F_p = 2\pi b D_G m p = 0$$

$$W_p = F + F_p = F = 1.1 \times \frac{\pi}{4} D_L^2 p \quad (11.3.1)$$

11.3.2 螺栓总截面积。

所需螺栓总截面积按操作状态计算[按式(11.3.2)]:

$$A_m = A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b} = \frac{F}{[\sigma]_b} \quad (11.3.2)$$

实际的螺栓总截面积 A_b 不得小于 A_m 。

11.4 法 兰

11.4.1 法兰力矩。

亦仅考虑操作状态下的情况,即[按式(11.4.1)]:

$$M_p = F_D S_D + F_T S_T \quad (11.4.1)$$

其中:

$$F_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p$$

$$F_T = F - F_D = \frac{\pi}{4} (D_L^2 - D_i^2) p$$

$$F_G = F_p = 0$$

力臂 S_D 、 S_T 、 S_G 按下述确定:

力臂 S_D

$$\text{高颈法兰: } S_D = S + 0.5 \delta_1$$

$$\text{活套和任意式法兰: } S_D = 0.5 (D_b - D_i)$$

力臂 S_T

$$\text{高颈法兰: } S_T = 0.5 (S + \delta_1 + S_G)$$

$$\text{活套和任意式法兰: } S_T = 0.5 (S_D + S_G)$$

力臂 S_G

$$S_G = 0.5 (D_b - D_G)$$

11.4.2 法兰应力。

1 法兰应力按操作状态下的 M_p 计算[按式(11.4.2-1)]。

$$M_o = M_p \quad (11.4.2-1)$$

当 $C_F = \sqrt{\frac{\text{螺栓间距}}{2 \times (\text{螺栓直径}) + \delta_1}} > 1$ 时,应按式(11.4.2-2)计算。

$$M_o = M_p \times C_F \quad (11.4.2-2)$$

2 高颈法兰的应力。

法兰颈轴向应力 σ_H [按式(11.4.2-3)]:

$$\sigma_H = \frac{f M_o}{\lambda \delta_1^2 D_i} \quad (11.4.2-3)$$

法兰盘切向应力 σ_T [按式(11.4.2-4)]:

$$\sigma_T = \frac{Y M_o}{\delta_1^2 D_i} - Z \sigma_R \quad (11.4.2-4)$$

法兰盘径向应力 σ_R [按式(11.4.2-5)]:

$$\sigma_R = \frac{\beta M_o}{\lambda \delta_1^2 D_i} \quad (11.4.2-5)$$

3 活套法兰(包括任意式法兰,按活套法兰计算)的应力[按式(11.4.2-6)~式(11.4.2-8)]。

$$\sigma_T = \frac{Y M_o}{\delta_1^2 D_i} \quad (11.4.2-6)$$

$$\sigma_H = 0 \quad (11.4.2-7)$$

$$\sigma_R = 0$$

(11.4.2-8)

11.4.3 法兰许用应力。

$$\sigma_H \leq 1.5[\sigma]_t \text{ 或 } \sigma_H \leq 2.5[\sigma]_n$$

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

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

$$0.5(\sigma_H + \sigma_T) \leq [\sigma]_t$$

$$0.5(\sigma_H + \sigma_R) \leq [\sigma]_t$$

系数 T 、 Z 、 Y 、 U 和 F_I 、 V_I 、 f 均按《钢制压力容器》GB 150 法兰设计中的图表查取。

对于活套法兰的翻边部分和任意式焊接法兰的焊接接头承受剪力,该部分的剪应力不得超过 $0.8[\sigma]_n$ 。

11.5 密封焊元件

11.5.1 本标准图 11.1.1-1 整体式无垫片法兰密封焊部分尺寸和本标准图 11.1.1-2 板片式无垫片法兰的板片尺寸,可根据具体情况并参照本标准图 11.5.1 所示尺寸确定。本标准图 11.1.1-3~图 11.1.1-5 中三种密封焊元件可按图 11.5.1 进行设计。

11.5.2 本标准图 11.5.1 中内径 d_1 即为所需要的内径,对于圆形空腔式法兰,考虑在内侧焊接,可比设备或开孔内径大 10~20mm,对于后两种因在外侧焊接,可与设备或开孔内径相同。直径 d_2 可根据设计压力、法兰尺寸,并考虑有足够刚性来确定,以在标准法兰的尺寸内安排为好。圆形空腔的壁厚为 3mm。如因压力高、温度高或材料耐蚀性差等,可根据计算适当增加壁厚。焊环式密封焊元件的焊唇伸出长度至少为 10mm。只要法兰尺寸允许,可适当加长。这时 d_2 也可适当加长。圆截面软环及其弧形槽的尺寸,对于这三种元件均适用,如有必要时设置,软环的设置可大大降低密封焊处的压力,更有利于增加密封的可靠性。

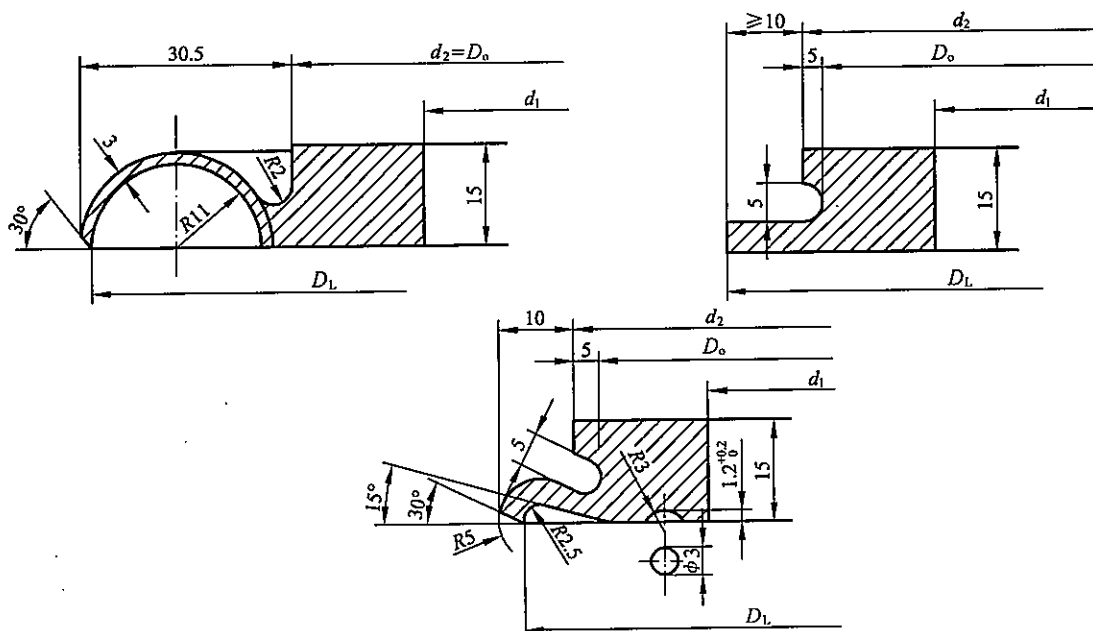
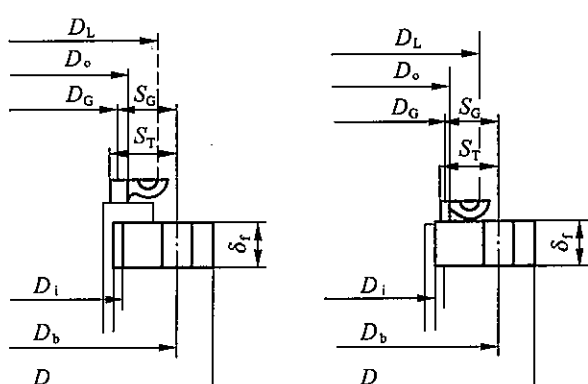
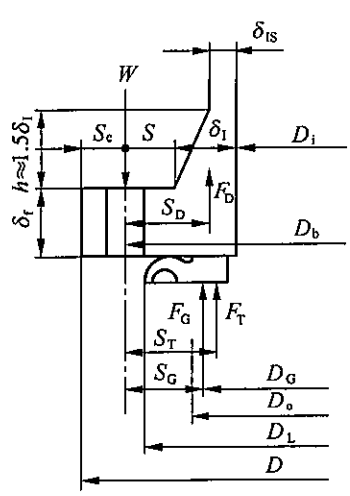


图 11.5.1 三种密封焊元件

无垫片焊接平焊或活套法兰计算表

平焊或活套法兰					
设计压力: $p =$		(MPa)	密封面	$D_o =$ (mm)	$D_L =$ (mm)
设计温度:		(°C)	型式	密封参数	$N = 1.3 D_o^{1/3}$ (mm)
法兰材料:			密封面		b_o
螺栓材料:			尺寸	$m = 0$	$b = N/2$ (mm)
腐蚀裕度:		(mm)	$F_p = 2\pi b D_G m p = 0$		
螺栓 许用应力	设计温度	$[\sigma]_b =$	(MPa)	$W_p = F + F_p = F = 1.1 \times \frac{\pi}{4} D_L^2 p =$ (N)	
	常温	$[\sigma]_b =$	(MPa)	$A_m = A_{m1} = \frac{W_p}{[\sigma]_b} = \frac{F}{[\sigma]_b} =$ (mm ²)	
法兰 许用应力	设计温度	$[\sigma]_f =$	(MPa)	$A_b =$ (mm ²)	
	常温	$[\sigma]_f =$	(MPa)	$W = 0.5(A_m + A_b)[\sigma]_b =$ (N)	
所有尺寸均不包括腐蚀裕度			垫片宽度校核: 不计算		
操 作 情 况					
$F_p = \frac{\pi}{4} D_L^2 p$		(N)	$S_D = 0.5(D_b - D_i) =$	(mm)	$F_D S_D =$ (N · mm)
$F_G = F_p = 0$		(N)	$S_G = 0.5(D_o - D_G) =$	(mm)	$F_G S_G = 0$ (N · mm)
$F_T = F - F_D = \frac{\pi}{4}(D_L^2 - D_i^2)p$		(N)	$S_T = 0.5(S_D - S_G) =$	(mm)	$F_T S_T =$ (N · mm)
$M_p = F_D S_D + F_G S_G + F_T S_T = F_D S_D + F_T S_T =$					(N · mm)
$M_o = M_p =$		(N · mm)	当 $C_F = \sqrt{\frac{\text{螺栓间距}}{2 \times (\text{螺栓直径}) + \delta_1}} > 1$ 时, 应计入 C_F 系数		$M = M_p \cdot C_F =$ (N · mm)
 <p>注: 密封焊元件的型式按实际采用的。</p>				<p>形状系数</p> $k = \frac{D}{D_i}$ 查《钢制压力容器》GB 150 $Y =$	
				<p>法兰计算厚度</p> $\delta_1 = \sqrt{\frac{Y M_o}{[\sigma]_f D_i}}$ (mm) 采用厚度 $\delta_1 =$ (mm)	
* $D_G = D_o - 2b =$ (mm)					

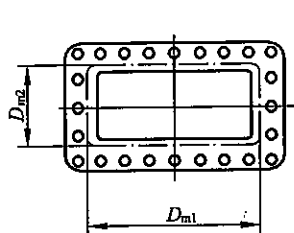
无垫片焊接高颈法兰计算表

高 颈 法 兰							
设计压力: $p=$		(MPa)	密封面	$D_o=$ (mm)	$D_L=$ (mm)		
设计温度:		(°C)	型式	密封参数	$N=1.3D_o^{1/3}$	(mm)	
法兰材料:			密封面		b_o	不计算	
螺栓材料:			尺寸	$m=0$	$b=N/2$	(mm)	
腐蚀裕度:		(mm)	$F_p=2\pi b D_G m p=0$				
螺 栓 许用应力	设计温度	$[\sigma]_b=$	(MPa)	$W_p=F+F_p=F=1.1\times\frac{\pi}{4}D_L^2p=$ (N)			
	常温	$[\sigma]_b=$	(MPa)	$A_m=A_{m1}=\frac{W_p}{[\sigma]_b}=\frac{F}{[\sigma]_b}=$ (mm ²)			
法 兰 许用应力	设计温度	$[\sigma]_f=$	(MPa)	$A_b=$ (mm ²)			
	常温	$[\sigma]_f=$	(MPa)	$W=0.5(A_m+A_b)[\sigma]_b=$ (N)			
所有尺寸均不包括腐蚀裕度			垫片宽度校核: 不计算				
操 作 情 况							
$F_p=\frac{\pi}{4}D_L^2p$ (N)			$S_D=S+0.5\delta_1=$ (mm)	$F_D S_D=$ (N·mm)			
$F_G=F_p=0$ (N)			$S_G=0.5(D_b-D_G)=$ (mm)	$F_G S_G=0$ (N·mm)			
$F_T=F-F_D=\frac{\pi}{4}(D_L^2-D_L^2)p=$ (N)			$S_T=0.5(S+0.5\delta_1+S_G)=$ (mm)	$F_T S_T=$ (N·mm)			
$M_p=F_D S_D+F_G S_G+F_T S_T=F_D S_D+F_T S_T=$ (N·mm)							
$M_o=M_p=$ (N·mm)		当 $C_F=\sqrt{\frac{\text{螺栓间距}}{2\times(\text{螺栓直径})+\delta_1}}>1$ 时, 应计入 C_F 系数			$M=M_p\cdot C_F=$ (N·mm)		
 <p>注: 密封焊元件的型式按实际采用的。</p>			形 状 系 数				
			$h_o=\sqrt{D_i\delta_{is}}$			$\frac{h}{h_o}$	
			$k=\frac{D}{D_i}=$			$\frac{\delta_1}{\delta_{is}}$	
			查《钢制压力容器》 GB 150	$T=$	查图	$F_1=$	
				$Z=$	查图	$V_1=$	
				$Y=$	查图	$f=$	
				$U=$	$e=\frac{F}{h_o}$		
			$d_1=\frac{U}{V_1}h_o\delta_1^2$				
			δ_1 (假设)				
			$\phi=\delta_1 e+1$				
$\beta=\frac{4}{3}\delta_1 e+1$							
$\gamma=\frac{\phi}{T}$							
$\mu=\delta_1^2/d_1$							
$\lambda=\gamma+\eta$							
许用值	应力计算						
$1.5[\sigma]_f=$ 或 $2.5[\sigma]_b=$	轴向应力 $\sigma_H=\frac{fM_o}{\lambda\delta_1^2 D_i}$ (MPa)						
$[\sigma]_f=$	径向应力 $\sigma_R=\frac{\beta M_o}{\lambda\delta_1^2 D_i}$ (MPa)						
$[\sigma]_f=$	切向应力 $\sigma_T=\frac{Y M_o}{\delta_1^2 D_i}$ (MPa)						
$[\sigma]_f=$	0.5($\sigma_H+\sigma_T$)或 0.5($\sigma_H+\sigma_R$)(二者中较大值) (MPa)						
* $D_G=D_o-2b=$ (mm)							

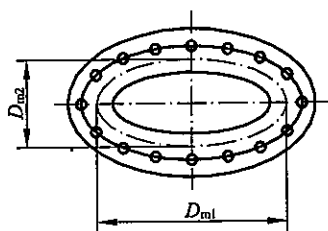
12 非圆形法兰的设计和计算

12.1 概 述

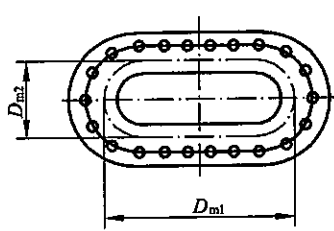
12.1.1 本章适用于如下图所示的矩形、椭圆形和长圆形等非圆形法兰,法兰颈部和垫片的周边形状与法兰本身一样,同是矩形、椭圆形或长圆形。本章不适用于法兰颈部和垫片的周边形状为圆形的矩形、椭圆形或长圆形法兰。



矩形法兰



椭圆形法兰



长圆形法兰

12.1.2 本章仅适用于非圆形法兰的长短轴或长短边之比不大于 5 的情况,即 $D_{m1}/D_{m2} \leq 5$ 或 $D_{m2}/D_{m1} \geq 0.2$ 。对于承受压力的矩形法兰,应避免尖锐的过渡。与非圆形法兰连接的壳体或管子应按《钢制压力容器》GB 150 中的矩形、椭圆形或长圆形壳体的要求和方法进行设计。法兰各边的横截面形状应该一致,螺栓在其中心轨迹线上应均布。

12.2 符号说明

A ——密封范围内的受压面积(mm^2)

矩形法兰: $A = D_{m1} \cdot D_{m2}$ (注:如圆角较大,可计入其影响)

椭圆形法兰: $A = \frac{\pi}{4} D_{m1} \cdot D_{m2}$

长圆形法兰: $A = (D_{m1} - D_{m2}) D_{m2} + \frac{\pi}{4} D_{m2}^2$

A_i ——法兰内侧范围内的受压面积(mm^2)

矩形法兰: $A_i = D_{i1} \cdot D_{i2}$ (注:如圆角较大,可计入其影响)

椭圆形法兰: $A_i = \frac{\pi}{4} D_{i1} \cdot D_{i2}$

长圆形法兰: $A_i = (D_{i1} - D_{i2}) D_{i2} + \frac{\pi}{4} D_{i2}^2$

A_m, A'_m ——预紧所需螺栓总截面积和每个螺栓的截面积(mm^2)

A_p, A'_p ——操作所需螺栓总截面积和每个螺栓的截面积(mm^2)

A_b, A'_b ——实际的螺栓总截面积和每个螺栓的截面积(mm^2)

b ——垫片接触面实际宽度(mm)

b_e ——垫片计算有效宽度(mm)

当 $b > 13\text{mm}$ 时, $b_e = 1.8\sqrt{b}$

当 $b \leq 13\text{mm}$ 时, $b_e = 0.5b$

当垫片为极窄的密封接触面时(如表 12.2-1 中的第 4 组), $b_e = 1\text{mm}$

D_{m1}, D_{m2} ——垫片平均密封面的长轴和短轴长度(mm), 对于全垫片按螺栓孔的内侧作为垫片外侧来考虑

D_{i1}, D_{i2} ——法兰内侧长轴和短轴长度(mm)

D_{b1}, D_{b2} ——螺栓中心线长轴和短轴长度(mm)

D_{o1}, D_{o2} ——法兰外侧长轴和短轴长度(mm)

D_{ie}, D_{oe} ——当量圆形法兰的内外直径(mm)

$$D_{ie} = K_4 D_{i1}$$

$$D_{oe} = K_4 D_{o1}$$

D_{me} ——当量圆形法兰的垫片平均直径(mm)

$$D_{me} = K_4 D_{m1}$$

D_{h1} ——当量圆形法兰的壳体平均直径(mm)

D_{h2} ——当量圆形法兰非斜锥高颈的平均直径(mm)

D_{h3} ——当量圆形法兰斜锥高颈的平均直径(mm)

D_{II1} ——II-II 截面的长短轴长度和当量圆直径(mm)

$$D_{IIe} = K_4 D_{II1}$$

F, F' ——压力引起的轴向总载荷和一个螺栓的载荷(N)

F_D ——法兰内侧范围内的压力引起的法兰轴向作用力(N)

$$F_D = p \cdot A_i$$

F_T ——法兰密封面与法兰内侧之间范围内的压力引起的法兰轴向作用力(N)

$$F_T = p \cdot (A - A_i)$$

F_G ——垫片处作用力(N)

$$F_G = W - F_D - F_T$$

f_A ——系数, 见表 12.2-4 或图 12.2-3

f_B ——系数

$$f_B = \frac{0.5K_1K_3}{1+0.91K_1}$$

k_1, k_2 ——垫片常数, 见表 12.2-1

k_3 ——螺栓温度校正系数, 见表 12.2-2 或图 12.2-1

k_4 ——当量系数, 即当量圆的直径与非圆形法兰长轴之比, 见表 12.2-3 或图 12.2-2

K_1, K_2, K_3 ——设计系数

L ——垫片的平均周长(mm)

m ——垫片系数, 即 m_1 或 m_2
 m_1 ——垫片预压缩(无内压)时的垫片系数
 m_2 ——操作密封时的垫片系数
 M_a ——预紧时的法兰力矩($N \cdot mm$)
 M_p ——操作时的法兰力矩($N \cdot mm$)
 M_o ——计算用法兰力矩($N \cdot mm$)
 M_I ——I-I 截面法兰单位长度上的弯矩($N \cdot mm/mm$)
 M_{I1}, M_{I2} ——法兰单位长度上的弯矩($N \cdot m/mm$), 其定义见本标准第 12.6.2 条
 M_{II} ——II-II 截面法兰单位长度上径向弯矩($N \cdot mm/mm$)
 M'_{II} ——II-II 截面法兰总的径向弯矩($N \cdot mm$)
 M_{III} ——III-III 截面法兰单位长度上的弯矩($N \cdot mm/mm$)
 H ——法兰颈部高度(mm)
 h ——法兰厚度(mm)
 n ——螺栓个数
 p ——设计压力(MPa)
 $S_D, S_T, S_W, S_G, S'_D, S'_T, S'_W$ ——力臂(mm)
 W ——螺栓总载荷(N), 即 W_m 或 W_p
 W_m, W'_m ——预紧时螺栓的总载荷和每一螺栓载荷(N)
 W_p, W'_p ——操作时螺栓的总载荷和每一螺栓载荷(N)
 α ——系数, $\alpha = D_{me}/b_e$
 $\beta(\beta_1, \beta_2, \beta_3)$ ——表示壳体或高颈变形的系数($1/mm$)
 δ_{is} ——壳体或法兰小端厚度(mm)
 δ_1 ——高颈大端厚度(mm)
 $\sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}$ ——截面 I-I、II-II、III-III 上的总应力(MPa)
 $\sigma_{bI}, \sigma_{bII}, \sigma_{bIII}$ ——截面 I-I、II-II、III-III 上的弯曲应力(MPa)
 σ_p ——内压作用在壳体或法兰颈上的轴向应力(MPa)
 $[\sigma]_b, [\sigma]_i$ ——螺栓常温和设计温度下的许用应力(MPa)
 $[\sigma]_f, [\sigma]_i$ ——法兰常温和设计温度下的许用应力(MPa)

表 12.2-1 垫片常数 k_1 和 k_2

组别	垫片类型	垫片材料	厚度(mm)	k_1	k_2
1	平、软	橡胶、石棉橡胶、纤维材料、软铅等	≥ 1.5	120	24
2	平、软	石棉橡胶或类似的	< 1.5	240	32
3	橄榄金属	实心软铜, 金属与软材料的复合垫		360	40
4	椭圆形, 窄边接触(尖锐或较钝的)	软碳钢		320	40
5	平、实心	钢、蒙乃尔		720	52

表 12.2-2 螺栓温度校正系数 k_3

螺栓温度(°C)	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
k_3	1.00	0.93	0.90	0.87	0.84	0.81	0.78	0.76	0.73	0.70	0.68

注:中间值可内插。

表 12.2-3 当量系数 k_4

D_{m2}/D_{m1}	1.00	0.90	0.80	0.70	0.60	0.50	0.40	0.30	0.20
k_4	1.00	0.95	0.89	0.82	0.73	0.64	0.54	0.43	0.30

注:中间值可内插。

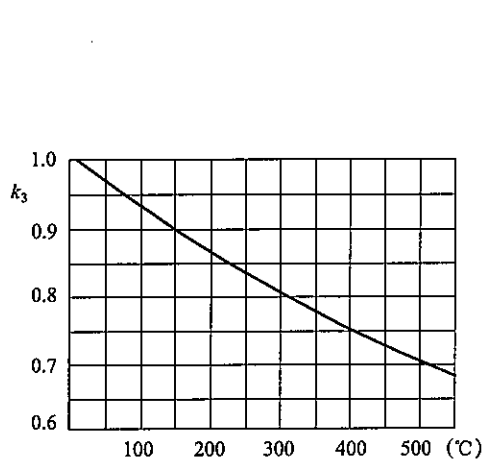


图 12.2-1 温度校正系数 k_3

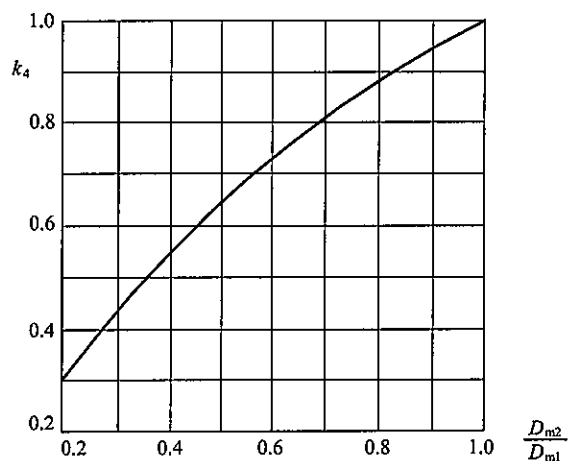


图 12.2-2 当量系数 k_4

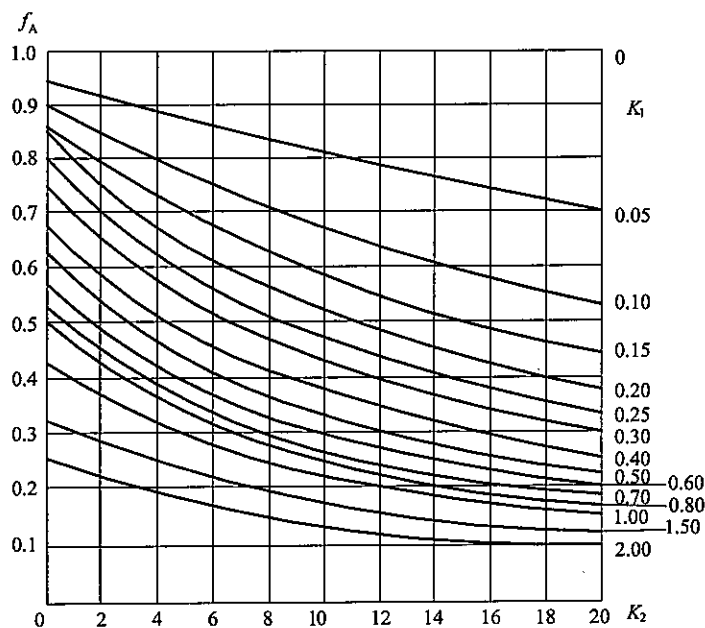


图 12.2-3 系数 f_A 为 K_1 、 K_2 的函数

表 12.2-4 系数 f_A 为 K_1 、 K_2 的函数

K_1	K_2																			
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
0.05	94	92	91	89	87	86	85	83	82	81	79	78	77	76	75	74	73	72	71	70
0.10	95	94	92	91	89	87	86	85	83	82	81	79	78	77	76	75	74	73	72	71
0.15	88	85	83	80	78	76	74	72	70	68	67	65	63	62	61	59	58	57	56	55
0.20	87	83	79	76	73	71	68	66	63	61	59	58	56	54	53	51	50	49	48	46
0.25	83	78	74	71	68	65	62	59	57	55	53	51	49	48	46	45	44	42	41	40
0.30	79	74	70	66	63	60	57	54	52	50	48	46	44	42	41	40	39	38	37	35
0.40	75	70	66	62	59	55	53	50	48	46	44	42	41	39	38	36	35	34	33	32
0.50	63	58	53	50	47	44	41	39	37	35	34	32	31	30	28	27	26	25	24	23
0.60	58	53	49	45	42	40	37	35	34	32	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21
0.70	53	49	45	42	39	36	34	32	31	29	28	27	25	24	23	22	21	20	19	18
0.80	49	45	42	39	36	34	32	30	28	27	26	25	23	22	21	20	19	18	17	16
0.90	46	42	39	36	34	31	30	28	27	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15
1.00	43	39	36	34	32	30	28	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14
1.10	40	37	34	32	30	28	26	25	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12
1.20	38	35	32	30	28	26	25	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11
1.30	35	33	30	28	26	25	24	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10
1.40	33	31	29	27	25	24	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	09
1.50	32	29	27	26	24	23	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	09	08
1.60	30	28	26	24	23	22	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	09	08	07
1.70	27	25	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	09	08	07	06
1.80	27	25	24	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	09	08	07	06
1.90	26	24	23	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	09	08	07	06	05
2.00	25	23	22	21	19	18	18	17	16	15	14	14	13	13	12	12	11	11	10	09

注:系数 f_A 总是小于 1, 所以表中数字均为小数, 如表中 95 即为 0.95。

12.3 螺栓计算

12.3.1 压力载荷。

由内压引起的轴向总载荷 F , 按式(12.3.1-1)计算:

$$F = p \cdot A \quad (12.3.1-1)$$

每一螺栓的平均压力载荷 F' , 按式(12.3.1-2)计算:

$$F' = F/n \quad (12.3.1-2)$$

12.3.2 垫片系数。

预压缩垫片(无内压)时, 即预紧螺栓时, 按式(12.3.2-1)计算:

$$m_1 = \frac{k_1 k_3}{\frac{4A}{L} \cdot \frac{p}{b_e}} = \frac{k_1 k_3}{\alpha p} \quad (12.3.2-1)$$

操作或试验条件下保证密封时, 按式(12.3.2-2)计算:

$$m_2 = 1 + \frac{k_2}{\frac{4A}{L} \cdot \frac{1}{b_e}} = 1 + \frac{k_2}{\alpha} \quad (12.3.2-2)$$

上述 $m(m_1$ 或 $m_2)$ 值, 当计算结果小于 1.6 时, 取 1.6。采用本标准表 12.2-1 中第 1 组或第 2 组垫片时, 即使计算结果较大, 但 m 值不应大于下述三值中的最大值, 即:

$$m(m_1 \text{ 或 } m_2) \leq \begin{cases} m_2 \\ 1.6 \\ 0.2m_1 + 0.8 \sqrt{m_1 m_2} \end{cases} \quad \text{中的最大值}$$

12.3.3 螺栓载荷。

1 预紧螺栓状态下。

螺栓总载荷 W_m , 按式(12.3.3-1)计算:

$$W_m = m_1 F \quad (12.3.3-1)$$

每一螺栓载荷 W'_m , 按式(12.3.3-2)计算:

$$W'_m = \frac{W_m}{n} = \frac{m_1 F}{n} = m_1 F' \quad (12.3.3-2)$$

2 操作状态下。

螺栓总载荷 W_p , 按式(12.3.3-3)计算:

$$W_p = m_2 F \quad (12.3.3-3)$$

每一螺栓载荷 W'_p , 按式(12.3.3-4)计算:

$$W'_p = \frac{W_p}{n} = \frac{m_2 F}{n} = m_2 F' \quad (12.3.3-4)$$

12.3.4 螺栓截面积。

1 预紧螺栓状态下。

所需螺栓总截面积 A_m , 按式(12.3.4-1)计算:

$$A_m = \frac{W_m}{[\sigma]_b} \quad (12.3.4-1)$$

每一螺栓所需截面积 A'_m , 按式(12.3.4-2)计算:

$$A'_m = \frac{W'_m}{[\sigma]_b} = \frac{A_m}{n} \quad (12.3.4-2)$$

2 操作状态下。

所需螺栓总截面积 A_p , 按式(12.3.4-3)计算:

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b} \quad (12.3.4-3)$$

每一螺栓所需截面积 A'_p , 按式(12.3.4-5)计算:

$$A'_p = \frac{W'_p}{[\sigma]_b} = \frac{A_p}{n} \quad (12.3.4-5)$$

实际螺栓总截面积 A_b 不得小于 A_m 或 A_p , 每一螺栓的实际截面积 A'_b 不得小于 A'_m 或 A'_p 。

12.4 法兰力矩

12.4.1 垫片位于螺栓内侧的法兰。

图 12.4.1-1 为法兰型式图示。图 12.4.1-2 表示垫片位于螺栓内侧的法兰示例。法兰可直接与壳体(或管子)相连, 或带有高颈(直颈或斜锥), 其受力情况基本相同。

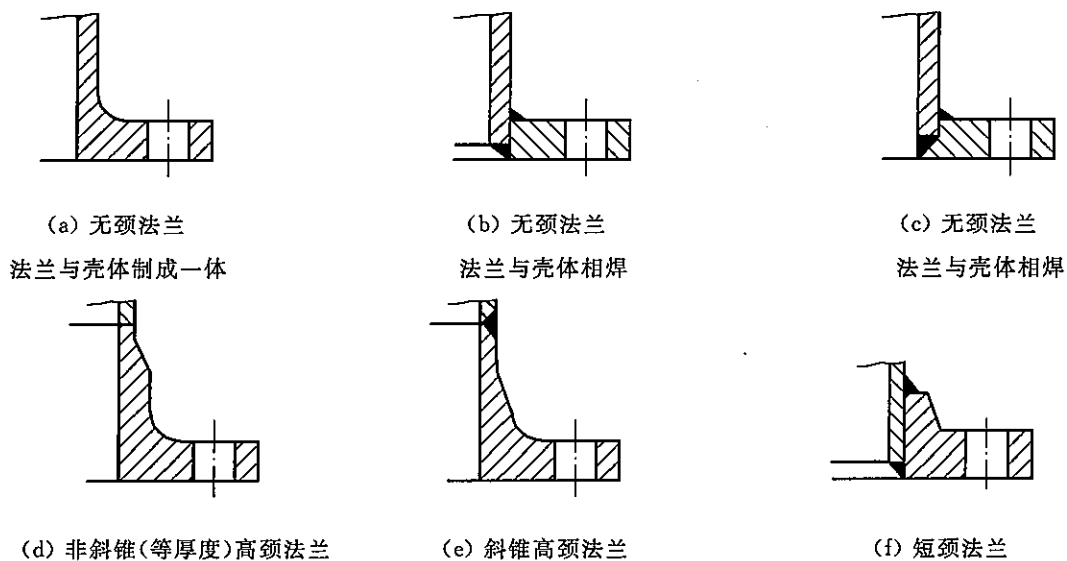


图 12.4.1-1 法兰型式

1 预紧螺栓状态下[按式(12.4.1-1)]。

$$M_a = W \cdot S_w \quad (12.4.1-1)$$

式中 W 按式(12.4.1-2):

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b \quad (12.4.1-2)$$

2 操作状态下[按式(12.4.1-3)]。

$$M_p = F_D S_D + F_T S_T + W_p S_w \quad (12.4.1-3)$$

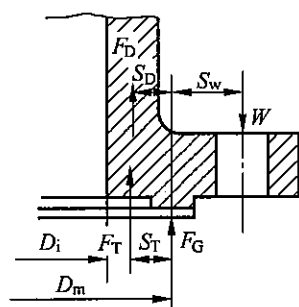


图 12.4.1-2 法兰受力情况

力臂

对于高颈法兰按式(12.4.1-4)~式(12.4.1-6)计算：

$$S_D = \frac{D_{m1} - (D_{i1} + \delta_I)}{2} = \frac{D_{m2} - (D_{i2} + \delta_I)}{2} \quad (12.4.1-4)$$

$$S_T = \frac{D_{m1} - D_{i1}}{4} = \frac{D_{m2} - D_{i2}}{4} \quad (12.4.1-5)$$

$$S_W = \frac{D_{b1} - D_{m1}}{2} = \frac{D_{b2} - D_{m2}}{2} \quad (12.4.1-6)$$

对于无颈(平焊)法兰按式(12.4.1-7)计算：

$$S_D = \frac{D_{m1} - (D_{i1} + \delta_{Is})}{2} = \frac{D_{m2} - (D_{i2} + \delta_{Is})}{2} \quad (12.4.1-7)$$

S_T 、 S_W 同高颈法兰。

法兰计算力矩 M_o 按式(12.4.1-8)计算：

$$\left. \begin{aligned} M_o &= \left[\frac{\sigma_f}{\sigma} \right] M_a \\ M_o &= M_p \end{aligned} \right\} \text{取两者中的大值} \quad (12.4.1-8)$$

12.4.2 全垫片法兰。

全垫片法兰(见图 12.4.2)仅用于低压的场合,当采用橡胶石棉垫或硬度相当的垫片时,法兰力矩可用式(12.4.2)计算：

$$M_o = 0.5 F_D S_W \quad (12.4.2)$$

如果垫片很软,如软橡胶,则式(12.4.2)中系数 0.5 应改为 1。

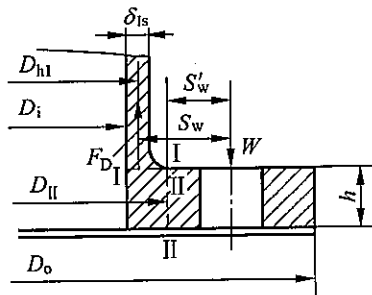


图 12.4.2 全垫片法兰

12.4.3 平面接触“O”形环密封法兰。

这种法兰(见图 12.4.3)的“O”形环尺寸应小于所在的槽宽,“O”形环为软质材料时,则法兰力矩可用式(12.4.3)计算:

$$M_o = 0.5(F_D S'_D + F_T S'_T) \quad (12.4.3)$$

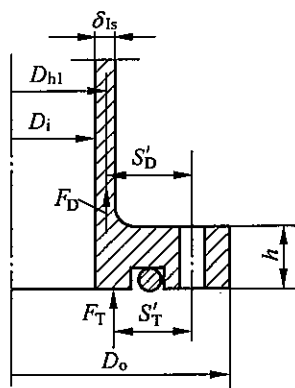


图 12.4.3 “O”形环密封法兰

12.5 非斜锥长颈法兰的应力

12.5.1 非斜锥长颈法兰如图 12.5.1-1 所示,本节也适用于如图 12.5.1-2 所示的无颈法兰。所谓长颈法兰,应满足式(12.5.1-1)的要求。

$$\beta_2 H \geq 1.7 \quad (12.5.1-1)$$

式中 β_2 按式(12.5.1-2):

$$\beta_2 = \frac{1.82}{\sqrt{\delta_I D_{h2}}} \quad (12.5.1-2)$$

其中 D_{h2} 按式(12.5.1-3):

$$D_{h2} = D_{ie} + \delta_I \quad (12.5.1-3)$$

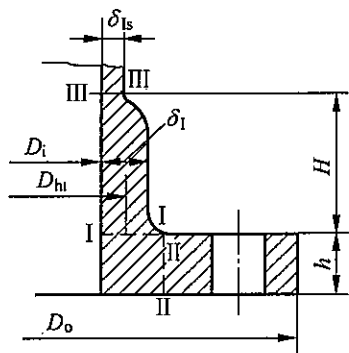


图 12.5.1-1 非斜锥长(短)颈法兰

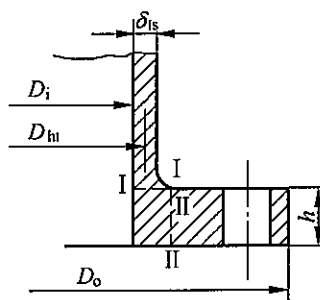


图 12.5.1-2 无颈法兰

12.5.2 I-I 截面的应力。

单位长度的弯矩 M_I :

对于无颈法兰(本标准图 12.5.1-2),按式(12.5.2-1):

$$M_I = \frac{M_o}{\pi D_{hl}} \cdot f_A \quad (12.5.2-1)$$

其中 D_{hl} 按式(12.5.2-2)

$$D_{hl} = D_{ie} + \delta_{Is} \quad (12.5.2-2)$$

对于非斜锥长颈法兰(本标准图 12.5.1-1)按式(12.5.2-3):

$$M_I = \frac{M_o}{\pi D_{h2}} \cdot f_A \quad (12.5.2-3)$$

D_{h2} 见本标准式(12.5.1-3)。

系数 f_A 为 K_1 、 K_2 的函数,从本标准图 12.2-3 或表 12.2-4 查取。 K_1 和 K_2 按下式计算。

对于无颈法兰,按式(12.5.2-4)和式(12.5.2-5):

$$K_1 = \frac{h}{\sqrt{\delta_{Is}} D_{hl}} \quad (12.5.2-4)$$

$$K_2 = \left(\frac{h}{\delta_{Is}}\right) \ln \frac{D_{oe}}{D_{ie}} \quad (12.5.2-5)$$

对于非斜锥长颈法兰,按式(12.5.2-6)和式(12.5.2-7):

$$K_1 = \frac{h}{\sqrt{\delta_I} D_{h2}} \quad (12.5.2-6)$$

$$K_2 = \left(\frac{h}{\delta_I}\right) \ln \frac{D_{oe}}{D_{ie}} \quad (12.5.2-7)$$

I-I 截面的总应力:

对于无颈法兰,按式(12.5.2-8):

$$\sigma_I = \sigma_{bI} + \sigma_p = \frac{6M_I}{\delta_{Is}^2} + \frac{pD_{ie}}{4\delta_{Is}} \quad (12.5.2-8)$$

对于非斜锥长颈法兰,按式(12.5.2-9):

$$\sigma_I = \sigma_{bI} + \sigma_p = \frac{6M_I}{\delta_I^2} + \frac{pD_{ie}}{4\delta_I} \quad (12.5.2-9)$$

12.5.3 II-II 截面的应力。

单位长度的弯矩 M_{II} , 按式(12.5.3-1):

$$M_{II} = \frac{M'_{II}}{\pi D_{IIe}} \quad (12.5.3-1)$$

对于棒面法兰(如图 12.5.3-1),其棒面的内侧面位于法兰与颈交点的外侧,则 II-II 截面位置如图 12.5.3-1 所示,弯矩 M'_{II} 为[按式(12.5.3-2)]:

$$M'_{II} = WS'_w - F_G S_G \quad (12.5.3-2)$$

对于凸面法兰(如图 12.5.3-2),II-II 截面位置如图所示,弯矩 M'_{II} 为[按式(12.5.3-3)]:

$$M'_{II} = WS'_w \quad (12.5.3-3)$$

对于凹面法兰,II-II 截面位置如图 12.5.3-3 所示。对于平面法兰,II-II 截面通过法兰与颈的交点。

在式(12.5.3-2)或式(12.5.3-3)计算中,可分别用预紧和操作状态的 W 代入。预紧时与压力有关的项为零。较大的 M'_{II} 代入式(12.5.3-1)计算。

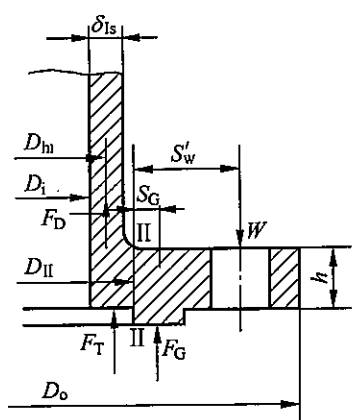


图 12.5.3-1 榫面法兰

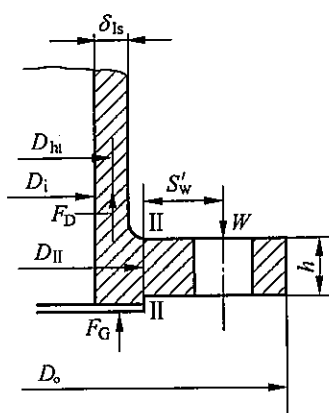


图 12.5.3-2 凸面法兰

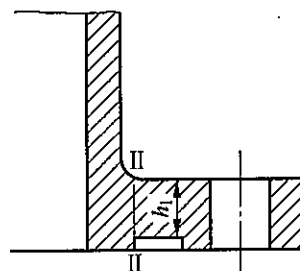


图 12.5.3-3 槽面法兰

II-II 截面的应力,即弯曲应力为[按式(12.5.3-4)]:

$$\sigma_{II} = \sigma_{bII} = \frac{6M_{II}}{h^2} \quad (12.5.3-4)$$

12.6 非斜锥短颈法兰的应力

12.6.1 非斜锥短颈法兰型式与本标准图 12.5.1-1 相同,但应满足式(12.6.1)的条件:

$$\beta_2 H < 1.7 \quad (12.6.1)$$

β_2 按本标准式(12.5.1-2)计算。

12.6.2 I-I 截面的应力。

按本标准式(12.5.2-1)计算的 M_I 定义为 M_{I1} ,按本标准式(12.5.2-3)计算的 M_I 定义为 M_{I2} ,则本节中的单位长度弯矩 M_I 为[按式(12.6.2)]:

$$M_I = M_{I2} - (1 - \frac{\beta_2 H}{1.7})^2 (M_{I2} - M_{I1}) \quad (12.6.2)$$

I-I 截面的总应力 σ_I 按本标准式(12.5.2-9)计算。

12.6.3 II-II 截面的应力。

II-II 截面的应力按本标准第 12.5.3 条计算。

12.6.4 III-III 截面的应力

单位长度弯矩 M_{III} 按式(12.6.4-1)计算:

$$M_{III} = M_{I1} (1 - \frac{\beta_2 H}{1.7})^2 \quad (12.6.4-1)$$

III-III 截面的总应力为[按式(12.6.4-2)]:

$$\sigma_{III} = \sigma_{bIII} + \sigma_p = \frac{6M_{III}}{\delta_{Is}^2} + \frac{pD_{ic}}{4\delta_{Is}} \quad (12.6.4-2)$$

对于如图 12.6.4 所示的大圆角过渡的法兰,可按短颈法兰计算,在用式(12.6.4-1)和式(12.6.4-2)计算 III-III 截面应力时,其 III-III 截面位置按图 12.6.4 所示,这时壁厚分别用 $\delta_{Is} + \frac{r}{3}$ 或 $\delta_I + \frac{r}{3}$ 代替, $H=r$ 。

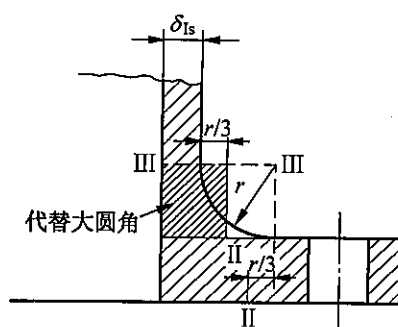


图 12.6.4 大圆角过渡的法兰

12.7 斜锥长颈法兰

12.7.1 斜锥长颈法兰(如图 12.7.1)应满足式(12.7.1-1)的条件:

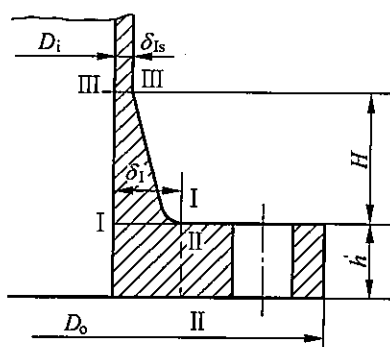


图 12.7.1 斜锥(短)长颈法兰

$$\beta_3 H \geq 1.7 \quad (12.7.1-1)$$

式中 β_3 按式(12.7.1-2):

$$\beta_3 = \frac{1.82}{\sqrt{\frac{(\delta_{Is} + \delta_I)}{2} D_{h3}}} \quad (12.7.1-2)$$

其中 D_{h3} 按式(12.7.1-3):

$$D_{h3} = D_{ie} + \frac{\delta_{Is} + \delta_I}{2} \quad (12.7.1-3)$$

12.7.2 I-I 截面的应力。

单位长度的弯矩 M_I , 按式(12.7.2-1):

$$M_I = \frac{M_o}{\pi D_{h3}} f_A \quad (12.7.2-1)$$

系数 f_A 为 K_1 、 K_2 的函数, 由本标准图 12.2-3 或本标准表 12.2-4 查取。 K_1 和 K_2 按式(12.7.2-2)和式(12.7.2-3)计算:

$$K_1 = \frac{h}{\sqrt{\delta_m (D_{ie} + \delta_m)}} \quad (12.7.2-2)$$

$$K_2 = \left(\frac{h}{\delta_m}\right)^2 \ln \frac{D_{oc}}{D_{ic}} \quad (12.7.2-3)$$

式中 δ_m 按式(12.7.2-4)

$$\delta_m = \frac{\delta_{is} + 2\delta_I}{3} \quad (12.7.2-4)$$

I-I 截面的总应力 σ_I [按式(12.7.2-5)]:

$$\sigma_I = \sigma_{bI} + \sigma_p = \frac{6M_I}{\delta_I^2} + \frac{pD_{ic}}{4\delta_I} \quad 12.7.2-5$$

12.7.3 II-II 截面的应力。

II-II 截面的应力按本标准第 12.5.3 条计算。

12.8 斜锥短颈法兰

12.8.1 斜锥短颈法兰型式与本标准图 12.7.1 相同,但应满足式(12.8.1)的条件:

$$\beta_3 H < 1.7 \quad (12.8.1)$$

β_3 按本标准式(12.7.1-2)计算。

12.8.2 I-I 截面的应力。

按本标准式(12.7.2-1)计算的 M_I 定义为 M_{I2} ,按本标准式(12.5.2-1)计算的 M_I 定义为 M_{I1} ,则本节的 M_I 为[按式(12.8.2)]:

$$M_I = M_{I2} - (1 - \frac{\beta_3 H}{1.7})^2 (M_{I2} - M_{I1}) \quad (12.8.2)$$

I-I 截面的总应力 σ_I 按本标准式(12.7.2-5)计算。

12.8.3 II-II 截面的应力。

II-II 截面的应力按本标准第 12.5.3 条计算。

12.8.4 III-III 截面的应力。

单位长度弯矩 M_{III} ,按式(12.8.4-1):

$$M_{III} = M_{I1} (1 - \frac{\beta_3 H}{1.7})^2 \quad (12.8.4-1)$$

III-III 截面的总应力 σ_{III} ,按式(12.8.4-2):

$$\sigma_{III} = \sigma_{bIII} + \sigma_p = \frac{6M_{III}}{\delta_{Is}^2} + \frac{pD_{ic}}{4\delta_{Is}} \quad (12.8.4-2)$$

12.9 弯矩的精确计算

12.9.1 在计算 II-II 截面的弯矩时,通常可按本标准第 12.5.3 条计算。若需作精确计算,则本标准式(12.5.3-1)应用式(12.9.1)代替:

$$M_{II} = \frac{M'_{II}}{\pi D_{IIc}} - f_b M_I \quad (12.9.1)$$

系数 f_b 根据下述定义的 K_1 、 K_3 计算得出(见符号说明),其余同前述各节。

12.9.2 直接与壳体相连的无颈法兰或非斜锥长颈法兰。

K_1 计算见本标准第 12.5.2 条, K_3 按下式计算。

无颈法兰[按式(12.9.2-1)]:

$$K_3 = \left(\frac{h}{\delta_{Is}}\right)^2 \frac{D_{hl}}{D_{IIc}} \ln \frac{D_{oc}}{D_{IIc}} \quad (12.9.2-1)$$

非斜锥长颈法兰[按式(12.9.2-2)]:

$$K_3 = \left(\frac{h}{\delta_{Is}}\right)^2 \frac{D_{h2}}{D_{IIc}} \ln \frac{D_{oc}}{D_{IIc}} \quad (12.9.2-2)$$

12.9.3 非斜锥短颈法兰。

按非斜锥长颈法兰计算的 $f_B M_I$ 定义为 $f_B M'_I$, 按无颈法兰计算的 $f_B M_I$ 定义为 $f_B M'_I$, 则非斜锥短颈法兰的 $f_B M_I$ 为[按式(12.9.3)]:

$$f_B M_I = f_B M'_I + \left(1 - \frac{\beta_2 H}{1.7}\right)^2 (f_B M'_I - f_B M'_I) \quad (12.9.3)$$

12.9.4 斜锥长颈法兰。

K_1 按本标准式(12.7.2-2)计算, K_3 按式(12.9.4)计算:

$$K_3 = \left(\frac{h}{\delta_m}\right)^2 \frac{D_{ic} + \delta_m}{D_{IIc}} \ln \frac{D_{oc}}{D_{IIc}} \quad (12.9.4)$$

δ_m 见本标准式(12.7.2-4)。

12.9.5 斜锥短颈法兰。

按斜锥长颈法兰公式计算的 $f_B M_I$ 定义为 $f_B M'_I$, 按无颈法兰公式计算的 $f_B M_I$ 定义为 $f_B M'_I$, 则斜锥短颈法兰的 $f_B M_I$ 可按本标准式(12.9.3)计算。

12.10 许用应力

上述各种法兰的计算应力都应满足下列的强度条件。

$$\sigma_I \leq [\sigma]_I$$

$$\sigma_{II} \leq [\sigma]_I$$

$$\sigma_{III} \leq [\sigma]_I$$

13 卡箍连接件设计

13.1 概 述

13.1.1 本章所述的卡箍连接件结构适用于压力管道和小直径的压力容器。与常用的法兰连接相比较,具有结构紧凑、装拆方便等优点。本章的设计方法仅适用于图 13.1.1 所示的卡箍连接件结构,不适用于管板或盖的卡箍连接件结构。

13.1.2 卡箍连接件中的密封元件可以是法兰连接中的多种垫片,可以是强制式、自紧式或半自紧式的密封垫片。垫片的特性值可从《钢制压力容器》GB 150 法兰设计部分中查取。

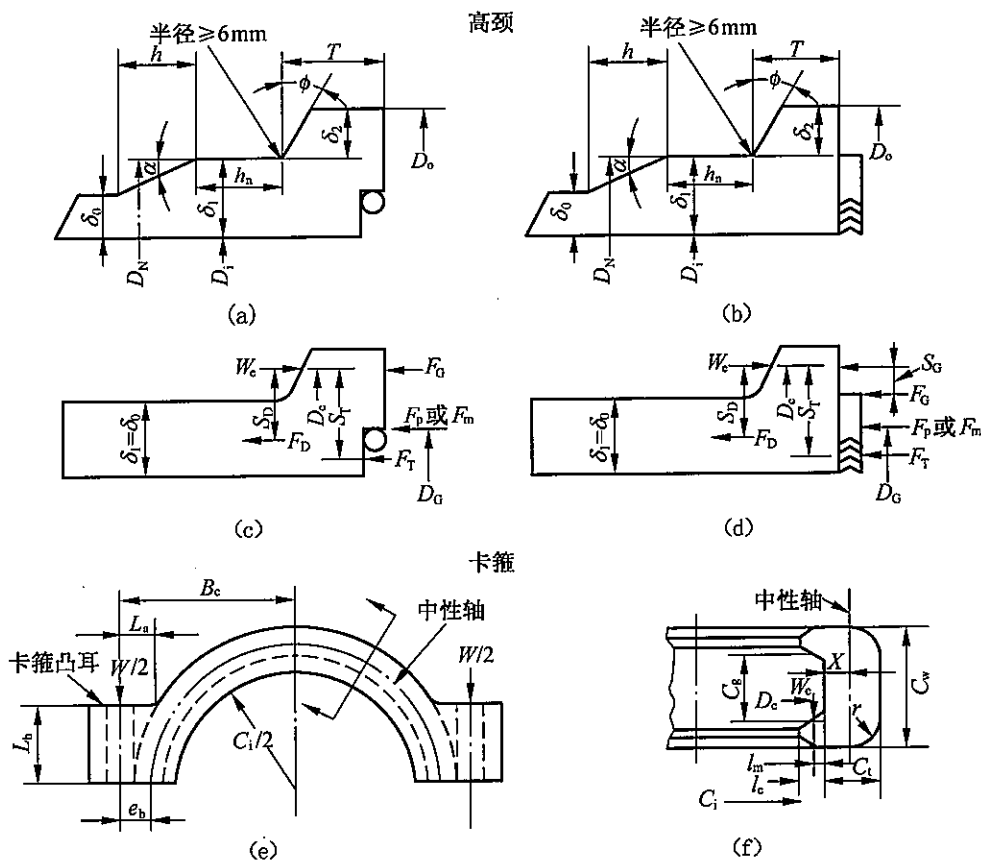


图 13.1.1 典型的卡箍和高颈

为补偿因装配而带来垫片密封力分布不均匀,若采用低预紧密封力或具有自紧作用的垫片,则效果更好。高颈面应设计成在垫片密封直径外处于金属对金属接触,可以把高颈面做成凹形〔如图 13.1.1(a)或(c)所示〕,或者在高颈面之间设置限制环,限制环也可以与垫片制成一体,如带限制环的缠绕垫或带限制环的双锥垫等。

图 13.1.2 为典型的卡箍凸耳。

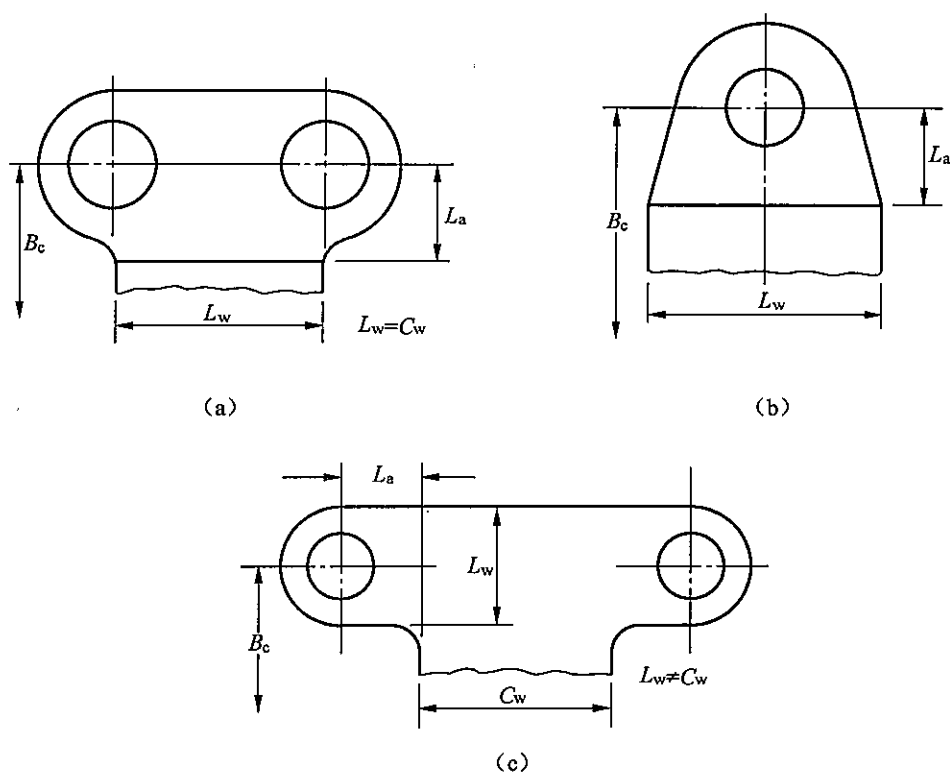


图 13.1.2 典型的卡箍凸耳

13.2 符号说明

下面的符号说明可参见本标准图 13.1.1 和本标准图 13.1.2, 在计算中所采用的各尺寸都不包括腐蚀裕量。

A_1 ——卡箍的部分截面积(mm^2), $A_1 = (C_w - 2C_t)C_t$

A_2 ——卡箍的部分截面积(mm^2), $A_2 = 1.571C_t^2$

A_3 ——卡箍的部分截面积(mm^2), $A_3 = (C_w - C_g)l_c$

A_b ——卡箍每一凸耳螺栓实际总截面积(mm^2) (以螺纹根径或无螺纹部分的最小直径二者中的较小值计算)

A_c ——卡箍总的有效横截面积(mm^2), $A_c = A_1 + A_2 + A_3$

A_m ——卡箍每一凸耳所需要的螺栓总截面积(mm^2), 取 A_{m1} 、 A_{m2} 、 A_{m3} 中之较大者

A_{m1} ——操作条件下卡箍每一凸耳所需要的螺栓总截面积(mm^2) (以螺纹根径或无螺纹部分的最小直径二者中的较小值计算), $A_{m1} = W_{m1} / (2[\sigma]_b)$

A_{m2} ——垫片预紧条件下卡箍每一凸耳所需要的螺栓截面积(mm^2) (以螺纹根径或无螺纹部分的最小直径二者中的较小值计算), $A_{m2} = W_{m2} / (2[\sigma]_b)$

A_{m3} ——装配条件下卡箍每一凸耳所需要的螺栓总截面积(mm^2) (以螺纹根径或无螺纹部分的最小直径二者中的较小值计算), $A_{m3} = W_{m3} / (2[\sigma]_b)$

B_c ——由卡箍中心至螺栓中心的径向距离(mm)

b ——垫片或高颈接触面有效密封宽度(mm), 见《钢制压力容器》GB 150 法兰设计部分

b_0 ——垫片或高颈接触面密封的基本密封宽度(mm),见《钢制压力容器》GB 150 法兰设计部分

C_g ——在卡箍-高颈有效作用力圆直径 D_c 处的有效间隙(mm),见本标准图 13.1.1

C_i ——卡箍内直径(mm);

C_t ——卡箍的有效厚度(mm),应是 $C_t \geq r$

C_w ——卡箍宽度(mm),见本标准图 13.1.1

D_i ——高颈内直径(mm)

D_c ——卡箍-高颈有效作用力圆的直径(mm), $D_c = (D_o + C_i)/2$

D_G ——垫片载荷作用力位置处的直径(mm)。除本标准图 13.1.1 所示者外,其他按下述取值:

当 $b_0 \leq 6\text{mm}$ 时, $D_G =$ 垫片接触面的平均直径

当 $b_0 > 6\text{mm}$ 时, $D_G =$ 垫片接触面的外直径减 $2b$

D_N ——高颈颈部外直径(mm)

D_o ——高颈的外直径(mm)

e_b ——螺栓中心至卡箍体横截面形心处的径向距离(mm), $e_b = B_c - (C_i/2) - l_c - X$

F ——总的流体静压轴向力(N), $F = \frac{\pi}{4} D_o^2 p$

F_D ——作用在内腔面积上的流体静压轴向力(N), $F_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p$

F_G ——有效轴向总预载荷与流体总静压轴向力和连接接触面总压紧载荷二者之和之间的差值(N), $F_G = [1.57W/\tan(\phi + \mu)] - (F + F_p)$

F_m ——装配所需的垫片轴向预载荷(N), $F_m = \pi b D_G y$

当采用自紧式密封垫片且轴向载荷较大时,应取其轴向密封载荷

F_p ——连接接触面总压紧载荷(N), $F_p = 2\pi b D_G m p$

当采用自紧式密封垫片时,取 $F_p = 0$;但如真实夹紧载荷较大时,则应取其真实夹紧载荷

F_T ——总的流体静压轴向力与作用在内腔面积上流体静压轴向力之差(N), $F_T = F - F_D$

f ——高颈应力校正系数。即高颈小端应力与大端应力之比,由《钢制压力容器》GB 150 法兰部分 f 值图中查取,当 $f < 1$ 时,取 $f = 1$

\bar{g} ——由高颈内径至高颈凸肩环形心的径向距离(mm), $\bar{g} = \frac{T\delta_1^2 + h_2\delta_2(2\delta_1 + \delta_2)}{2(T\delta_1 + h_2\delta_2)}$

h ——高颈锥形段的长度(mm)

\bar{h} ——由高颈表面到高颈凸肩环质心处的轴向距离(mm), $\bar{h} = \frac{T^2\delta_1 + h_2^2\delta_2}{2(T\delta_1 + h_2\delta_2)}$

h_2 ——高颈凸肩的平均厚度(mm), $h_2 = T - (\delta_2 \tan \phi)/2$

h_n ——高颈颈部长度的(mm)。最小长度为 $0.5\delta_1$ 或 6mm 中之较大值

h_0 ——参数。 $h_0 = \sqrt{D_i \delta_0}$

I_c ——卡箍对于其全截面中性轴的惯性矩(mm^4), $I_c = (\frac{A_1}{3} + \frac{A_2}{4})C_i^2 + \frac{A_3 l_c^2}{3} - A_c X^2$

I_h ——高颈凸肩环相对于其中性轴的惯性矩(mm^4), $I_h = \frac{\delta_1 T^3}{3} + \frac{\delta_2 h_2^3}{3} - (\delta_2 h_2 + \delta_1 T)\bar{h}^2$

L_a ——由 W 力作用线至凸耳与卡箍体连接点处的距离(mm),见本标准图 13.1.2

L_h ——卡箍凸耳高度(mm),见本标准图 13.1.1(e)

L_w ——卡箍凸耳宽度(mm),随 L_a 取值,见本标准图 13.1.2

l_c ——卡箍唇部长度(mm),见本标准图 13.1.1(f)

l_m ——卡箍唇部有效力臂(mm),见本标准图 13.1.1(f), $l_m = l_c - (D_c - D_i)/2$

M_D ——由 F_D 产生的力矩分量(N·mm), $M_D = F_D S_D$

M_F ——偏置力矩(N·mm), $M_F = F_D(\delta_1 - \delta_0)/2$

M_G ——由 F_G 产生的力矩分量(N·mm), $M_G = F_G S_G$

M_H ——高颈颈部处的反作用力矩(N·mm), $M_H = \frac{M_o}{\left\{ 1 + \frac{1.818}{\sqrt{D_i \delta_1}} \left[T - \bar{h} + \frac{3.305 I_h}{\delta_1^2 \left(\frac{D_i}{2} + \bar{g} \right)} \right] \right\}}$

M_o ——高颈上的总力矩(N·mm)

M_p ——由压力引起的力矩(N·mm), $M_p = \pi D_i T p \left(\frac{T}{2} - \bar{h} \right)$

M_R ——卡箍径向平衡力矩(N·mm), $M_R = 1.571 W \left\{ T - \frac{(D_c - D_N)}{2} \tan \phi - \bar{h} \right\}$

M_T ——由 F_T 引起的力矩分量(N·mm), $M_T = F_T S_T$

m ——垫片系数,见《钢制压力容器》GB 150 法兰设计部分

p ——设计内压力(MPa)

Q ——高颈颈部处反作用剪力(N), $Q = 1.818 \frac{M_H}{\sqrt{D_i \delta_1}}$

r ——卡箍体圆角半径(mm),见本标准图 13.1.1(f),最小为 6mm,最大为 C_i

S_D ——卡箍-高颈载荷作用处到 F_D 作用位置处的径向距离(mm), $S_D = [D_c - (D_i + \delta_1)]/2$

S_G ——卡箍-高颈载荷作用处到 F_G 作用位置处的径向距离(mm),对于全接触垫片, $S_G = 0$

S_T ——卡箍-高颈载荷作用处到 F_T 作用位置处的径向距离(mm), $S_T = [D_c - (D_i + D_G)/2]/2$

T ——高颈凸肩厚度(mm)

W ——操作或装配状态时螺栓设计载荷(N)

W_e ——在一个卡箍唇部与高颈凸肩上的轴向夹紧预载荷(N)(垫片预紧或装配时)

$$W_e = 1.571 W / \tan(\phi + \mu)$$

W_{m1} ——操作条件下所需最小螺栓总载荷(N)

W_{m2} ——垫片密封时所需最小螺栓总载荷(N)

W_{m3} ——装配时所需最小螺栓总载荷(N)

X ——卡箍体内表面至卡箍体中性轴处的径向距离(mm)

$$X = \left[\left(\frac{C_w}{2} - \frac{C_i}{3} \right) C_i^2 - \frac{(C_w - C_g)}{2} l_c^2 \right] / A_c, \text{见本标准图 13.1.1(f)}$$

y ——垫片密封应力(MPa),见《钢制压力容器》GB 150 法兰设计部分

Z ——卡箍-高颈接触面处的坡角(°),垫片压紧或预载时, $Z = \phi + \mu$;操作时, $Z = \phi - \mu$

α ——高颈颈部过渡锥角(°), $\alpha \leq 45^\circ$ (见本标准图 13.1.1)

δ_0 ——高颈颈部小端厚度(mm)
 δ_1 ——高颈颈部与高颈凸肩相交处的厚度(mm)
 δ_2 ——高颈凸肩厚度(mm), $\delta_2 \leq T$
 ϕ ——卡箍-高颈锥度角($^\circ$), $\phi \leq 40^\circ$ (见本标准图 13.1.1)
 μ ——有效摩擦角($^\circ$), 根据卡箍与高颈材料, 查常用的机械手册
 σ_1 ——高颈颈部外侧的轴向应力(MPa)
 σ_2 ——高颈颈部截面内腔处按拉美公式求得的最大环向应力(MPa)
 σ_3 ——高颈凸肩横截面的轴向剪应力(MPa)(最大)
 σ_4 ——高颈颈部横截面的径向剪应力(MPa)(最大)
 σ_5 ——卡箍体内径处的轴向应力(MPa)
 σ_6 ——卡箍体外径处的切向应力(MPa)
 σ_7 ——卡箍唇部截面上的剪应力(MPa)(最大)
 σ_8 ——卡箍凸耳的弯曲应力(MPa)
 σ_9 ——卡箍和高颈间的有效接触应力(MPa)
 $[\sigma]_b$ ——常温下螺栓许用应力(MPa)
 $[\sigma]_b^t$ ——设计温度下螺栓许用应力(MPa)
 $[\sigma]_c$ ——常温下卡箍材料许用应力(MPa)
 $[\sigma]_c^t$ ——设计温度下卡箍材料许用应力(MPa)
 $[\sigma]_H$ ——常温下高颈材料许用应力(MPa)
 $[\sigma]_H^t$ ——设计温度下高颈材料许用应力(MPa)

13.3 螺栓载荷

13.3.1 卡箍连接件通过螺栓载荷由卡箍-高颈锥角而转换成轴向载荷, 此外还考虑卡箍-高颈摩擦的影响。

计算螺栓载荷时, 应考虑下述三种工况:

1 操作工况下最小螺栓操作载荷[按式(13.3.1-1)]。

$$W_{m1} = 0.637(F + F_p) \tan(\phi - \mu) \quad (13.3.1-1)$$

2 垫片预紧工况下最小初始螺栓载荷[按式(13.3.1-2)]。

$$W_{m2} = 0.637 F_m \tan(\phi + \mu) \quad (13.3.1-2)$$

3 为保证操作状态合适的卡箍连接预载荷, 螺栓的装配载荷[按式(13.3.1-3)]。

$$W_{m3} = 0.637(F + F_p) \tan(\phi + \mu) \quad (13.3.1-3)$$

式(13.3.1-1)中 $(\phi - \mu)$ 应大于 5° , 式(13.3.1-2)、式(13.3.1-3)中 μ 角应大于或等于 5° 。

13.3.2 所需的螺栓面积 A_m 应是操作工况 A_{m1} 、垫片预紧工况 A_{m2} 或装配工况 A_{m3} 中之较大值, 即式(13.3.2)。螺母支承面不平行引起螺栓弯曲可采用球面支承螺母或加垫圈进行补偿。

$$A_m = \max(A_{m1}, A_{m2}, A_{m3}) \quad (13.3.2)$$

13.3.3 计算卡箍连接件各部的力矩和应力时, 所用的螺栓设计载荷 W 应按两种工况计算。

1 操作工况[按式(13.3.3-1)]。

$$W = W_{m1} \quad (13.3.3-1)$$

2 装配工况[按式(13.3.3-2)]。

$$W = \frac{1}{2}(A_m + A_b)[\sigma]_b \quad (13.3.3-2)$$

13.4 高颈力矩

高颈力矩计算中应考虑下面两种工况。

操作工况：

$$M_o = M_D + M_G + M_T + M_F + M_p - M_R$$

其中,计算 M_R 时式中的 W 值按本标准式(13.3.3-1)。

装配工况：

$$M_o = \frac{\frac{\pi}{4}W(D_e - D_G)}{\tan(\phi + \mu)}$$

其中, W 值按本标准式(13.3.3-2)。

13.5 高颈应力计算

高颈应力应按操作和装配两种工况分别计算和校核。

高颈轴向应力：

$$\sigma_1 = f \left[\frac{D_i^2 p}{4\delta_1(D_i + \delta_1)} + \frac{1.91M_H}{\delta_1^2(D_i + \delta_1)} \right]$$

高颈环向应力：

$$\sigma_2 = p \left(\frac{D_N^2 + D_i^2}{D_N^2 - D_i^2} \right)$$

高颈轴向剪应力：

$$\sigma_3 = \frac{0.75W}{T(D_i + 2\delta_1)\tan Z}$$

高颈径向剪应力：

$$\sigma_4 = \frac{0.477Q}{\delta_1(D_i + \delta_1)}$$

13.6 卡箍体应力计算

卡箍体应力应按操作和装配两种工况分别计算和校核。

卡箍体轴向应力：

$$\sigma_5 = \frac{W}{2D_e \tan Z} \left[\frac{1}{C_i} + \frac{3(C_i + 2l_m)}{C_i^2} \right]$$

卡箍体切向应力：

$$\sigma_6 = \frac{W}{2} \left[\frac{1}{A_c} + \frac{|e_b| (C_i - X)}{I_c} \right]$$

卡箍唇部剪应力:

$$\sigma_7 = \frac{1.5W}{D_c(D_w - C_g)\tan Z}$$

卡箍凸耳弯曲应力:

$$\sigma_8 = 3W \frac{L_a}{L_w L_h^2}$$

卡箍和高颈的接触应力:

$$\sigma_9 = \frac{W}{(D_o - C_i)D_c \tan Z}$$

13.7 各项应力的校核

13.7.1 高颈和卡箍体各项对许用设计应力的校核,按表 13.7.1 的规定。

表 13.7.1 卡箍连接件的许用设计应力

计算应力		许 用 应 力	
		常 温 下	设计温度下
高 颈	σ_1	$1.5[\sigma]_H$	$1.5[\sigma]_H^t$
	σ_2	—	$[\sigma]_H$
	σ_3	$0.8[\sigma]_H$	$0.8[\sigma]_H^t$
	σ_4	$0.8[\sigma]_H$	$0.8[\sigma]_H^t$
	σ_9	1.6 $[\sigma]_H$ 或 1.6 $[\sigma]_H^t$ 中的较低值	
卡 箍 体	σ_5	$1.5[\sigma]_c$	$1.5[\sigma]_c^t$
	σ_6	$1.5[\sigma]_c$	$1.5[\sigma]_c^t$
	σ_7	$0.8[\sigma]_c$	$0.8[\sigma]_c^t$
	σ_8	$[\sigma]_c$	$[\sigma]_c^t$
	σ_9	1.6 $[\sigma]_c$ 或 1.6 $[\sigma]_c^t$ 中的较低值	

14 齿啮式卡箍连接件设计

14.1 概 述

14.1.1 本章适用于设计压力不大于 35MPa、设计温度不超过 250℃、无直接火接触、无剧烈的热冲击和热应力场合的齿啮式卡箍连接设计,见图 14.1.1。密封件可以是自紧式或强制式;封头厚度以及和法兰相连接的容器圆筒部分厚度另按《钢制压力容器》GB 150 的相应章节进行设计。

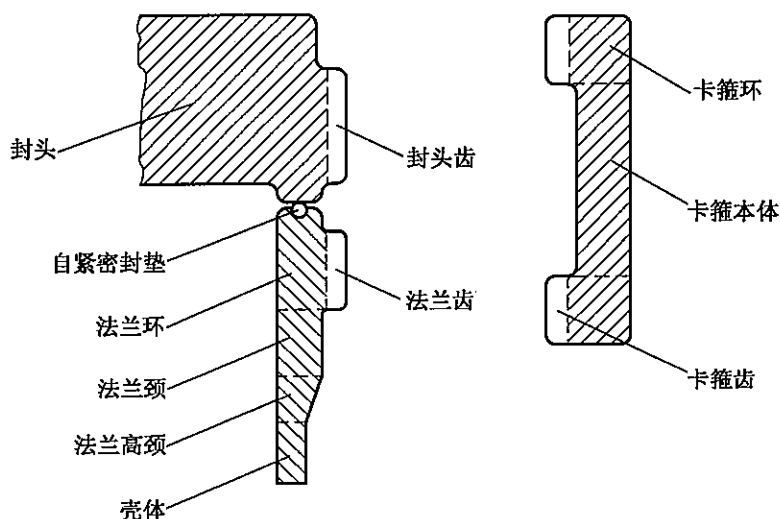


图 14.1.1 齿啮式卡箍连接件

14.1.2 法兰、卡箍必须采用锻件,法兰、封头、卡箍的齿部或凸缘转角处在加工完成以后应进行磁粉或着色探伤。定期检查法兰、封头、卡箍齿部的磨损情况,并定期对齿根的转角处进行磁粉或着色探伤。

14.1.3 卡箍连接系统应设有包括安全阀、泄放阀和联锁装置等在内的安全装置,并为区别操作状态和开启状态,应设有明显的声、光标志,只有通过电路或压力指示器确认已经卸压后才能打开。应将操作的总次数详细记录。

14.2 符号说明

以下符号说明可参见图 14.2-1 和图 14.2-2。

A ——法兰齿外径(mm)

B ——圆筒内径(mm)

b ——垫片有效密封宽度(mm),按《钢制压力容器》GB 150 法兰部分确定

C_1 ——法兰齿和卡箍齿相接触时的有效外径(mm), $C_1 = A - 2r_f$

C_2 ——法兰齿和卡箍齿相接触时的有效内径(mm), $C_2 = C_3 + 2r_1$

C_3 ——卡箍齿内径(mm)

C_g ——卡箍开口间隙(mm)

C_1 ——卡箍齿长度(mm)

C_m ——卡箍齿有效长度(mm), $C_m = C_1 - r_1$

C_t ——卡箍体厚度(mm)

C_w ——卡箍高度(mm)

D_o ——法兰颈或封头齿根处外径(mm)

f ——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), 根据法兰颈部大端厚度 g_1 对小端厚度 g_o 比值和圆筒内径 B 、法兰锥颈高度 h 由《钢制压力容器》GB 150 法兰部分 f 值图中查取, 当 $f < 1$ 时, 取 $f = 1$

f_1 ——计及安装偏差所引入的载荷修正系数, $f_1 = 1.2$

f_2 ——卡箍齿的应力修正系数, $f_2 = \frac{L_p}{L}$

f_3 ——法兰齿的应力修正系数, $f_3 = \frac{L_{pc}}{L_c}$

G ——垫片压紧力作用中心圆直径(mm), 按《钢制压力容器》GB 150 法兰部分确定

g_o ——法兰颈部小端厚度(mm)

g_1 ——法兰颈部大端厚度(mm)

g_2 ——法兰或封头的齿长(mm)

\bar{g} ——由圆筒内壁至法兰环形心的径向距离(mm), $\bar{g} = \frac{g_1}{2}$

H ——由内压引起的总轴向力(N), $H = \frac{\pi}{4} G^2 p_c$

H_D ——内压作用在法兰内径截面上所引起的轴向力(N), $H_D = \frac{\pi}{4} B^2 p_c$

H_G ——操作状态的垫片压紧力(N)

当为自紧式垫片时, 取 $H_G = 0$

当为强制式垫片时, $H_G = 2\pi b G m p_c$

H_T ——由内压引起的总轴向力与作用在法兰内径截面上所引起的轴向力的差值(N)

$$H_T = \frac{\pi}{4} (G^2 - B^2) p_c$$

h ——法兰锥颈高度(mm)

h_2 ——法兰齿在根部处的厚度(mm)

h_3 ——封头齿在根部处的厚度(mm)

h_D ——由法兰环形心至总轴向力 H 作用中心圆之间的径向距离(mm)

$$h_D = \frac{1}{2} \left[\frac{(C_1 + C_2)}{2} - (B + g_1) \right]$$

h_G ——由垫片压紧力 H_G 作用中心圆至总轴向力 H 作用中心圆之间的径向距离(mm)

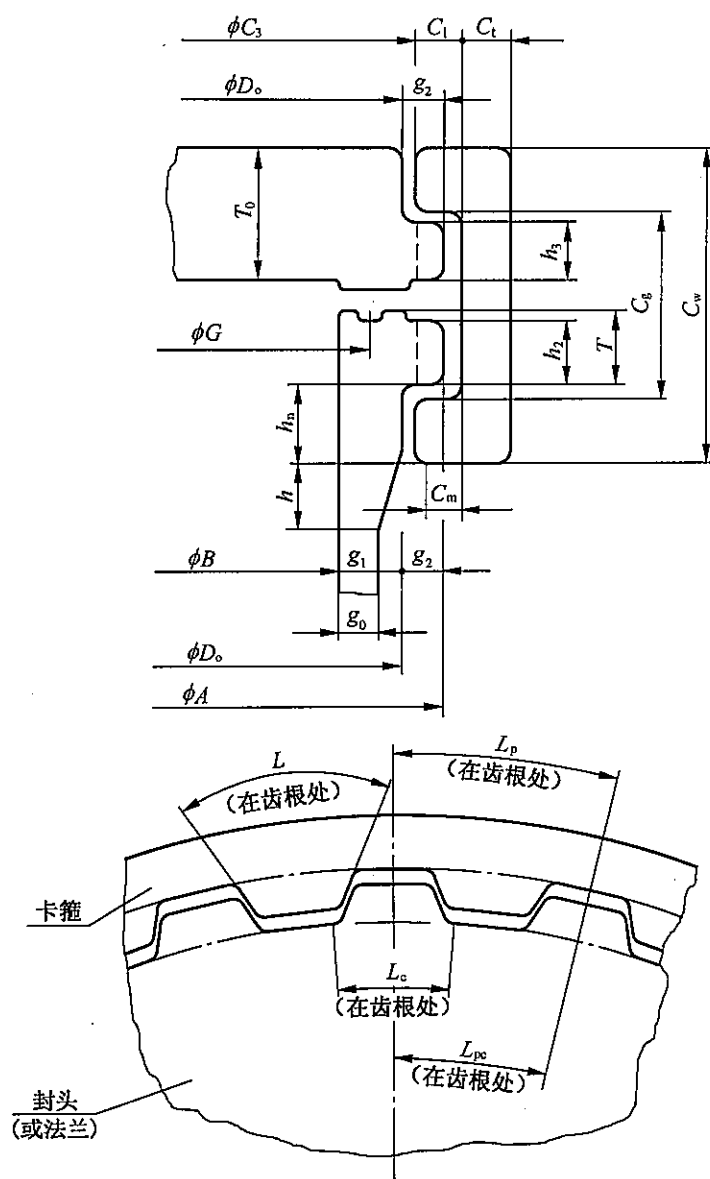


图 14.2-1 齿啮式卡箍连接的各部尺寸

$$h_G = \frac{1}{2} \left[\frac{(C_1 + C_2)}{2} - G \right]$$

h_T ——由轴向力 H_T 作用中心圆至总轴向力 H 作用中心圆之间的径向距离(mm)

$$h_T = \frac{1}{4} [(C_1 + C_2) - (G + B)]$$

h_n ——法兰大端颈部高度(mm), 取其最小值为 $0.5g_1$ 或 6mm 中的较大者

\bar{h} ——法兰环端面至法兰环形心的轴向距离(mm), $\bar{h} = \frac{T}{2}$

I_A ——法兰环沿平行于法兰环表面中性轴的惯性矩(mm^4), $I_A = \frac{g_1 T^3}{12}$

K_{BF} ——法兰齿根转角处的弯曲应力集中系数

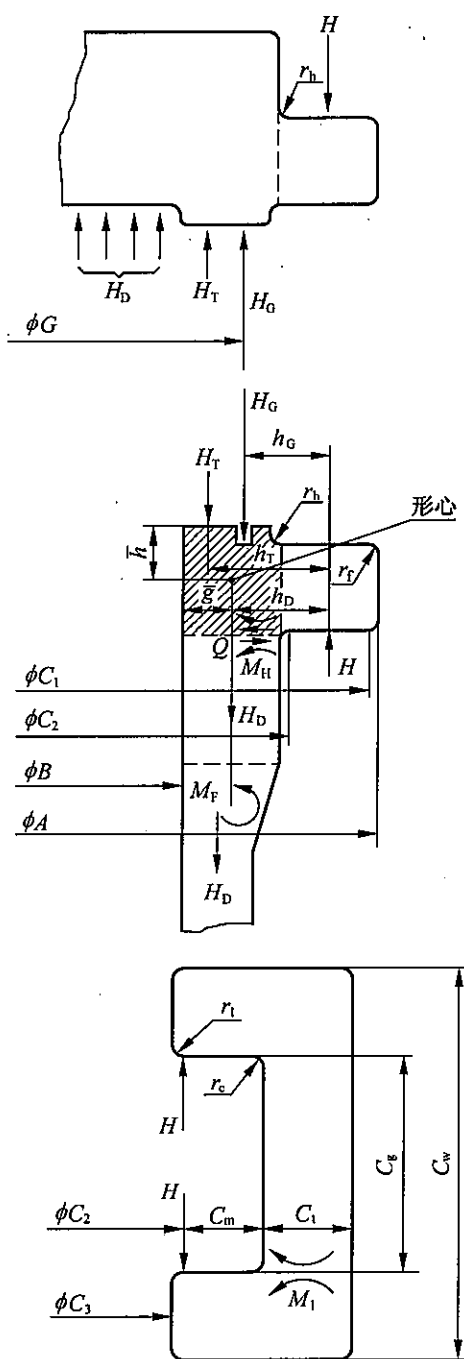


图 14.2-2 齿啮式卡箍连接件的受载分析

$$K_{BF} = 1 + \left[\frac{\frac{g_1 + 2g_2 - 1}{g_1}}{2(5.37 \frac{g_1 + 2g_2 - 1}{g_1} - 4.8)} \cdot \frac{g_1}{r_h} \right]^{0.85}$$

K_{TF} ——法兰齿根转角处的拉伸应力集中系数

$$K_{TF} = 1 + \left[\frac{\frac{g_1 + 2g_2 - 1}{g_1} \cdot \frac{g_1}{r_h}}{4(1.4 \frac{g_1 + 2g_2 - 1}{g_1} - 1)} \right]^{0.65}$$

K_{BC} ——卡箍齿根转角处的弯曲应力集中系数

$$K_{BC} = 1 + \left[\frac{\frac{C_t + 2C_1 - 1}{C_t} \cdot \frac{C_t}{r_c}}{2(5.37 \frac{C_t + 2C_1 - 1}{C_t} - 4.8)} \right]^{0.85}$$

K_{TC} ——卡箍齿根转角处的拉伸应力集中系数

$$K_{TC} = 1 + \left[\frac{\frac{C_t + 2C_1 - 1}{C_t} \cdot \frac{C_t}{r_c}}{4(1.4 \frac{C_t + 2C_1 - 1}{C_t} - 1)} \right]^{0.65}$$

K_C ——封头齿根转角处的应力集中系数

$$K_C = 0.22 + \frac{1}{\left(\frac{r_h}{h_3} \right)^{0.2} \cdot \left[\frac{g_2 - \frac{A}{2} + \frac{C_1 + C_2}{4}}{h_3} \right]^{0.4}}$$

L ——卡箍齿在根部的弧长(mm), $L \geq L_c$

L_c ——封头齿在根部的弧长(mm)

L_p ——卡箍齿在根部的节距(mm)

L_{pc} ——封头齿在根部的节距(mm)

M_o ——作用在法兰环上的总力矩(N·mm)

$$M_o = M_D + M_T + M_F + M_G$$

M_1 ——卡箍体和卡箍环连接处的边缘力矩(N·mm)

$$M_1 = \frac{\frac{H(C_m + \frac{C_t}{2})}{\pi(C_2 + 2C_m + C_t)}}{\frac{(1 - \nu^2)}{\beta_1(C_2 + 2C_m + C_t)} \left(\frac{C_w - C_g}{2C_t} \right)^3 \ln \left[\frac{C_2 + 2(C_m + C_t)}{C_2 + 2C_m} \right] - \left[1 + \frac{\beta_1(C_w - C_g)}{4} \right]}$$

M_D ——由轴向力 H_D 所引起的力矩(N·mm), $M_D = H_D h_D$

M_F ——由轴向力 H_D 所引起的偏置力矩(N·mm), $M_F = H_D \left(\frac{g_1 - g_0}{2} \right)$

M_G ——由垫片压紧力 H_G 所引起的力矩(N·mm)

当为自紧式垫片时,取 $M_G = 0$

当为强制式垫片时, $M_G = H_G h_G$

M_H ——法兰环和法兰颈连接处的边缘力矩(N·mm)

$$M_H = \frac{M_o}{\left(1 + \frac{1.818}{\sqrt{Bg_1}} \right) \left[(T - \bar{h}) + \frac{3.305 I_A}{g_1^2 \left(\frac{B}{2} + \bar{g} \right)} \right]}$$

M_T ——由轴向力 H_T 所引起的力矩 ($N \cdot mm$), $M_T = H_T h_T$

m ——垫片系数。按《钢制压力容器》GB 150“垫片性能参数”表中选取

N ——卡箍连接件在使用寿命期间的预期(设计)循环次数

n ——齿数

p_c ——计算压力(MPa)

Q_H ——法兰环和法兰颈连接处的边缘剪力(N), $Q_H = \frac{1.818M_H}{\sqrt{Bg_1}}$

r_c ——卡箍齿根转角处的过渡半径(mm)

r_f ——法兰齿顶处的圆角半径(mm)

r_h ——法兰或封头齿根转角处的过渡半径(mm)

r_1 ——卡箍齿顶处的圆角半径(mm)

S_1 ——法兰颈部的轴向总应力(MPa)

S_2 ——法兰齿根的轴向剪切应力(MPa)

S_3 ——法兰齿根的弯曲应力(MPa)

S_4 ——法兰环的径向剪切应力(MPa)

S_5 ——法兰齿根处的高峰应力(MPa)

S_6 ——卡箍体的轴向总应力(MPa)

S_7 ——卡箍齿根的轴向剪切应力(MPa)

S_8 ——卡箍齿根的弯曲应力(MPa)

S_9 ——卡箍齿和法兰齿接触面上的挤压应力(MPa)

S_{10} ——卡箍齿根处的高峰应力(MPa)

S_{13} ——封头齿根的轴向剪切应力(MPa)

S_{14} ——封头齿根的弯曲应力(MPa)

S_{15} ——封头齿根处的高峰应力(MPa)

S_a ——材料在设计温度下的许用应力幅(MPa),按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732—1995(2005 年确认)中的图 C-1 由预期(设计)循环次数 N 确定

S_{BC} ——卡箍体的轴向弯曲应力(MPa), $S_{BC} = \frac{6M_1}{C_1^2}$

S_{BF} ——法兰颈部的轴向弯曲应力(MPa), $S_{BF} = \frac{6M_H}{\pi g_1^2 (B + g_1)}$

S_{TC} ——卡箍体的轴向拉伸应力(MPa), $S_{TC} = \frac{H}{\pi (C_2 + 2C_m + C_1) C_1}$

S_{TF} ——法兰颈部的轴向拉伸应力(MPa), $S_{TF} = \frac{H_D}{\pi g_1 (B + g_1)}$

T ——法兰环高度(mm)

T_o ——封头厚度(mm)

β_1 ——和卡箍结构尺寸有关的参数(1/mm), $\beta_1 = \frac{1.818}{\sqrt{C_1 (C_2 + 2C_m + C_1)}}$

$[\sigma]$ ——各材料在设计温度下的许用拉伸应力(MPa)

ν ——钢材的泊松比, $\nu=0.3$

14.3 齿啮式卡箍连接件设计

14.3.1 齿啮式卡箍连接系统各部的应力计算和校核按本标准第 14.3.2 条~第 14.3.5 条所列逐项进行。所有各部尺寸,都按扣除腐蚀裕量后的实有尺寸计算。

14.3.2 法兰颈部和法兰齿部的应力计算。

1 法兰颈部的轴向总应力,按式(14.3.2-1)。

$$S_1 = (S_{TF} + S_{BF})f = \left[\frac{H_D}{\pi g_1(B + g_1)} + \frac{6M_H}{\pi g_1^2(B + g_1)} \right] f \quad (14.3.2-1)$$

2 法兰齿根的轴向剪切应力,按式(14.3.2-2)。

$$S_2 = \frac{1.5H}{nL_c h_2} f_1 \quad (14.3.2-2)$$

3 法兰齿根的弯曲应力,按式(14.3.2-3)。

$$S_3 = \frac{3H \left(\frac{C_1 + C_2}{2} - D_o \right)}{nL_c h_2^2} \quad (14.3.2-3)$$

4 法兰环的径向剪切应力,按式(14.3.2-4)。

$$S_4 = \frac{1.5Q_H}{\pi(B + g_1)g_1} \quad (14.3.2-4)$$

5 法兰齿根处的高峰应力,按式(14.3.2-5)。

$$S_5 = (K_{BF}S_{BF} + K_{TF}S_{TF})f_1 f_3 \quad (14.3.2-5)$$

14.3.3 卡箍体和卡箍齿部的应力计算。

1 卡箍体的轴向总应力,按式(14.3.3-1)。

$$S_6 = S_{BC} + S_{TC} = \frac{6M_1}{C_1^2} + \frac{H}{\pi(C_2 + 2C_m + C_1)C_1} \quad (14.3.3-1)$$

2 卡箍齿根的轴向剪切应力,按式(14.3.3-2)。

$$S_7 = \frac{3H}{nL(C_w - C_g)} f_1 \quad (14.3.3-2)$$

3 卡箍齿根的弯曲应力,按式(14.3.3-3)。

$$S_8 = \frac{24HC_m}{nL(C_w - C_g)^2} f_1 \quad (14.3.3-3)$$

4 卡箍齿和法兰齿接触面上的挤压应力,按式(14.3.3-4)。

$$S_9 = \frac{2H}{n(C_1 - C_2)L_c} f_1 \quad (14.3.3-4)$$

5 卡箍齿根处的高峰应力,按式(14.3.3-5)。

$$S_{10} = (K_{BC}S_{BC} + K_{TC}S_{TC})f_1 f_2 \quad (14.3.3-5)$$

14.3.4 封头齿部的应力计算。

1 封头齿根的轴向剪切应力,按式(14.3.4-1)。

$$S_{13} = \frac{1.5H}{nL_c h_3} f_1 \quad (14.3.4-1)$$

2 封头齿根的弯曲应力,按式(14.3.4-2)。

$$S_{14} = \frac{3H \left(\frac{C_1 + C_2}{2} - D_o \right)}{nL_c h_3^2} f_1 \quad (14.3.4-2)$$

3 封头齿根处的高峰应力,按式(14.3.4-3)。

$$S_{15} = K_c S_{14} \quad (14.3.4-3)$$

14.3.5 齿啮式卡箍连接系统的应力校核条件。

1 法兰的应力校核条件。

法兰各应力应满足以下强度条件:

$$S_1 \leq 1.5[\sigma]^t$$

$$S_2 \leq 0.8[\sigma]^t$$

$$S_3 \leq 1.0[\sigma]^t$$

$$S_4 \leq 0.8[\sigma]^t$$

$$S_5 \leq 2S_a$$

$$S_9 \leq 1.6[\sigma]^t$$

注:这里 $[\sigma]^t$ 为法兰材料的许用应力。

2 卡箍各部的应力校核条件。

卡箍各应力应满足以下强度条件:

$$S_6 \leq 1.5[\sigma]^t$$

$$S_7 \leq 0.8[\sigma]^t$$

$$S_8 \leq 1.0[\sigma]^t$$

$$S_9 \leq 1.6[\sigma]^t$$

$$S_{10} \leq 2S_a$$

注:这里 $[\sigma]^t$ 为卡箍材料的许用应力。

3 封头齿部的应力校核条件。

封头齿部应力应满足以下强度条件:

$$S_{13} \leq 0.8[\sigma]^t$$

$$S_{14} \leq 1.0[\sigma]^t$$

$$S_{15} \leq 2S_a$$

注:这里 $[\sigma]^t$ 为封头齿部材料的许用应力。

15 整体相连的齿啮式卡箍连接件设计

15.1 概 述

15.1.1 本章适用于设计压力不大于 35MPa、设计温度不超过 250℃、无直接火接触、无剧烈的热冲击和热应力场合的和圆筒整体相连的齿啮式卡箍连接件设计,见图 15.1.1。密封件可以是自紧式或强制式,封头和圆筒厚度另按《钢制压力容器》GB 150 的相应章节进行设计。

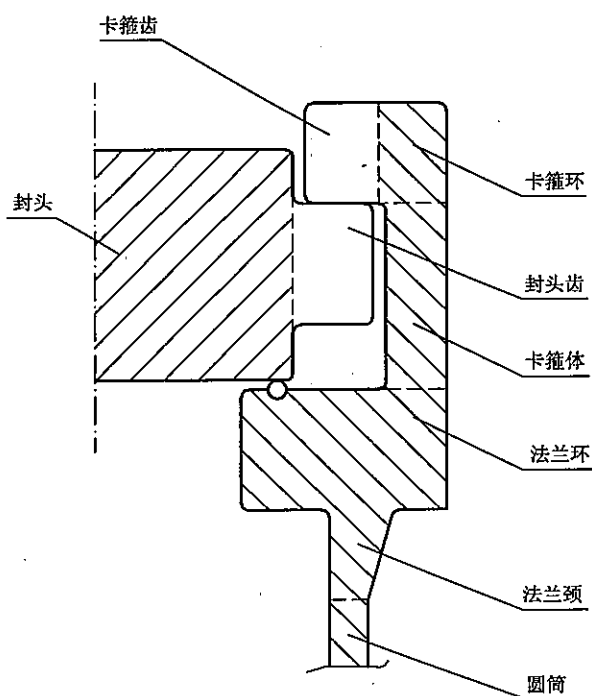


图 15.1.1 整体相连的齿啮式卡箍连接件

15.1.2 和圆筒整体相连的法兰、卡箍必须采用锻件,法兰、封头、卡箍的齿部或凸缘转角处在加工完成以后应进行磁粉或着色探伤。定期检查封头、卡箍齿部的磨损情况,并定期对齿根和凸缘的转角处进行磁粉或着色探伤。

15.1.3 卡箍连接系统应设有包括安全阀、泄放阀和联锁装置等在内的安全装置,并为区别操作状态和开启状态,应设有明显的声、光标志,只有通过电路或压力指示器确认已经卸压后才能打开。应将操作的总次数详细记录。

15.2 符号说明

以下符号说明可参见图 15.2-1 和图 15.2-2。

A ——封头齿外径(mm)

B ——圆筒内径(mm)

B_0 ——内法兰内径(mm)

b ——垫片有效密封宽度(mm),按《钢制压力容器》GB 150 法兰部分确定

C ——卡箍中面直径(mm), $C = D_1 - C_t$

C_1 ——封头齿和卡箍齿相接触时的有效外径(mm), $C_1 = A - 2r_1$

C_2 ——封头齿和卡箍齿相接触时的有效内径(mm), $C_2 = C_3 + 2r_1$

C_3 ——卡箍齿内径(mm)

C_l ——卡箍齿长度(mm)

C_m ——卡箍齿有效长度(mm), $C_m = C_l - r_1$

C_t ——卡箍体厚度(mm)

D_1 ——卡箍外径(mm)

D_0 ——封头齿根处直径(mm)

f ——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),根据法兰颈部大端厚度 g_1 对小端厚度 g_0 比值和圆筒内径 B 、法兰锥颈高度 h 由《钢制压力容器》GB 150 法兰部分的 f 值图中查取,当 $f < 1$ 时,取 $f = 1$

f_1 ——计及安装偏差所引入的载荷修正系数, $f_1 = 1.1$

f_2 ——卡箍齿的应力修正系数, $f_2 = \frac{L_p}{L}$

G ——垫片压紧力作用中心圆直径(mm),按《钢制压力容器》GB 150 法兰部分确定

g_0 ——法兰颈部小端厚度(mm)

g_1 ——法兰颈部大端厚度(mm)

g_2 ——封头的齿长(mm)

g_3 ——外法兰伸出端宽度(mm)

g_4 ——内法兰伸出端宽度(mm)

\bar{g}_A ——由内法兰内壁至法兰环、卡箍体组合截面(见图 15.2-2 阴影线所示)形心的径向距离(mm)

H ——由内压引起的总轴向力(N), $H = \frac{\pi}{4} G^2 p_c$;

H_B ——由内压作用在内法兰环上引起的轴向力(N), $H_B = \frac{\pi}{4} (B^2 - B_0^2) p_c$

H_D ——内压作用在圆筒内径截面上所引起的轴向力(N),当分析法兰环受载时,可视为作用在法兰锥颈大端的中面处, $H_D = \frac{\pi}{4} B^2 p_c$

H_G ——操作状态的垫片压紧力(N)

当为自紧式垫片时,取 $H_G = 0$

当为强制式垫片时, $H_G = 2\pi b G m p_c$

H_T ——内压作用在垫片压紧力作用中心圆直径和内法兰内径之间圆环上所引起的轴向力(N)

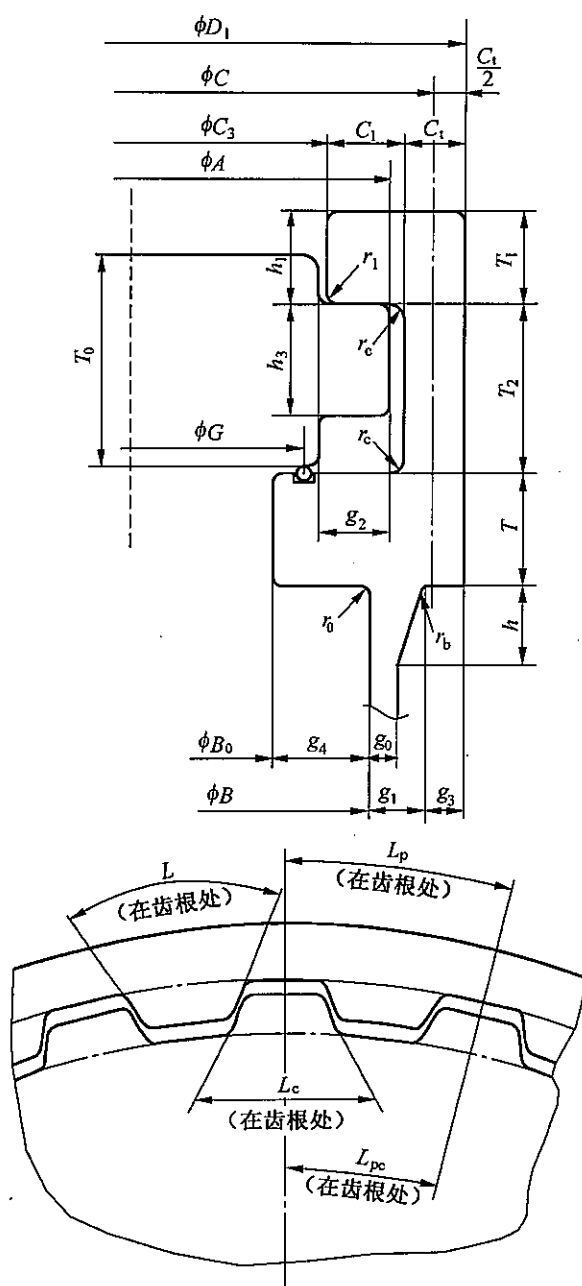


图 15.2-1 整体相连齿啮式卡箍连接件的各部尺寸

$$H_T = \frac{\pi}{4} (G^2 - B_0^2) p_c$$

H_p ——由内压作用在内法兰环上所引起得径向力(N), $H_p = \pi B_0 T p_c$

h ——法兰锥颈高度(mm)

h_1 ——卡箍齿在根部处的厚度(mm)

h_3 ——封头齿在根部处的厚度(mm)

h_B ——由轴向力 H_B 的作用线至卡箍体中面的径向距离(mm)

h_D' ——由锥颈大端 H_D 作用线至卡箍体中面的径向距离(mm)

h_G ——由垫片压紧力 H_G 的作用线至卡箍体中面的径向距离(mm)

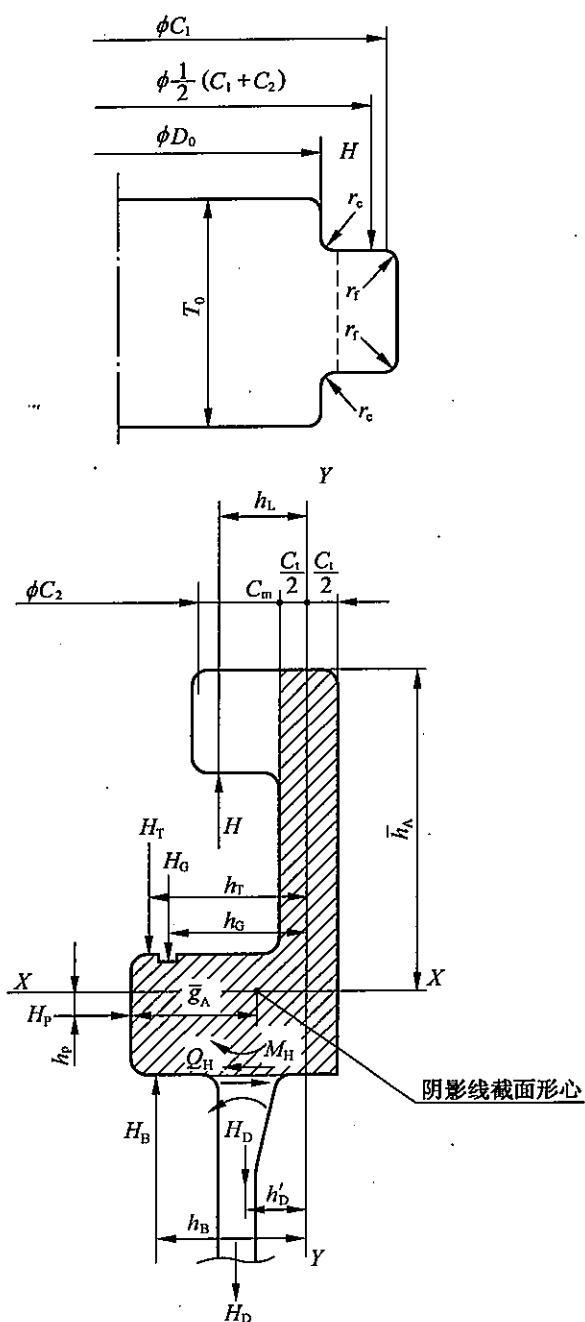


图 15.2-2 整体相连齿啮式卡箍连接件的受载分析

h_L ——由总轴向力 H 的作用线至卡箍体中面的径向距离(mm)

h_p ——由径向力 H_p 的作用线至法兰环、卡箍体组合截面(见图 15.2-2 阴影线所示)形心的轴向距离(mm)

h_T ——由轴向力 H_T 的作用线至卡箍体中面的径向距离(mm)

\bar{h}_A ——卡箍端面至法兰环、卡箍体组合截面(见图 15.2-2 阴影线所示)形心的轴向距离(mm)

I_c ——法兰环、卡箍体组合截面(见图 15.2-2 阴影线所示)沿平行于卡箍端面中性轴(X—X)的惯性矩(mm⁴)

K_{BC} ——卡箍齿根转角处的弯曲应力集中系数

$$K_{BC} = 1 + \left[\frac{\frac{C_t + 2C_1}{C_t} - 1}{2(5.37 \times \frac{C_t + 2C_1}{C_t} - 4.8)} \cdot \frac{C_t}{r_c} \right]^{0.85}$$

K_{BF} ——外法兰环转角处的弯曲应力集中系数

$$K_{BF} = 1 + \left[\frac{\frac{g_1 + 2g_3}{g_1} - 1}{2(5.37 \times \frac{g_1 + 2g_3}{g_1} - 4.8)} \cdot \frac{g_1}{r_h} \right]^{0.85}$$

K_C ——封头齿根转角处的应力集中系数

$$K_C = 0.22 + \frac{1}{(\frac{r_h}{h_3})^{0.2} \cdot \left[\frac{g_2 - \frac{A}{2} + \frac{C_1 + C_2}{4}}{h_3} \right]^{0.4}}$$

K'_{BF} ——内法兰环转角处的弯曲应力集中系数

$$K'_{BF} = 1 + \left[\frac{\frac{g_1 + 2g_4}{g_1}}{2(5.37 \times \frac{g_1 + 2g_4}{g_1} - 4.8)} \cdot \frac{g_1}{r_o} \right]^{0.85}$$

K_{TC} ——卡箍齿根转角处的拉伸应力集中系数

$$K_{TC} = 1 + \left[\frac{\frac{C_t + 2C_1}{C_t}}{4(1.4 \times \frac{C_t + 2C_1}{C_t} - 1)} \cdot \frac{C_t}{r_c} \right]^{0.65}$$

K_{TF} ——外法兰环转角处的拉伸应力集中系数

$$K_{TF} = 1 + \left[\frac{\frac{g_1 + 2g_3}{g_1} - 1}{4(1.4 \times \frac{g_1 + 2g_3}{g_1} - 1)} \cdot \frac{g_1}{r_h} \right]^{0.65}$$

K'_{TF} ——内法兰环转角处的拉伸应力集中系数

$$K'_{TF} = 1 + \left[\frac{\frac{g_1 + 2g_4}{g_1} - 1}{4(1.4 \times \frac{g_1 + 2g_4}{g_1} - 1)} \cdot \frac{g_1}{r_o} \right]^{0.65}$$

L ——卡箍齿在根部的弧长(mm), $L \geq L_c$

L_c ——封头齿在根部的弧长(mm)

L_p ——卡箍齿在根部的节距(mm)

L_{pc} ——封头齿在根部的节距(mm)

M_o ——作用在法兰环上的总力矩(N·mm)

$$M_o = M_D + M_T + M_F + M_P + M_G - M_L - M_B$$

M_B ——由轴向力 H_B 所引起的力矩(N·mm), $M_B = H_B h_B$

M_D ——由轴向力 H_D 所引起的力矩(N·mm), $M_D = H_D h'_D$

M_F ——由轴向力 H_D 所引起的偏置力矩 ($N \cdot mm$), $M_F = H_D \left(\frac{g_1 - g_0}{2} \right)$

M_G ——由垫片压紧力 H_G 所引起的力矩 ($N \cdot mm$)

当为自紧式垫片时, 取 $M_G = 0$

当为强制式垫片时, $M_G = H_G h_G$

M_H ——法兰环和法兰颈连接处的边缘力矩 ($N \cdot mm$)

$$M_H = \frac{M_0}{1 + \frac{1.818}{\sqrt{Bg_1}} \left[(T + T_2 + T_1 - \bar{h}_A) + \frac{3.305 I_c}{g_1^2 \left(\frac{B_0}{2} + \bar{g}_A \right)} \right]}$$

M_L ——由轴向力 H 所引起的力矩 ($N \cdot mm$), $M_L = H h_L$

M_p ——由径向力 H_p 所引起的力矩 ($N \cdot mm$), $M_p = H_p h_p$

M_T ——由轴向力 H_T 所引起的力矩 ($N \cdot mm$), $M_T = H_T h_T$

m ——垫片系数。按《钢制压力容器》GB 150“垫片性能参数”表中选取

N ——卡箍连接件在使用寿命期间的预期(设计)循环次数

n ——齿数

p_c ——计算压力 (MPa)

Q_H ——法兰环和法兰颈连接处的边缘剪力 (N), $Q_H = \frac{1.818 M_H}{\sqrt{Bg_1}}$

r_c ——卡箍或封头齿根处的过渡半径 (mm)

r_f ——封头齿顶处的圆角半径 (mm)

r_h ——外法兰环与锥颈相连处的过渡半径 (mm)

r_1 ——卡箍齿顶处的圆角半径 (mm)

r_0 ——内法兰环与锥颈相连处的过渡半径 (mm)

S_1 ——法兰颈部的轴向总应力 (MPa)

S_4 ——法兰环的径向剪切应力 (MPa)

S_5 ——外法兰环和锥颈相连处的高峰应力 (MPa)

S_5' ——内法兰环和锥颈相连处的高峰应力 (MPa)

S_6 ——卡箍体的轴向总应力 (MPa)

S_7 ——卡箍齿根的轴向剪切应力 (MPa)

S_8 ——卡箍齿根的弯曲应力 (MPa)

S_9 ——卡箍和封头齿接触面上的挤压应力 (MPa)

S_{10} ——卡箍齿根处的高峰应力 (MPa)

S_{11} ——内法兰环的轴向剪切应力 (MPa)

S_{12} ——内法兰环和锥颈相连处的弯曲应力 (MPa)

S_{13} ——封头齿根的轴向剪切应力 (MPa)

S_{14} ——封头齿根处的弯曲应力 (MPa)

S_{15} ——封头齿根处的高峰应力 (MPa)

S_a ——材料在设计温度下的许用应力幅(MPa),按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732—1995(2005 确认)中的图 C-1 由预期(设计)循环次数 N 确定

S_{BC} ——卡箍体的轴向弯曲应力(MPa)

$$S_{BC} = \frac{6Hh_L}{\pi CC_1^2}$$

S_{BF} ——法兰锥颈的轴向弯曲应力(MPa)

$$S_{BF} = \frac{6M_H}{\pi g_1^2 (B + g_1)}$$

S_{TC} ——卡箍体的轴向拉伸应力(MPa)

$$S_{TC} = \frac{H}{\pi CC_1}$$

S_{TF} ——法兰锥颈的轴向拉伸应力(MPa)

$$S_{TF} = \frac{H_D}{\pi g_1 (B + g_1)}$$

T ——法兰环厚度(mm),应满足

$$T \geq T_1 \left[\frac{2h'_D}{h_L} \cdot \frac{\ln\left(\frac{D_1}{C_3 + 2C_1}\right)}{\ln\left(\frac{D_1}{B_0}\right)} \right]^{\frac{1}{3}}$$

T_0 ——封头厚度(mm)

T_1 ——卡箍环厚度(mm)

T_2 ——卡箍开口间隙(mm)

β_{14} ——环板应力系数,由受载环板内外径比值 G/B 查图 15.2-3 确定

$[\sigma]^t$ ——各材料在设计温度下的许用应力(MPa)

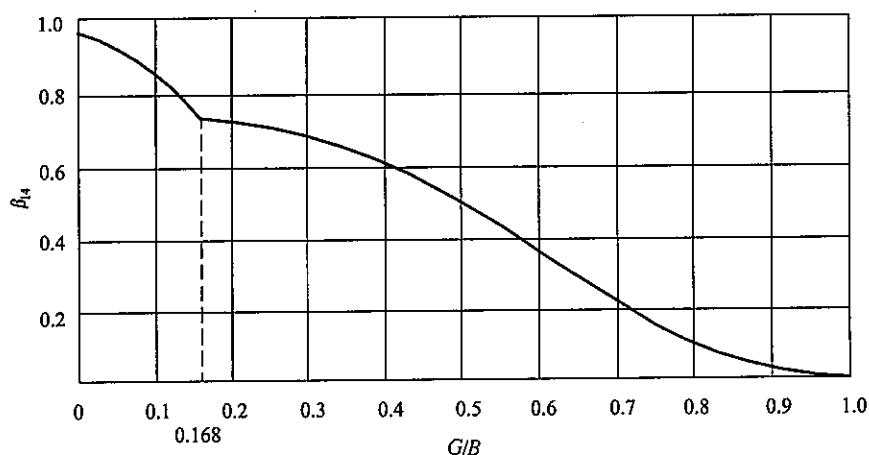


图 15.2-3 环板应力系数

15.3 整体相连的齿啮式卡箍连接件设计

15.3.1 整体相连的齿啮式卡箍连接系统各部的应力计算和校核按本标准第 15.3.2 条~15.3.6 条所列逐项进行。所有各部尺寸,都按扣除腐蚀裕量后的实际尺寸计算。

15.3.2 法兰颈部和法兰环的应力计算。

1 法兰颈部的轴向总应力,按式(15.3.2-1)。

$$S_1 = (S_{TF} + S_{BF})f = \left[\frac{H_D}{\pi g_1(B + g_1)} + \frac{6M_H}{\pi g_1^2(B + g_1)} \right] f \quad (15.3.2-1)$$

2 法兰环的径向剪切应力,按式(15.3.2-2)。

$$S_4 = \frac{1.5Q_H}{\pi g_1(B + g_1)} \quad (15.3.2-2)$$

3 外法兰环和锥颈相连处的高峰应力,按式(15.3.2-3)。

$$S_5 = K_{BF}S_{BF} + K_{TF}S_{TF} \quad (15.3.2-3)$$

4 内法兰环和锥颈相连处的高峰应力,按式(15.3.2-4)。

$$S'_5 = -K'_{BF}S_{BF} + K'_{TF}S_{TF} \quad (15.3.2-4)$$

5 内法兰环的轴向剪切应力,按式(15.3.2-5)。

$$S_{11} = \frac{1.5(B^2 - G^2 - 8bGm)p_c}{4BT} \quad (15.3.2-5)$$

6 内法兰环和锥颈相连处的弯曲应力,按式(15.3.2-6)。

$$S_{12} = \beta_{14} \frac{p_c B^2}{4T^2} \quad (15.3.2-6)$$

15.3.3 卡箍体和卡箍齿部的应力计算。

1 卡箍体的轴向总应力,按式(15.3.3-1)。

$$S_6 = S_{BC} + S_{TC} = \frac{6Hh_L}{\pi CC_t^2} + \frac{H}{\pi CC_t} \quad (15.3.3-1)$$

2 卡箍齿根的轴向剪切应力,按式(15.3.3-2)。

$$S_7 = \frac{1.5H}{nLT_1} f_1 \quad (15.3.3-2)$$

3 卡箍齿根的弯曲应力,按式(15.3.3-3)。

$$S_8 = \frac{6HC_m}{nLT_1^2} f_1 \quad (15.3.3-3)$$

4 卡箍齿和封头齿接触面上的挤压应力,按式(15.3.3-4)。

$$S_9 = \frac{2H}{n(C_1 - C_2)L_c} f_1 \quad (15.3.3-4)$$

5 卡箍齿和卡箍体相连处的高峰应力,按式(15.3.3-5)。

$$S_{10} = (K_{BC}S_{BC} + K_{TC}S_{TC})f_1 f_2 \quad (15.3.3-5)$$

15.3.4 封头齿部的应力计算。

1 封头齿根的轴向剪切应力,按式(15.3.4-1)。

$$S_{13} = \frac{1.5H}{nL_c h_3} f_1 \quad (15.3.4-1)$$

2 封头齿根的弯曲应力,按式(15.3.4-2)。

$$S_{14} = \frac{3H(\frac{C_1+C_2}{2} - D_0)}{nL_c h_3^2} f_1 \quad (15.3.4-2)$$

3 封头齿根处的高峰应力,按式(15.3.4-3)。

$$S_{15} = K_c S_{14} \quad (15.3.4-3)$$

15.3.5 附加要求。

θ_2 、 θ_1 按式(15.3.5-1)和式(15.3.5-2):

$$\theta_2 = \frac{6Hh'_D}{\pi ET^3 \ln\left(\frac{D_1}{B_0}\right)} \quad (15.3.5-1)$$

$$\theta_1 = \frac{6Hh_L}{\pi ET^3 \ln\left(\frac{D_1}{C_3 + 2C_1}\right)} \quad (15.3.5-2)$$

由 $\theta_2 \leq \frac{\theta_1}{2}$ 可以求得法兰环厚度 T_1 ,要求法兰环厚度 T 除满足本标准第 15.3.6 条的各应力校核条件外,还应满足式(15.3.5-3)的附加要求。

$$T \geq T_1 \left[\frac{2h'_D}{h_L} \cdot \frac{\ln\left(\frac{D_1}{C_3 + 2C_1}\right)}{\ln\left(\frac{D_1}{B_0}\right)} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (15.3.5-3)$$

15.3.6 整体相连齿啮式卡箍连接系统的应力校核条件。

1 法兰的应力校核条件。

法兰各应力应满足以下强度条件:

$$S_1 \leq 1.5[\sigma]^t$$

$$S_4 \leq 0.8[\sigma]^t$$

$$S_5 \leq 2S_a$$

$$S'_5 \leq 2S_a$$

$$S_{11} \leq 0.8[\sigma]^t$$

$$S_{12} \leq 1.0[\sigma]^t$$

注:这里 $[\sigma]^t$ 为法兰材料的许用应力。

2 卡箍体的应力校核条件。

卡箍体各应力应满足以下强度条件:

$$S_6 \leq 1.5[\sigma]^t$$

$$S_7 \leq 0.8[\sigma]^t$$

$$S_8 \leq 1.0[\sigma]^t$$

$$S_9 \leq 1.6[\sigma]^t$$

$$S_{10} \leq 2S_a$$

注:这里 $[\sigma]^t$ 为卡箍材料的许用应力。

3 封头齿部的应力校核条件。

封头齿部应力应满足以下强度条件:

$$S_9 \leq 1.6[\sigma]^t$$

$$S_{13} \leq 0.8[\sigma]^t$$

$$S_{14} \leq 1.0[\sigma]^t$$

$$S_{15} \leq 2S_a$$

注:这里 $[\sigma]^t$ 为封头齿部材料的许用应力。

16 凸缘法兰的设计和计算

16.1 概 述

16.1.1 本章计算方法适用于标准椭圆形封头、标准碟形封头或半球形封头中心的凸缘法兰的设计计算,计算内压不超过 5.0MPa,并且凸缘法兰外直径与封头内直径之比不超过 0.7。

凸缘法兰承受的载荷有内压和附加轴向力。其中附加轴向力系指搅拌器推力、管道推力、附属设备重力等。如果不能确保压力与附加轴向力同时作用,应考虑它们分别作用的危险组合。

16.1.2 本章计算方法不适用于 $|F_v| > F$ 的情况,其中 F_v 、 F 见本标准第 16.2 节的符号说明。

16.2 符 号 说 明

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)

b ——垫片有效密封宽度(mm)

b_o ——垫片基本密封宽度(mm)(见《钢制压力容器》GB 150)

C_h ——法兰截面形心径向位置(mm)(见本标准图 16.6.1)

C_v ——法兰截面形心轴向位置(mm)(见本标准图 16.6.1)

D_b ——螺栓中心圆直径(mm)

D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径(mm)

D_{gi} ——垫片接触面内直径(mm)(见《钢制压力容器》GB 150)

D_{go} ——垫片接触面外直径(mm)(见《钢制压力容器》GB 150)

D_i ——法兰内直径(mm)

D_{is} ——封头内直径(mm)

D_o ——法兰外直径(mm)

d_b ——螺栓孔螺纹外直径(mm)

d_{bi} ——螺栓螺纹根径(mm)

F ——平衡内压作用在螺栓上的轴向力(N)

F_a ——预紧状态下需要的最小垫片压紧力(N)

F_b ——操作状态下螺栓力(N), $F_b = F + F_p + F_v$, 式中当 $F_v < 0$ 时取 $F_v = 0$

F_G ——垫片压紧力(N), $F_G = F_p - F_v$, 式中当 $F_v > 0$ 时取 $F_v = 0$

F_{nh} ——封头作用于法兰的径向力(N), $F_{nh} = \min\left\{\frac{\pi D_o^2 p_c \cos \alpha}{4 \sin \alpha}, 1.5 D_o \delta_c [\sigma]_t \cos \alpha\right\}$

F_{nv} ——封头作用于法兰的轴向力(N), $F_{nv} = \frac{\pi}{4} D_o^2 p_c$

F_p ——操作状态下需要的最小垫片压紧力(N)

F_{ph} ——内压作用在法兰上的径向力(N), $F_{ph} = \pi D_i \delta_{fe} p_c$

F_{pv} ——内压作用在法兰上的轴向力(N), $F_{pv} = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_G^2) p_c$

F_v ——附加轴向力(N)(拉力为正, 附加在螺栓上; 压向法兰为负, 附加在垫片上)

h_b ——螺栓孔深度(mm)

K ——法兰外径与内径的比值

L_b ——操作状态下螺栓力的力臂(mm), $L_b = \frac{D_b - D_i}{2} - C_h$

L_G ——垫片压紧力的力臂(mm), $L_G = C_h - \frac{D_G - D_i}{2}$

L_{nh} ——封头作用于法兰的径向力的力臂(mm), $L_{nh} = \delta_{fe} - C_v - \frac{\delta_e}{2 \cos \alpha}$

L_{nv} ——封头作用于法兰的轴向力的力臂(mm), $L_{nv} = \frac{D_o - D_i}{2} - C_h$

L_{ph} ——内压作用在法兰上的径向力的力臂(mm), $L_{ph} = C_v - \frac{\delta_{fe}}{2}$

L_{pv} ——内压作用在法兰上的轴向力的力臂(mm), $L_{pv} = \frac{D_o + D_G - 2D_i}{4} - C_h$

M_a ——预紧状态下法兰力矩(N·mm)

M_b ——螺栓力引起的法兰力矩(N·mm)

M_G ——垫片压紧力引起的法兰力矩(N·mm)

M_n ——封头作用力引起的法兰力矩(N·mm)

M_p ——操作状态下法兰力矩(N·mm)

M_{pc} ——作用于法兰表面的内压力引起的法兰力矩(N·mm)

m ——垫片系数(见《钢制压力容器》GB 150)

N ——垫片接触面宽度(mm)(见《钢制压力容器》GB 150)

n ——螺栓数量

p_c ——计算压力(MPa)

Y ——与 K 有关的系数;

y ——垫片比压(MPa)(见《钢制压力容器》GB 150)

α ——封头与法兰连接处封头切线与法兰面的夹角(°)

δ_e ——封头有效厚度(mm)

δ_{fe} ——法兰有效厚度(mm)

ϕ ——法兰与封头连接焊缝焊接接头系数

π ——3.1415926……

σ_1 ——预紧状态下法兰环向弯曲应力(MPa)

σ_2 ——操作状态下法兰环向弯曲应力(MPa)

σ_3 ——操作状态下法兰环向薄膜加弯曲应力(MPa)

σ_4 ——操作状态下法兰与封头连接处剪应力(MPa)

$[\sigma]_b$ ——螺栓材料常温下许用应力(MPa)(见《钢制压力容器》GB 150)

$[\sigma]_b^t$ ——螺栓材料设计温度下许用应力(MPa)(见《钢制压力容器》GB 150)

$[\sigma]_f$ ——法兰材料常温下许用应力(MPa)(见《钢制压力容器》GB 150)

$[\sigma]_f^t$ ——法兰材料设计温度下许用应力(MPa)(见《钢制压力容器》GB 150)

$[\sigma]_h^t$ ——封头材料设计温度下许用应力(MPa)(见《钢制压力容器》GB 150)

16.3 垫片设计

16.3.1 按《钢制压力容器》GB 150 第9章确定 m 、 y 、 N 、 b_0 。

16.3.2 垫片有效密封宽度和垫片压紧力作用中心圆直径。

当 $b_0 \leq 6.4\text{mm}$ 时,按式(16.3.2-1):

$$\begin{aligned} b &= b_0 \\ D_G &= 0.5(D_{g0} + D_{gi}) \end{aligned} \quad (16.3.2-1)$$

当 $b_0 > 6.4\text{mm}$ 时,按式(16.3.2-2):

$$\begin{aligned} b &= 2.53 \sqrt{b_0} \\ D_G &= D_{g0} - 2b \end{aligned} \quad (16.3.2-2)$$

16.3.3 预紧状态下需要的最小垫片压紧力[按式(16.3.3)]。

$$F_a = \pi D_G b y \quad (16.3.3)$$

16.3.4 操作状态下需要的最小垫片压紧力[按式(16.3.4)]。

$$F_p = 2\pi D_G b m p_c \quad (16.3.4)$$

16.3.5 预紧螺栓时,垫片可能因压紧过度而失效。因此垫片应有足够的宽度。

16.4 螺栓设计

16.4.1 平衡内压作用在螺栓上的轴向力[按式(16.4.1)]。

$$F = \frac{\pi}{4} D_G^2 p_c \quad (16.4.1)$$

16.4.2 需要的最小螺栓总截面积[按式(16.4.2)]。

$$A_m = \max\left\{\frac{F_a}{[\sigma]_b}, \frac{F_b}{[\sigma]_f}\right\} \quad (16.4.2)$$

16.4.3 实际螺栓总截面积及校核条件[按式(16.4.3-1)、式(16.4.3-2)]。

$$A_b = \frac{\pi}{4} n d_{bi}^2 \quad (16.4.3-1)$$

$$A_b \geq A_m \quad (16.4.3-2)$$

16.5 预紧状态下法兰力矩

16.5.1 预紧状态下法兰力矩按式(16.5.1)计算:

$$M_a = 0.25(A_m + A_b)[\sigma]_b(D_b - D_G) \quad (16.5.1)$$

16.6 操作状态下法兰力矩

16.6.1 法兰截面见图 16.6.1。

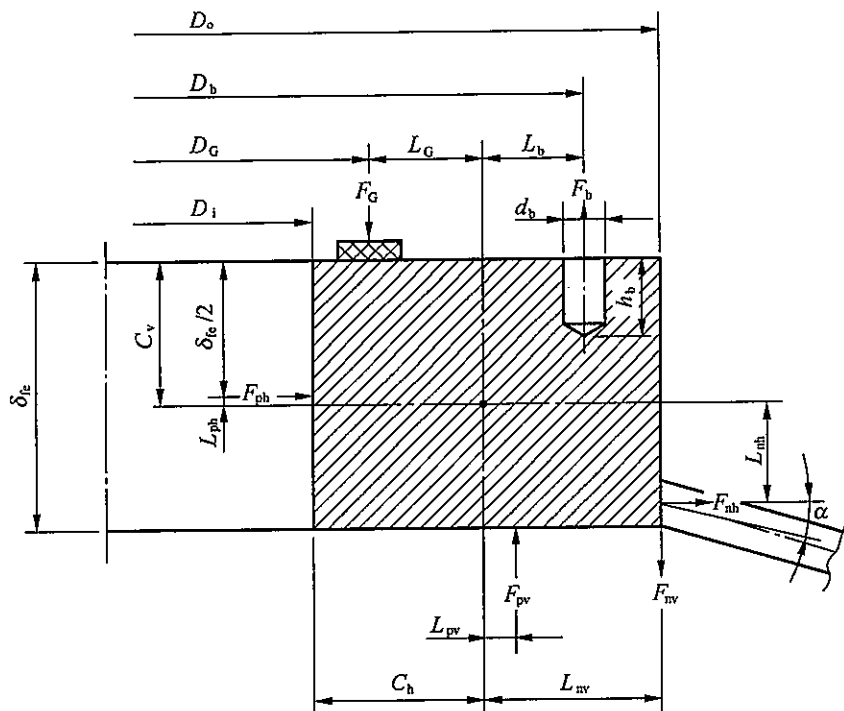


图 16.6.1 法兰截面

16.6.2 几何计算[按式(16.6.2-1)和式(16.6.2-2)]。

$$C_h = \frac{0.125\delta_{fe}(D_o - D_i)^2 - 0.5(D_b - D_i)d_b h_b}{0.5\delta_{fe}(D_o - D_i) - d_b h_b} \quad (16.6.2-1)$$

$$C_v = \frac{0.25\delta_{fe}^2(D_o - D_i) - 0.5d_b h_b^2}{0.5\delta_{fe}(D_o - D_i) - d_b h_b} \quad (16.6.2-2)$$

对于标准椭圆形封头[按式(16.6.2-3)]：

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{D_o}{2 \sqrt{D_{is}^2 - D_o^2}} \quad (16.6.2-3)$$

对于球形封头[按式(16.6.2-4)]：

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{D_o}{D_{is}} \quad (16.6.2-4)$$

注：对于碟形封头，\$\alpha\$ 可按球形封头计算，其中 \$D_{is}\$ 为碟形封头球面部分内半径的 2 倍。

16.6.3 法兰力矩[按式(16.6.3-1)~式(16.6.3-4)]。

$$M_G = F_G L_G \quad (16.6.3-1)$$

$$M_b = F_b L_b \quad (16.6.3-2)$$

$$M_{pc} = F_{pv} L_{pv} - F_{ph} L_{ph} \quad (16.6.3-3)$$

$$M_n = F_{nh} L_{nh} - F_{nv} L_{nv} \quad (16.6.3-4)$$

16.6.4 合力矩[按式(16.6.4)]。

$$M_p = | M_G + M_b + M_{pc} + M_n | \quad (16.6.4)$$

16.7 法兰应力

16.7.1 法兰形状系数,按式(16.7.1-1)和式(16.7.1-2)。

$$K = \frac{D_o}{D_i} \quad (16.7.1-1)$$

$$Y = \frac{1}{K-1} (0.66845 + 5.71690 \frac{K^2 \log K}{K^2 - 1}) \quad (16.7.1-2)$$

16.7.2 预紧状态下法兰环向弯曲应力及校核条件,按式(16.7.2-1)和式(16.7.2-2)。

$$\sigma_1 = \frac{YM_n}{(\delta_{fe} - \frac{2d_b h_b}{D_o - D_i})^2 D_i} \quad (16.7.2-1)$$

$$\sigma_1 \leq [\sigma]_t \quad (16.7.2-2)$$

16.7.3 操作状态下法兰环向弯曲应力及校核条件,按式(16.7.3-1)和式(16.7.3-2)。

$$\sigma_2 = \frac{YM_p}{(\delta_{fe} - \frac{2d_b h_b}{D_o - D_i})^2 D_i} \quad (16.7.3-1)$$

$$\sigma_2 \leq [\sigma]_i \quad (16.7.3-2)$$

16.7.4 操作状态下法兰环向薄膜加弯曲应力及校核条件,按式(16.7.4-1)和式(16.7.4-2)。

$$\sigma_3 = \frac{D_i \delta_{fe} p_c + F_{nh}}{(D_o - D_i) \delta_{fe} - 2d_b h_b} + \sigma_2 \quad (16.7.4-1)$$

$$\sigma_3 \leq 1.5[\sigma]_i \quad (16.7.4-2)$$

16.7.5 操作状态下法兰与封头连接处剪应力及校核条件($F_v = 0$ 时不必计算和校核),按式(16.7.5-1)和式(16.7.5-2):

$$\sigma_4 = \frac{|\frac{\pi}{4} D_o^2 p_c + F_v|}{\pi D_o \delta_e} \quad (16.7.5-1)$$

$$\sigma_4 \leq 0.6 \min\{[\sigma]_t, [\sigma]_n\} \phi \quad (16.7.5-2)$$

17 透镜垫密封的高压螺纹法兰的设计和计算

17.1 概 述

17.1.1 本章规定了透镜垫密封的高压圆形螺纹法兰、法兰盖、透镜垫及其紧固件的设计和计算。见图 17.1.1。

17.1.2 本章透镜垫、螺纹法兰、法兰盖及紧固件等适用于当设计压力不大于 26MPa, 公称直径不大于 600mm; 当设计压力不大于 42MPa, 公称直径不大于 300mm 的高压管道及高压容器的密封中, 最高工作温度按碳钢、低合金钢、合金钢、高合金钢的钢材允许使用温度。

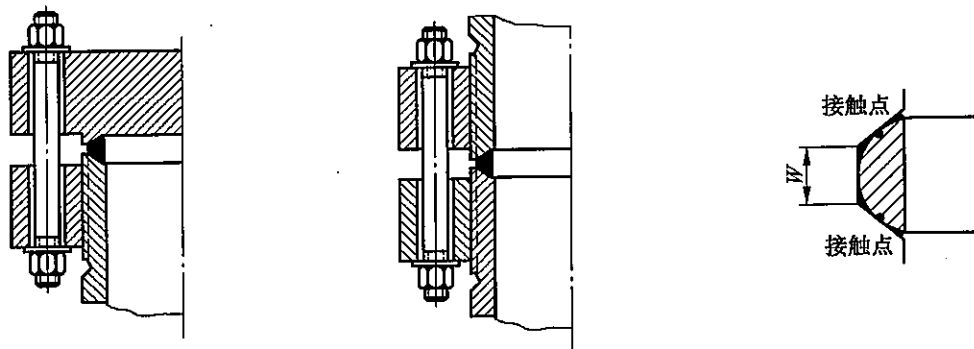


图 17.1.1 透镜垫密封结构

17.1.3 透镜垫属于强制密封, 透镜垫的两侧均为球面, 与透镜垫相接触的端面(或管道、管接头)为一锥面, 它与透镜垫之间为线接触, 锥面与孔轴线方向成 70° (见本标准图 17.3.1 中 $\beta=20^\circ$) 倾角, 锥面和透镜垫表面粗糙度要求达 $0.8\mu\text{m}$, 法兰内侧及管子或管接头外侧均加工成螺纹。

螺纹法兰连接件设计应包括:

- 透镜垫材料及尺寸的确定;
- 螺栓材料、规格及数量的确定;
- 螺纹法兰材料、结构及尺寸的确定;
- 法兰及紧固件的应力校核。设计中所有尺寸均不包括腐蚀裕量。

17.1.4 螺纹法兰、透镜垫、法兰盖应采用锻件加工制成, 材料应符合《钢制压力容器》GB 150 中第 4 章及《承压设备用碳素钢和合金钢锻件》NB/T 47008、《低温承压设备用低合金钢锻件》NB/T 47009、《承压设备用不锈钢和耐热钢锻件》NB/T 47010 的要求。

17.2 符号说明

A_b ——实际使用的螺栓总面积(mm^2), 以螺纹小直径计算或以无螺纹部分的最小直径计算, 取小者

A_p ——操作状态下需要的最小螺栓总截面积(mm^2),以螺栓小直径计算或以无螺纹部分的最小直径计算,取小者
 D_b ——螺纹法兰盘螺栓孔中心圆直径(mm)
 D_o ——螺纹法兰盘外径(mm)
 D_i ——螺纹法兰盘螺纹的平均直径(mm)
 d_b ——螺栓孔直径(mm)
 d_i ——透镜垫的内直径(mm)
 d_k ——透镜垫的接触圆直径(mm)
 d_o ——透镜垫的外直径(mm)
 d_1 ——螺纹的内直径(mm)
 d_2 ——螺纹的外直径(mm)
 E ——在设计温度下透镜垫材料的弹性模量(MPa)(见《钢制压力容器》GB 150 附录)
 k ——螺纹断面形状系数(公制螺纹 $k=0.81$;管螺纹 $k=0.88$)
 l ——螺纹的工作长度(mm), $l=Z \cdot S$
 p ——设计压力(MPa)
 R ——透镜垫表面球形半径(mm)
 S ——螺距(mm)
 W ——透镜垫接触点间宽度(mm),按本标准图 17.1.1 所示尺寸确定
 W_{\min} ——最小透镜垫接触点间宽度(mm)
 W_p ——操作状态下需要的最小螺栓载荷(N)
 Z ——螺纹高度上的螺旋圈数
 α ——圆锥形面的母线与其中心线间的夹角,等于 70°
 β ——余角,等于 $90^\circ - \alpha = 20^\circ$
 δ_i ——螺纹法兰盘厚度(mm)
 δ_1 ——透镜垫内侧厚度(mm)
 δ_2 ——透镜垫外侧厚度(mm),一般可取 $5 \sim 10 \text{mm}$
 ρ ——摩擦角,等于 $8^\circ 30'$
 σ ——螺纹法兰直径断面的弯曲应力(MPa)
 σ_e ——螺纹挤压应力(MPa)
 σ_u ——螺纹弯曲应力(MPa)
 $[\sigma]_b$ 、 $[\sigma]_t$ ——常温下和设计温度下螺栓材料的许用应力(MPa)(按《钢制压力容器》GB 150 取)
 $[\sigma]_f$ ——设计温度下法兰材料的许用应力(MPa)(按《钢制压力容器》GB 150 取)
 $[\sigma]_p$ ——设计温度下管道或管接头材料的许用应力(MPa)(按《钢制压力容器》GB 150 取)
 $[\sigma]_s$ ——设计温度下螺纹材料的许用应力(MPa),取 $[\sigma]_f$ 或 $[\sigma]_p$ 二者小值
 σ_s ——常温下透镜垫材料的屈服强度(MPa)
 $[\tau]^t$ ——设计温度下螺纹部分材料许用剪切应力(MPa),对钢, $[\tau]^t = 50 \text{MPa}$

17.3 透镜垫几何尺寸的设计

17.3.1 图 17.3.1 所示的透镜垫几何尺寸可按以下要求决定。

为了防止透镜垫在上紧时压坏,自 a 至 b 的垫圈截面积必须等于或大于法兰的螺栓总截面积。

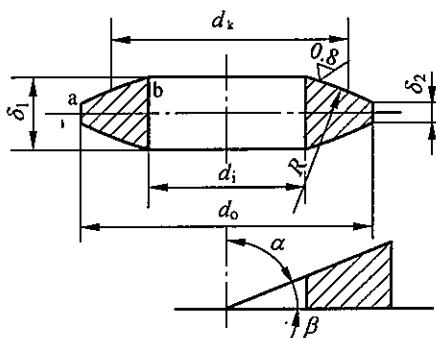


图 17.3.1 透镜垫

17.3.2 垫圈的外径按式(17.3.2)计算。

$$d_o = \left[\frac{4}{\pi} A_b + d_i^2 \right]^{0.5} \quad (17.3.2)$$

17.3.3 垫圈面的球面半径按式(17.3.3)计算。

$$R = \frac{d_k}{2 \cdot \sin \beta} \quad (17.3.3)$$

17.3.4 透镜垫的接触圆直径按式(17.3.4)计算。

$$d_k = d_i + \frac{1}{3} (d_o - d_i) \quad (17.3.4)$$

17.3.5 透镜垫内侧厚度按式(17.3.5)计算:

$$\delta_1 = \delta_2 + 2 \left[\sqrt{R^2 - \left(\frac{d_i}{2} \right)^2} - \sqrt{R^2 - \left(\frac{d_o}{2} \right)^2} \right] \quad (17.3.5)$$

17.4 螺栓设计载荷

17.4.1 操作状态下需要的最小载荷按式(17.4.1)计算:

$$W_p = p \frac{\pi d_k^2}{4} + \frac{315431 p^{-0.0404} d_k^2 \sin(\alpha + \rho)}{0.112 E' \cos \rho \cdot \sin \beta} \quad (17.4.1)$$

17.5 螺栓面积

17.5.1 操作状态下需要的最小螺栓总截面积按式(17.5.1)计算:

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b} \quad (17.5.1)$$

实际使用的螺栓总面积 A_b 应不少于需要的螺栓总截面积 A_p 。

17.6 螺纹法兰计算

17.6.1 螺纹法兰直径断面的弯曲应力按式(17.6.1)计算。

$$\sigma = \frac{3W_p(D_b - D_i)}{\pi(D_o - D_i - 2d_b)\delta_i^3} \quad (17.6.1)$$

17.6.2 螺纹弯曲应力计算按式(17.6.2)验算。

$$\sigma_u = k \frac{W_p}{\pi D_i Z S} \quad (17.6.2)$$

17.6.3 螺纹部分剪切应力按式(17.6.3)验算。

$$\tau = k \frac{W_p}{\pi D_i Z S} \quad (17.6.3)$$

17.6.4 螺纹挤压应力按式(17.6.4)验算。

$$\sigma_e = \frac{4W_p}{\pi(d_1^2 - d_2^2)Z} \quad (17.6.4)$$

17.7 应力校核

17.7.1 法兰弯曲应力,按式(17.7.1)。

$$\sigma \leq [\sigma]_t \quad (17.7.1)$$

17.7.2 螺纹弯曲应力,按式(17.7.2)。

$$\sigma_u \leq [\sigma]_t \quad (17.7.2)$$

17.7.3 螺纹剪切应力,按式(17.7.3)。

$$\tau \leq [\tau]_t \quad (17.7.3)$$

17.7.4 螺纹挤压应力,按式(17.7.4)。

$$\sigma_e \leq [\sigma]_t \quad (17.7.4)$$

17.8 垫圈宽度的校核

17.8.1 垫圈在预紧状态下受到最大螺栓载荷的作用时,可能因为压紧过度而失去密封性能,为此垫圈须有足够的宽度 W_{\min} ,其值按式(17.8.1)校核:

$$W_{\min} = \frac{1.5A_b[\sigma]_b}{3\pi d_k \sigma_s} \leq W \quad (17.8.1)$$

17.9 法兰盖的计算

17.9.1 对于本标准图 17.1.1 所示的透镜垫密封法兰盖的计算可按《钢制压力容器》GB 150 有关圆形法兰平盖的公式进行。

18 多鞍座卧式容器的设计和计算

18.1 概 述

18.1.1 鞍式支座支承的卧式容器(图 18.1.1-1)当其长度较长时,为避免支座跨距过大,导致筒体产生过度变形及较大应力,宜采用三个或三个以上鞍座支承。本标准给出了三个或多个鞍座等间距对称布置的卧式容器(图 18.1.1-2)以及两个或多个任意位置布置的鞍式支座支承的卧式容器(图 18.1.1-3)的设计和计算。

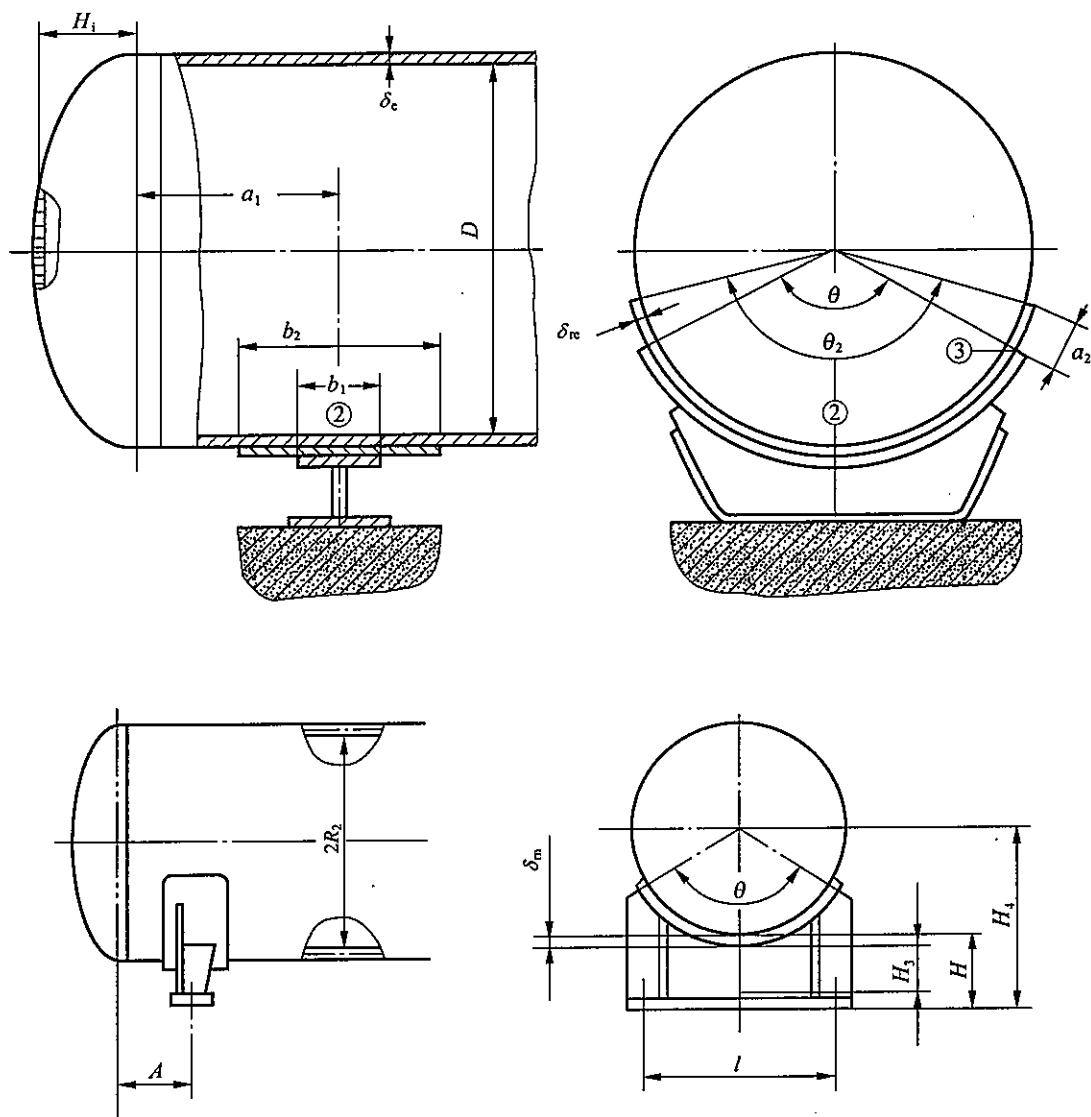


图 18.1.1-1 鞍式支座支承的卧式容器

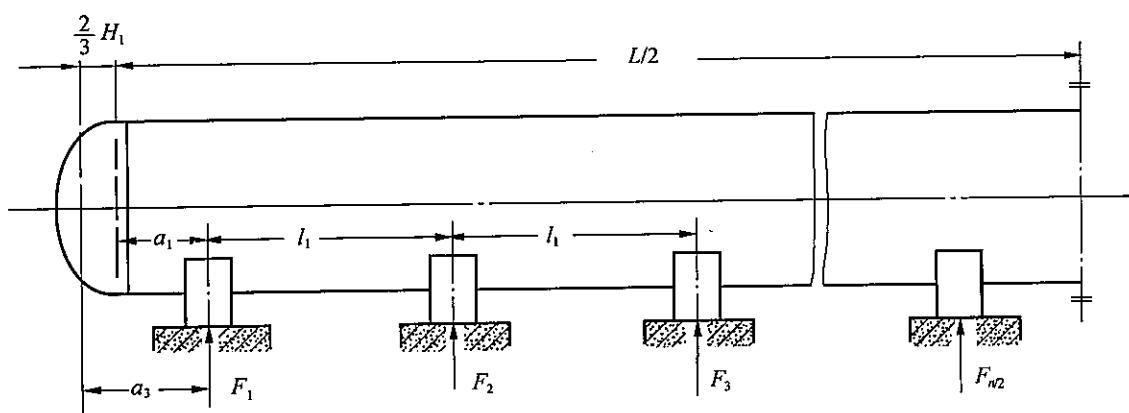


图 18.1.1-2 对称布置的三鞍座或多鞍座支承卧式容器

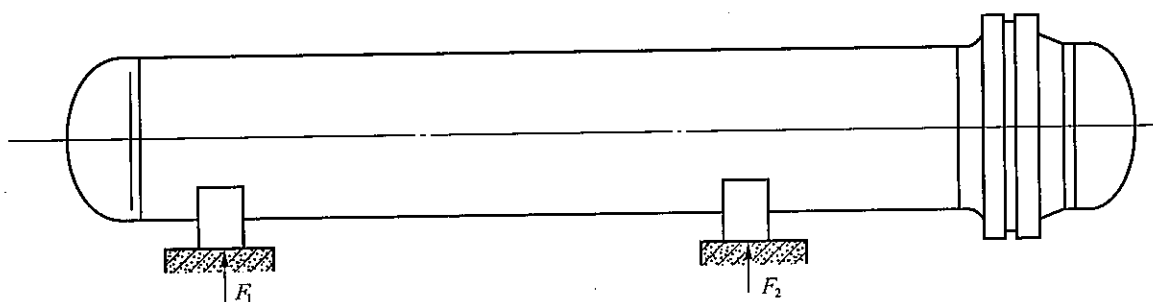


图 18.1.1-3 两个或多个任意位置支承的卧式容器

18.1.2 适用范围如下。

1 $0.001 \leq \delta_n/D_i \leq 0.05, 60^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ 。

2 圆筒在鞍座处有加强板时: $\delta_n \geq \delta_n, a_2 \geq 0.1D_i$ 。

3 鞍座仅承受垂直载荷。

4 鞍座与筒体的连接推荐采用焊接,当不能焊接时,必须采取适当措施保证容器各鞍座受力均匀。

5 为了减少由于筒体热膨胀而产生附加载荷,只有一个鞍座固定在基础上,其余鞍座均可沿轴向移动。

6 鞍座到任意方向局部载荷作用位置的距离不小于 $\sqrt{D_i \delta_n}$ 。

7 鞍座的支承方式为 A 型和 B 型,见本标准图 18.1.1-2 和图 18.1.1-3。

18.1.3 本章不适用于要求进行疲劳分析的鞍座支承的卧式容器的设计和计算。

18.2 符号说明

a_1 ——最外端鞍座底板中心线到近端封头切线的距离(mm)

a_2 ——鞍座边缘到加强板边缘的距离(mm)

a_3 ——当量悬臂长度(mm), $a_3 = a_1 + 2H_i/3$

b_1 ——鞍座垫板轴向宽度(mm)

b_2 ——加强板轴向宽度(mm)

D_i ——筒体内直径(mm)
 D ——筒体中径(mm), $D = D_i + \delta_n$
 E ——设计温度下材料弹性模量(MPa)
 F_{eq} ——卧式容器当量总体轴向力(N)
 F_i ——第 i 个支座反力(N)
 $[F]$ ——许用总体压缩力(N)
 H_i ——封头曲面深度(mm)
 $K_{1\sim 12}$ ——系数; $K_{3\sim 9}$ 查本标准图 18.5.4-1~图 18.5.4-4, $K_{11\sim 12}$ 查本标准图 18.5.4-5 和图 18.5.4-6
 L ——筒体长度(两封头切线间距离)(mm)
 l ——检查形状偏差的模板长度(mm)
 l_i ——两相邻鞍座底板中心线间的距离(mm)
 M_0 ——梁端部截面弯矩(N·mm)
 M_i ——第 i 个鞍座处筒体截面所受总体弯矩(N·mm)
 M_{ij} ——第 i, j 个鞍座之间筒体所受最大弯矩(N·mm)
 $[M]$ ——最大许用弯矩(N·mm)
 n ——鞍座个数
 p_c ——计算压力(MPa)
 $[p]$ ——许用外压力(MPa)。由《钢制压力容器》GB 150 第 6 章确定
 Q_i ——第 i 个鞍座处筒体截面所受总体剪力(N)
 $[Q]$ ——许用剪力(N)
 q ——设备单位长度所受载荷(N/mm)
 R ——筒体平均半径(mm), $R = (D_i + \delta_n)/2$
 $R_{eL}^t (R_{p0.2}^t)$ ——设计温度下圆筒材料的屈服强度或 0.2% 规定非比例延伸强度(MPa)
 $R_{eL,s}^t (R_{p0.2,s}^t)$ ——设计温度下加强板材料的屈服强度或 0.2% 规定非比例延伸强度(MPa)
 W ——容器的总质量(包括内部介质, 所有附属装置及保温层等)(N)
 W_F ——内部介质的总质量(N)
 w ——形状偏差(mm)
 δ_n ——筒体名义厚度(mm)
 δ ——筒体计算厚度(mm)
 δ_e ——筒体有效厚度(mm), 有效厚度 = 名义厚度 - 腐蚀裕量 - 厚度负偏差
 δ_{re} ——加强板厚度(mm)
 δ_{ec} ——组合有效厚度(mm)
 θ ——鞍座的包角($^\circ$)
 θ_2 ——加强板的包角($^\circ$)
 $[\sigma]$ ——筒体材料许用应力(MPa)。在正常操作条件下为设计温度下材料的许用应力, 见《钢制压力容器》GB 150 的 3.6; 对于非奥氏体材料, 试验工况下材料许用应力为试验温度下

材料 0.9 倍的屈服强度;对于奥氏体材料试验工况名义设计应力取试验温度下材料 0.9 倍的 0.2% 屈服强度

$[\sigma]_{cr}$ ——容器材料许用临界压应力(MPa)

$[\sigma]_r$ ——加强板材料许用应力(MPa)

$[\sigma]_{max}$ ——最大许用轴向应力(MPa)

σ_e ——材料名义弹性极限(MPa)。

对于材料为非奥氏体不锈钢圆筒, $\sigma_e = R_{eL}$

对于材料为奥氏体不锈钢圆筒, $\sigma_e = R_{eL}/1.25$

ϕ ——焊接接头系数

18.3 力、弯矩和剪力的计算

18.3.1 计算模型。

计算模型见图 18.3.1。

将卧式容器视为承受均布载荷的多支点的等截面外伸梁,鞍座不承受其他任何附加弯矩。将封头折算成和容器直径相同的长度为 $2H_i/3$ 的当量圆筒。

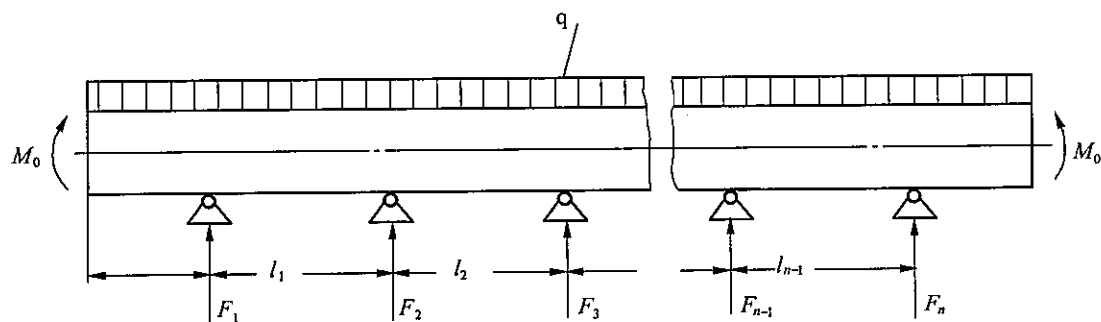


图 18.3.1 计算模型

单位长度上的均布载荷,按式(18.3.1-1)]:

$$q = \frac{W}{L + \frac{4}{3}H_i} \quad (18.3.1-1)$$

连续梁端部弯矩,按式(18.3.1-2)]:

$$M_0 = q \frac{W_F D_i^2}{W} / 16 \quad (18.3.1-2)$$

18.3.2 支座反力计算。

支座的反力可通过力的平衡方程得到,对于三个或多个支座,应采取措施保证各支座承受的载荷相同。对于两个或多个位置对称的鞍式支座支承的卧式容器,鞍座处的垂直力按式(18.3.2)计算:

$$F_i = \frac{W}{n} \quad (18.3.2)$$

18.4 筒体各截面弯矩和剪力的计算

18.4.1 分别计算各鞍座处的筒体承受的弯矩(M_i)及两个连续鞍座之间筒体承受的弯矩(M_{ij}),强度计算时取 M_{ij} 中的最大值。计算各鞍座处筒体承受的剪力 Q_i 。

18.4.2 支承类型 A。

支承类型 A 为对称布置的三鞍座或多鞍座支承卧式容器,如本标准图 18.1.1-2 所示。

位于最外端支座平面上的圆筒所受弯矩,按式(18.4.2-1)]:

$$M_i = \max(qa_3^2/2 - M_0, ql_1^2/8) \quad (18.4.2-1)$$

位于其他支座平面上的圆筒所受弯矩,按式(18.4.2-2)]:

$$M_i = ql_1^2/8 \quad (18.4.2-2)$$

鞍座平面上的圆筒剪力,按式(18.4.2-3)]:

$$Q_i = 0.5F_i \quad (18.4.2-3)$$

不需计算支座之间的弯矩。

18.4.3 支承类型 B。

支承类型 B 为两个或多个任意位置支承的卧式容器,如本标准图 18.1.1-3 所示。

根据梁的理论分别计算各鞍座处及两个连续鞍座之间跨中截面筒体承受的 M_i 、 Q_i 和 M_{ij} , Q_i 为分别计算左右两最外端鞍座处的筒体承受的剪力,取两者之间的较大值。支座的反力 F_i 可通过静不定结构力学方程求得。

18.5 鞍座之间壳体承受的载荷极限

18.5.1 当鞍座之间圆筒中间截面承受的弯矩绝对值大于鞍座平面上圆筒的弯矩绝对值时,应计算鞍座之间圆筒的载荷极限。

18.5.2 内压或零压力下的容器强度校核。

1 强度计算,按式(18.5.2-1)。

$$\frac{p_c D_i}{4\delta_c} + \frac{4 |M_{ij}| K_{12}}{\pi D_i^2 \delta_c} \leq [\sigma]_{\max} \quad (18.5.2-1)$$

当计算区域无环焊缝时, $[\sigma]_{\max} = [\sigma]$;

当计算区域有环焊缝时, $[\sigma]_{\max} = \phi[\sigma]$;

系数 K_{12} 按式(18.5.2-2):

$$K_{12} = \max(m, 1.0); \quad (18.5.2-2)$$

其中 m 按式(18.5.2-3):

$$\begin{aligned} m = & 1.6 - 0.20924(x-1) + 0.028702x(x-1) + 0.4795 \times 10^{-3}y(x-1) - \\ & 0.2391 \times 10^{-6}xy(x-1) - 0.29936 \times 10^{-2}(x-1)x^2 - 0.85692 \times 10^{-6}(x-1)y^2 + \\ & 0.88174 \times 10^{-6}x^2(x-1)y - 0.75955 \times 10^{-8}y^2(x-1)x + \\ & 0.82748 \times 10^{-4}(x-1)x^3 + 0.48168 \times 10^{-9}(x-1)y^3 \end{aligned} \quad (18.5.2-3)$$

其中 $x=L/D_i$, $y=D_i/\delta_c$; 或 K_{12} 查本标准图 18.5.4-6 得到。

2 稳定性校核(当 $p_c=0$ 时),按式(18.5.2-4)。

$$|M_y|/[M] \leq 1.0 \quad (18.5.2-4)$$

18.5.3 外压作用下容器稳定性校核。

外压作用下容器稳定性校核按式(18.5.3):

$$|p_c|/[p] + |M_y|/[M] \leq 1.0 \quad (18.5.3)$$

其中 $[p]$ ——许用外压力(MPa),依据《钢制压力容器》GB 150 第 6 章确定;

$[M]$ ——许用总体弯矩(N·m),由本标准式(18.5.4-18)确定。

18.5.4 鞍座处的圆筒载荷极限的确定(不带加强板)。

在零压力 and 设计压力工况下,分别对圆筒的位置 2(鞍座环截面最低点处轴向)和位置 3(鞍座垫板边缘处圆筒周向)载荷极限进行校核。位置 2,3 见本标准图 18.1.1-1 所示。如果鞍座对称布置则仅需校核最外端的一个鞍座平面的圆筒载荷极限,对于位置非对称的鞍座支承则应分别校核最外端的两个鞍座平面的圆筒载荷极限。

计算步骤如下:

1 确定参数 γ 和 β ,按式(18.5.4-1)和式(18.5.4-2)。

$$\gamma = 2.83(a_1/D_i) \sqrt{\delta_c/D_i} \quad (18.5.4-1)$$

$$\beta = 0.91b_1/\sqrt{D_i\delta_c} \quad (18.5.4-2)$$

2 计算系数 $K_3 \sim K_{10}$,按式(18.5.4-3)~式(18.5.4-10)。

$$K_3 = \max(2.718282^{-\beta} \sin \beta / \beta, 0.25) \quad (18.5.4-3)$$

$$K_4 = (1 - 2.718282^{-\beta} \cos \beta) / \beta \quad (18.5.4-4)$$

$$K_5 = \frac{1.15 - 0.0025\theta}{\sin(0.5\theta)} \quad (18.5.4-5)$$

$$K_6 = \frac{\max(1.7 - 0.011667\theta, 0)}{\sin(0.5\theta)} \quad (18.5.4-6)$$

$$K_7 = \frac{1.45 - 0.007505\theta}{\sin(0.5\theta)} \quad (18.5.4-7)$$

$$K_8 = \min\left(1.0, \frac{0.8\sqrt{\gamma} + 6\gamma}{0.017453\theta}\right) \quad (18.5.4-8)$$

$$K_9 = 1 - \frac{0.65}{1 + (6\gamma)^2} \sqrt{\frac{60}{\theta}} \quad (18.5.4-9)$$

$$K_{10} = \frac{1}{1 + 0.010472 \sqrt{\frac{D_i}{\delta_c}} \frac{b_1}{D_i} \theta} \quad (18.5.4-10)$$

其中 $K_3 \sim K_9, K_{11} \sim K_{12}$ 可分别查图 18.5.4-1~图 18.5.4-6。

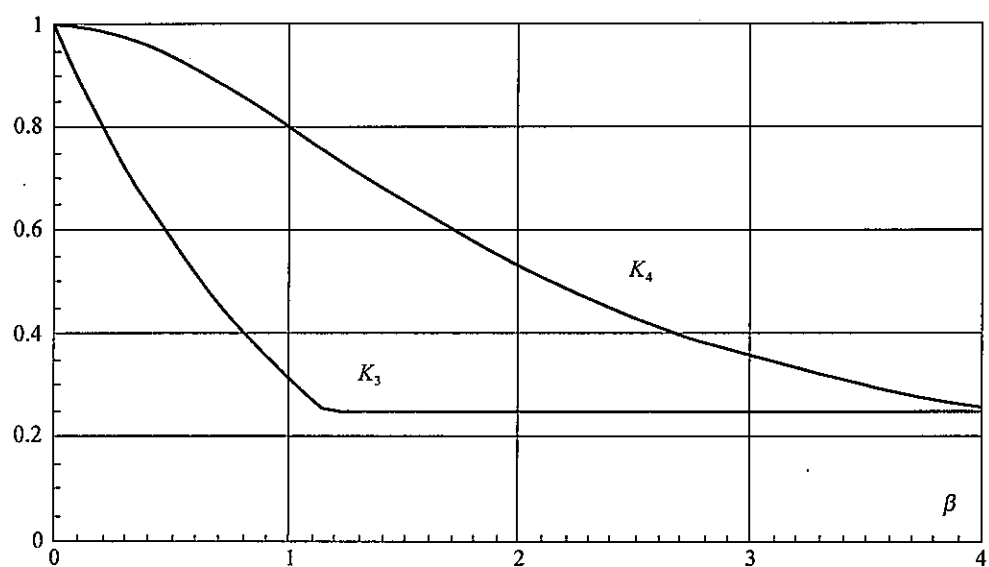


图 18.5.4-1 系数 K_3 和 K_4

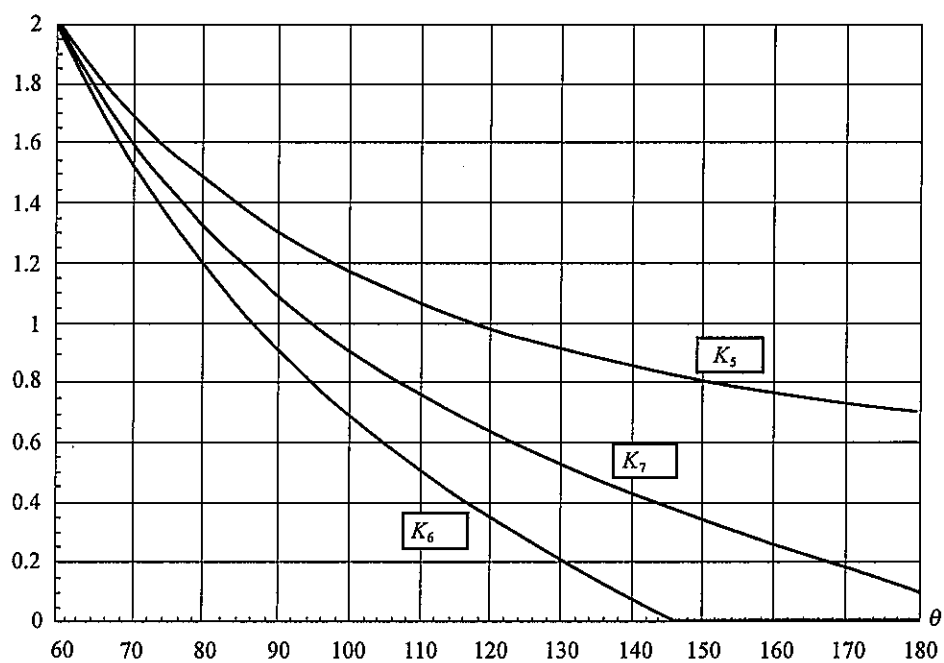


图 18.5.4-2 系数 K_5 , K_6 和 K_7

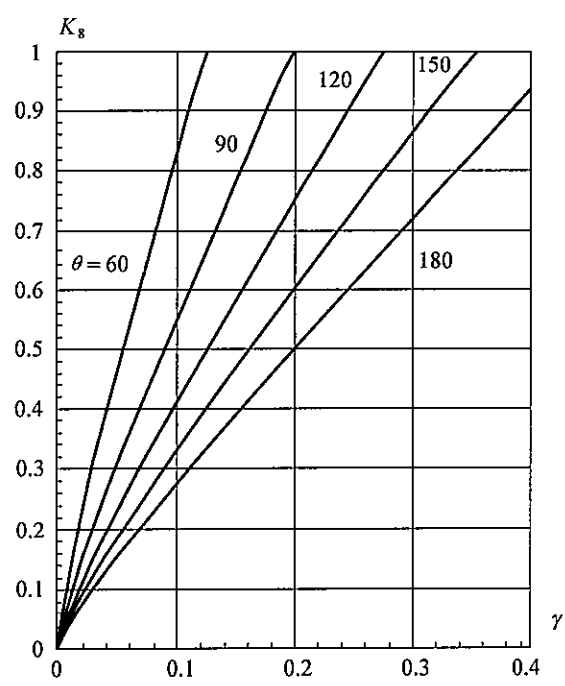


图 18.5.4-3 系数 K_8

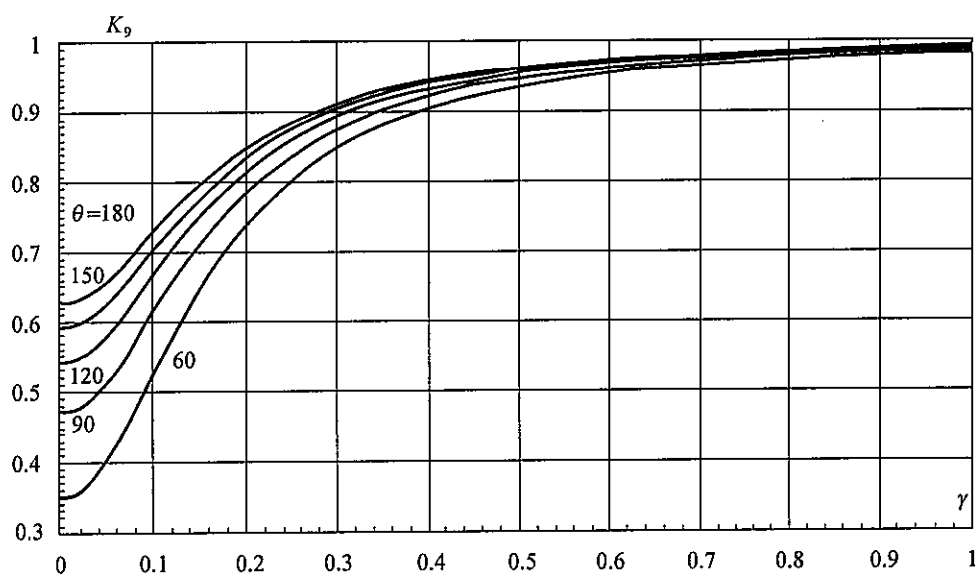


图 18.5.4-4 系数 K_9

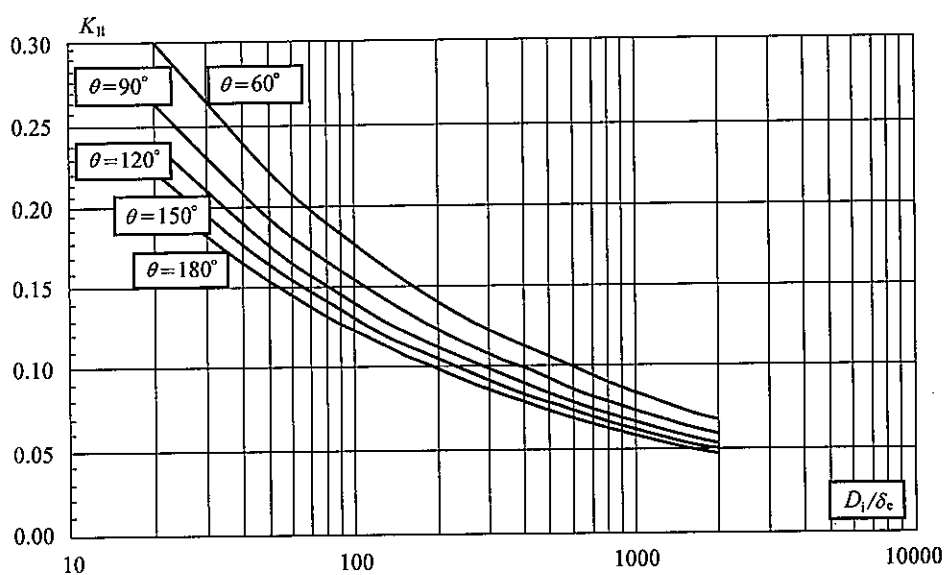


图 18.5.4-5 系数 K_{11}

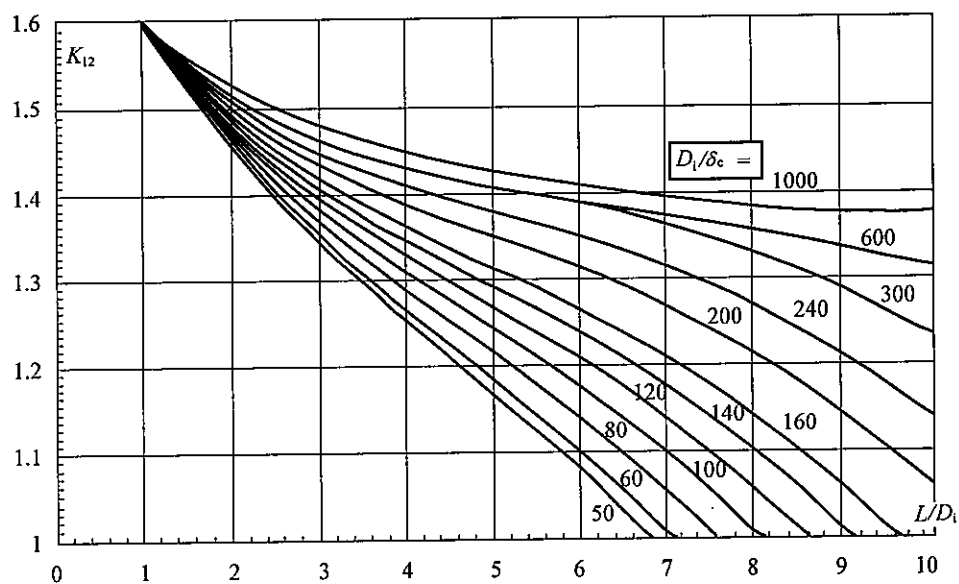


图 18.5.4-6 系数 K_{12}

- 3 计算位置 2 和 3 处的比例 v_1 (见表 18.5.4)。
- 4 计算在设计压力和零压力两种工况下位置 2 和 3 处的比例 v_2 , 零压力状态下 $v_2 = v_{2,1}$, 设计压力下 $v_2 = v_{2,2}$ 。
- 5 在得到不同压力工况和不同位置下的 v_1 和 v_2 , 根据式(18.5.4-11)计算 K_1 和确定 K_2 。

表 18.5.4 不同压力工况下位置 2 和 3 的系数 v_1 和 v_2

位置	v_1	$p_c=0, v_{2,1}$	$p_c=\text{设计压力}, v_{2,2}$
2	$-0.23 \frac{K_6 K_8}{K_5 K_3}$	$-\frac{4M_i}{\pi D_i^2 \delta_c} \frac{1}{K_2 [\sigma]}$	$\left(\frac{p_c D_i}{4 \delta_c} - \frac{4M_i}{\pi D_i^2 \delta_c} \right) \frac{1}{K_2 [\sigma]}$
3	$-0.53 \frac{K_4}{K_7 K_9 K_{10} \sin(0.5\theta)}$	0	$\frac{p_c D_i}{2 \delta_c} \frac{1}{K_2 [\sigma]}$

$$K_1 = \frac{1 - v_2^2}{\left(\frac{1}{3} + v_1 v_2 \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_1 v_2 \right)^2 + (1 - v_2^2) v_1^2}} \quad (18.5.4-11)$$

设计压力下, $K_2=1.25$, $[\sigma]$ 为设计工况下许用应力; 试验工况下, $K_2=1.05$, $[\sigma]$ 为试验工况下许用应力。

6 由式(18.5.4-12)确定在零压力 and 设计压力下位置 2 处的弯曲极限应力 $\sigma_{b,all,2}$, $\sigma_{b,all,2}$ 取两者较小值。

$$\sigma_{b,all,2} = K_1 K_2 [\sigma] \quad (18.5.4-12)$$

7 由式(18.5.4-13)确定在零压力和设计压力位置 3 处的弯曲极限应力 $\sigma_{b,all,3}$, $\sigma_{b,all,3}$ 取两者较小值。

$$\sigma_{b,all,3} = K_1 K_2 [\sigma] \quad (18.5.4-13)$$

8 计算位置 2 处最大允许鞍座载荷 $F_{2,max}$, 按式(18.5.4-14)。

$$F_{2,max} = \frac{0.7 \sigma_{b,all,2} \sqrt{D_i \delta_c} \delta_c}{K_3 K_5} \quad (18.5.4-14)$$

9 计算位置 3 处最大允许鞍座载荷 $F_{3,max}$, 按式(18.5.4-15)。

$$F_{3,max} = \frac{0.9 \sigma_{b,all,3} \sqrt{D_i \delta_c} \delta_c}{K_7 K_9 K_{10}} \quad (18.5.4-15)$$

10 校核, 按式(18.5.4-16)。

$$F_i \leq \min(F_{2,max}, F_{3,max}) \quad (18.5.4-16)$$

11 失稳校核。

满足式(18.5.4-17)不等式的要求:

$$|p_c|/[p] + |M_i|/[M] + F_{eq}/[F] + (Q_i/[Q])^2 \leq 1.0 \quad (18.5.4-17)$$

其中 $[p]$ 依据《钢制压力容器》GB 150 第 6 章确定;

$[M]$ 由式(18.5.4-18)计算得到:

$$[M] = \frac{\pi}{4} D^2 \delta_c [\sigma]_{cr} \quad (18.5.4-18)$$

$[F]$ 为许用总体压缩力, 由式(18.5.4-19)计算得到:

$$[F] = \pi D \delta_c [\sigma]_{cr} \quad (18.5.4-19)$$

筒体材料许用临界压应力 $[\sigma]_{cr}$ 按本标准第 18.6 节确定;

F_{eq} 当量轴向力, 考虑鞍座附近的局部薄膜应力, 由式(18.5.4-20)得出:

$$F_{eq} = F_i \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{D_i}{\delta_e}} K_6 K_8 \quad (18.5.4-20)$$

[Q] 为许用剪切力,由下列公式得出:

对于圆筒形壳体,当 $\frac{L}{R} \leq 8.7 \sqrt{\frac{R}{\delta_e}}$ 时,按式(18.5.4-21):

$$[Q] = \frac{0.75\pi R \delta_e E \left(\frac{\delta_e}{R}\right)^{1.25}}{1.5} \sqrt{\frac{R}{L} \left[1 + 42 \left(\frac{R}{L}\right)^3 \left(\frac{\delta_e}{R}\right)^{1.5}\right]} \quad (18.5.4-21)$$

对于圆筒形壳体, $\frac{L}{R} > 8.7 \sqrt{\frac{R}{\delta_e}}$ 时,按式(18.5.4-22):

$$[Q] = \frac{0.25\pi R \delta_e E \left(\frac{\delta_e}{R}\right)^{1.5}}{1.5} \quad (18.5.4-22)$$

18.5.5 带加强板的鞍座处的圆筒载荷极限的确定。

如果鞍座带加强板,则按下列步骤进行计算:

1 求解不等式,按式(18.5.5-1)。

$$b_2 \geq K_{11} D_i + 1.5b_1 \quad (18.5.5-1)$$

其中 K_{11} 按式(18.5.5-2):

$$K_{11} = \frac{5}{(0.10472\theta) \sqrt[3]{\frac{D_i}{\delta_e}}} \quad (18.5.5-2)$$

2 如果不等式不能成立,则进入第5步。

3 按本标准式(18.5.4-14)和式(18.5.4-15)分别计算最大允许鞍座载荷 $F_{2,\max}$, $F_{3,\max}$ 。

4 校核式(18.5.5-3)不等式是否成立。

$$F_i \leq 1.5 \min(F_{2,\max}, F_{3,\max}) \quad (18.5.5-3)$$

不等式成立则进入第6步。

5 按照下列1),2)尺寸定义,采用本标准第18.5.4条的计算步骤进行计算。

1) 计算一:

将加强板作为鞍座的垫板,以加强板的宽度 b_2 和包角 θ_2 分别代替鞍座的垫板宽度 b_1 和鞍座的包角 θ ,加强板的厚度不计入筒体的强度计算,筒体的厚度为 δ_e 。

2) 计算二:

加强板作为对容器壁厚的加强,鞍座的宽度为 b_1 和包角为 θ ,加强板的厚度不计入鞍座的强度计算,筒体的实际计算厚度按组合厚度 δ_{ec} 。 δ_{ec} 按式(18.5.5-4):

$$\delta_{ec} = \sqrt{\delta_e^2 + \delta_{re}^2 \cdot \min\left[1, \left(\frac{[\sigma]_r}{[\sigma]}\right)^2\right]} \quad (18.5.5-4)$$

6 按本标准式(18.5.4-17)校核失稳条件,不考虑加强板的厚度的作用。

18.6 筒体圆筒许用轴向压缩应力的确定

18.6.1 按下列计算步骤确定筒体圆筒许用轴向压缩应力 $[\sigma]_{cr}$ 。

1 计算 K 值,按式(18.6.1-1)。

$$K = \frac{1.21E\delta_e}{\sigma_e D} \quad (18.6.1-1)$$

2 计算 α 值,按式(18.6.1-2)和式(18.6.1-3)。

如果 $D/\delta_e \leq 424$,则

$$\alpha = \frac{0.83}{\sqrt{1.0 + 0.005D/\delta_e}} \quad (18.6.1-2)$$

如果 $D/\delta_e > 424$,则

$$\alpha = \frac{0.7}{\sqrt{1.0 + 0.005D/\delta_e}} \quad (18.6.1-3)$$

3 当 $0.01 < w/l$ 的比值最大值大于 0.02 时, α 等于上述 α 乘以 $(1.5 - 50w/l)$ 。

4 计算 Δ 值,按式(18.6.1-4)和式(18.6.1-5)。

如果 $\alpha K < 0.5$ 则

$$\Delta = \frac{0.75\alpha K}{1.5} \quad (18.6.1-4)$$

如果 $\alpha K \geq 0.5$ 则

$$\Delta = \frac{1.0 - \frac{0.4123}{(\alpha K)^{0.6}}}{1.5} \quad (18.6.1-5)$$

5 圆筒许用轴向压缩应力,按式(18.6.1-6)。

$$[\sigma]_{cr} = \sigma_e \Delta \quad (18.6.1-6)$$

18.6.2 形状偏差的测量见本标准第 18.7 节,其测量方法如本标准图 18.7.1 所示, w/l 必须小于或等于 0.02。

18.7 形状偏差的测量方法

18.7.1 用三个模板进行公差检查:

一个直样条,其长度 $l = 4\sqrt{\frac{D\delta_n}{2}}$ 但不得长于两个相邻环焊缝的距离的 95%。

一个圆形模板,弯曲半径与圆筒外表面一样,其长度同图 18.7.1(a)但不得长于两个相邻纵焊缝的距离的 95%。

一个直样条,其长度为 $25\delta_n$ 。

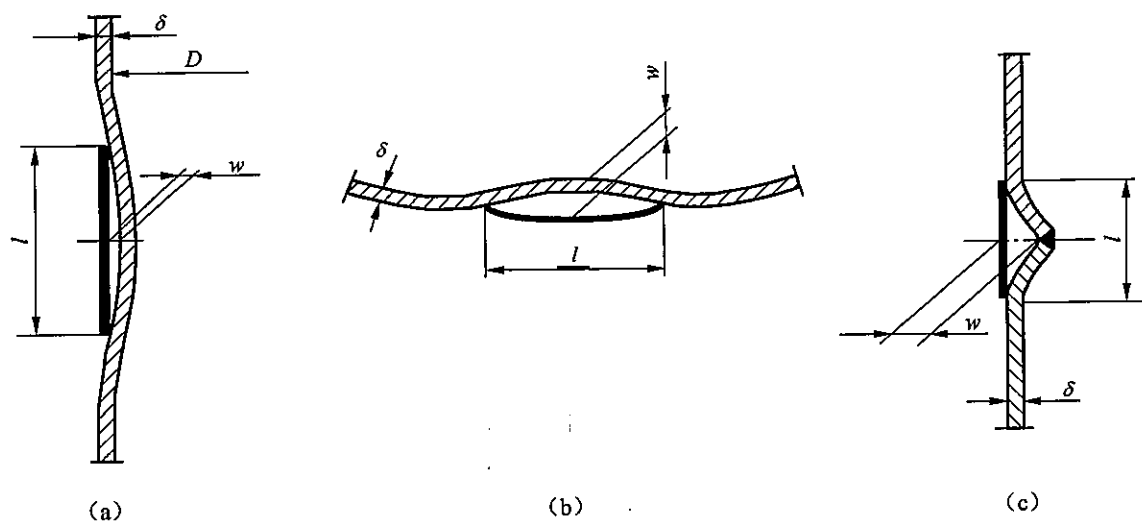


图 18.7.1 测量偏差的模板

19 带刚性环耳式支座的设计和计算

19.1 概 述

19.1.1 当容器直径较大,壳体较薄,而外载荷(包括质量、风载、地震载荷等)较大,或者壳体内处于负压操作时,采用普通的耳式支座往往使壳体的局部应力较大,变形较大,甚至会引起失稳。在此情况下,应采用本章所述的带有两圈刚性环的耳式支座,通常耳式支座为4个(如图19.1.1)。但下述方法同样适用于带刚性环沿圆周均布的多耳座的设计。

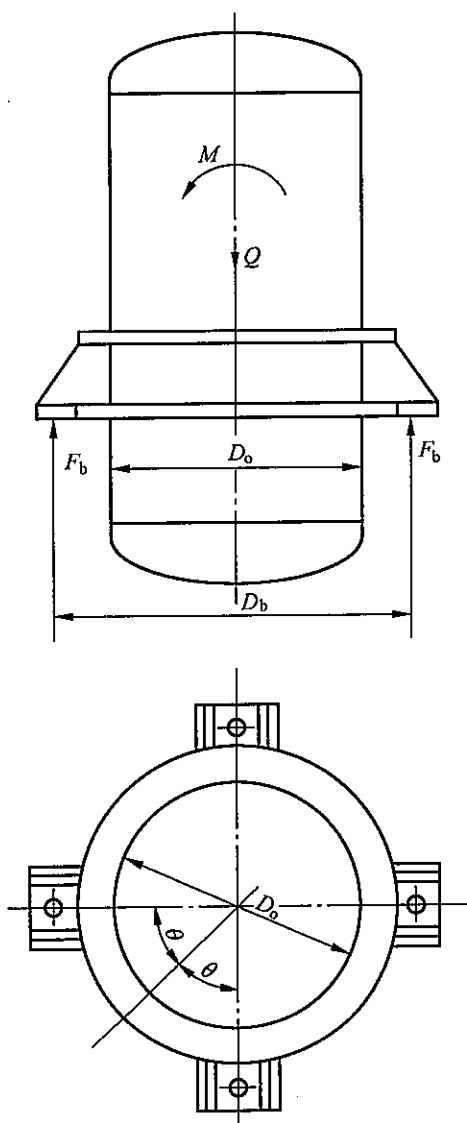


图 19.1.1 带刚性环耳式支座的容器

19.2 符号说明

A ——组合截面的面积(mm^2), $A = BT + \delta_1 L_{s1} + \delta L_s$

a ——刚性环外缘至惯性轴的距离(mm)

a_1, a_2, a_3 ——刚性环、垫板和壳体有效加强段截面中心至惯性轴 $X-X$ 的距离(mm)

B ——刚性环的宽度(mm)

b ——反力 F_b 至壳体的力臂(mm)。设有垫板时,至圆筒壳体的外表面;不设垫板时,至圆筒壳体壁截面的中心

D_b ——支座与基础接触面中心的直径(mm)。当缺少此数据时,可按地脚螺栓中心圆直径来计算

D_o ——圆筒壳体的外径(mm)

D_s ——惯性轴直径(mm)

F ——刚性环上的作用力(N)

F_b ——支座处反力(N)

h ——耳式支座的高度(mm)

I_1, I_2, I_3, I ——刚性环、垫板和壳体有效加强段,以及组合截面对于惯性轴 $X-X$ 的惯性矩(mm^4)

L_s ——圆筒体上有效加强宽度(mm)

L_{s1} ——垫板圆筒上有效加强宽度(mm)

M ——外载荷作用在容器上的力矩($\text{N} \cdot \text{mm}$)。取操作质量时,外力矩即为 M ;取试验质量时,取风弯矩的 30%,不计地震弯矩

M_r ——刚性环组合断面上的内力矩($\text{N} \cdot \text{mm}$)

n ——耳式支座的数目

Q ——设备质量(N),可分别考虑操作质量和试验质量

R_s ——惯性轴的半径(mm), $R_s = 0.5 D_s$

T ——刚性环的厚度(mm)

T_r ——刚性环组合断面上的周向力(N)

δ ——圆筒壳体的厚度(mm)

δ_1 ——垫板的厚度(mm)

δ_o ——圆筒壳体壁厚扣除厚度附加量后的厚度(mm)

δ_{o1} ——垫板厚度扣除厚度附加量后的厚度(mm)

θ ——角度(弧度)

$[\sigma]$ ——取规范规定的刚性环材料的许用应力(MPa)

19.3 设计和计算步骤

19.3.1 假设刚性环的尺寸(如图 19.3.1),并计算组合截面的惯性矩。

1 圆筒壳体和垫板圆筒上的有效加强宽度,按式(19.3.1-1)和式(19.3.1-2)。

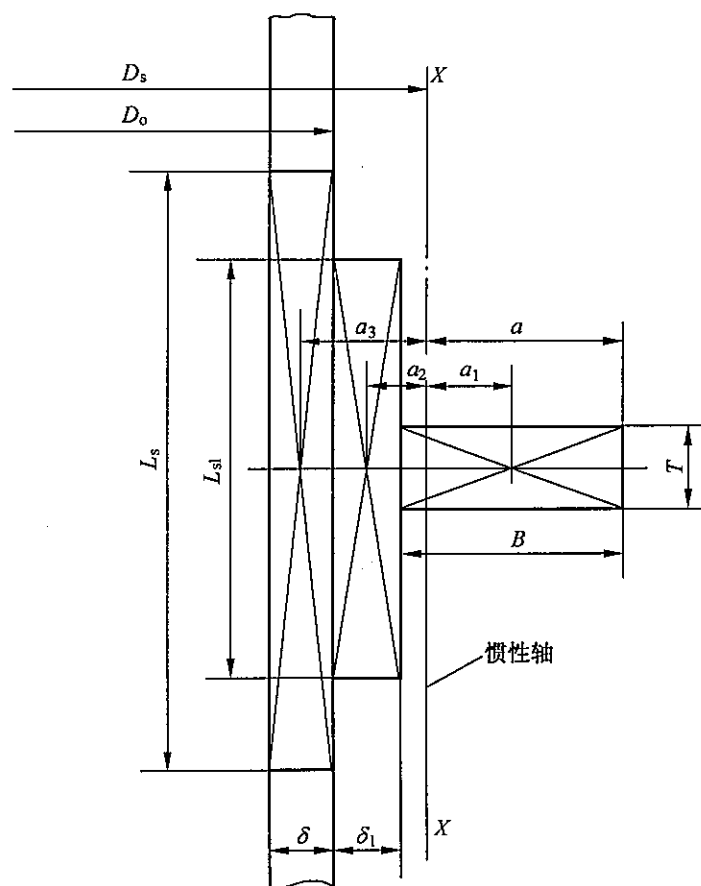


图 19.3.1 刚性环、垫板与壳体的组合截面

$$L_s = 2 \times 0.55 \sqrt{D_o \delta_o} = 1.1 \sqrt{D_o \delta_o} \quad (19.3.1-1)$$

$$L_{sl} = 2 \times 0.55 \sqrt{D_{o1} \delta_{o1}} = 1.1 \sqrt{D_{o1} \delta_{o1}} \quad (19.3.1-2)$$

2 组合截面的惯性轴 X—X 的位置,按式(19.3.1-3)和式(19.3.1-4)。

$$a = \frac{B \cdot T \cdot \frac{1}{2}B + \delta_1 \cdot L_{sl} (B + \frac{1}{2}\delta_1) + \delta \cdot L_s (B + \delta_1 + \frac{1}{2}\delta)}{B \cdot T + \delta_1 \cdot L_{sl} + \delta \cdot L_s} \quad (19.3.1-3)$$

$$D_s = D_o + 2(\delta_1 + B - a) \quad (19.3.1-4)$$

3 组合截面的惯性矩,按式(19.3.1-5)。

$$I = \sum I_i = I_1 + I_2 + I_3 \quad (19.3.1-5)$$

式中 $I_1 = \frac{1}{12} B^3 T + B T a_1^2$

$$I_2 = \frac{1}{12} \delta_1^3 L_{sl} + \delta_1 L_{sl} a_2^2$$

$$I_3 = \frac{1}{12} \delta^3 L_s + \delta L_s a_3^2$$

$$a_1 = a - \frac{1}{2}B$$

$$a_3 = B + \delta_1 + \frac{1}{2}\delta - a$$

Technical diagram of a vertical shaft assembly. The diagram shows a shaft with several components and dimensions:

- Dimensions:**
 - D_s : Outer diameter of the top shaft section.
 - D_o : Outer diameter of the middle shaft section.
 - I_s : Total length of the shaft assembly.
 - I_{s1} : Length of the upper shaft section.
 - a : Horizontal distance from the center of the upper shaft to the center of the lower shaft.
 - B : Horizontal distance from the center of the lower shaft to the center of the base.
 - h : Total height of the assembly.
 - b : Horizontal distance from the center of the lower shaft to the center of the base.
 - δ and δ_1 : Small horizontal distances at the base.
- Forces and Moments:**
 - F : Force applied at the top of the shaft.
 - T : Torque applied at the top of the shaft.
 - F_b : Force applied at the base.

1 作用于一个支座上的 F_b , 按式(19.3.2-1)。

2 4个支座($n=4$)时的 F_b ,按式(19.3.2-2)。

3 支座处作用于刚性环上的力 F , 按式(19.3.2-3)。

$$F = \frac{F_b b}{h} \quad (19.3.2-3)$$

$$\theta_m: \theta = \frac{\pi}{n}$$

234

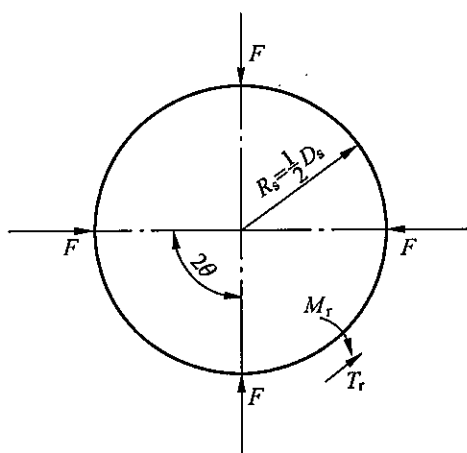


图 19.3.3 刚性环组合断面上的力和力矩
计算支座处和两支座中间处刚性环组合断面上的应力。

支座处内力矩,按式(19.3.3-1):

$$M_r = -\frac{1}{2}FR_s\left(\frac{1}{\theta} - \cot\theta\right) \quad (19.3.3-1)$$

支座处周向力,按式(19.3.3-2):

$$T_r = \frac{1}{2}F\cot\theta \quad (19.3.3-2)$$

支座处应力,按式(19.3.3-3):

$$\sigma = \frac{|M_r|a}{I} + \frac{T_r}{A} \leq [\sigma] \quad (19.3.3-3)$$

两支座中间处内力矩,按式(19.3.3-4):

$$M_r = \frac{1}{2}FR_s\left(\frac{1}{\sin\theta} - \frac{1}{\theta}\right) \quad (19.3.3-4)$$

两支座中间处周向力,按式(19.3.3-5):

$$T_r = \frac{1}{2}F\frac{1}{\sin\theta} \quad (19.3.3-5)$$

两支座中间处应力,按式(19.3.3-6):

$$\sigma = \frac{1}{2}F\left[\frac{D_s a}{2I}\left(\frac{1}{\sin\theta} - \frac{1}{\theta}\right) + \frac{1}{A\sin\theta}\right] \leq [\sigma] \quad (19.3.3-6)$$

20 带加强筋的圆形平板盖设计和计算

20.1 概 述

20.1.1 平板盖具有结构简单、制造方便的特点,故广泛地用于大直径低压容器及直径小于 1.5m 的圆形真空容器中。但在相同内压或外压及相同直径条件下,平板盖的理论厚度要比椭圆封头、半球形封头、碟形封头等大得多。因此,为了减少厚度,可采用加强筋来增强平板盖的刚度。其常用的结构见图 20.1.1-1 所示的由二个平行角钢加强的圆平板盖结构与图 20.1.1-2 所示的径向型筋板加强结构。

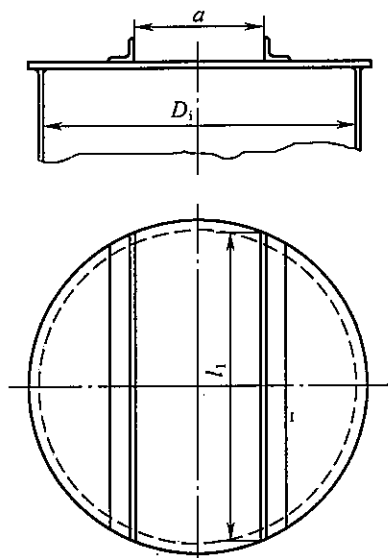


图 20.1.1-1 二个角钢加强筋的圆平板盖

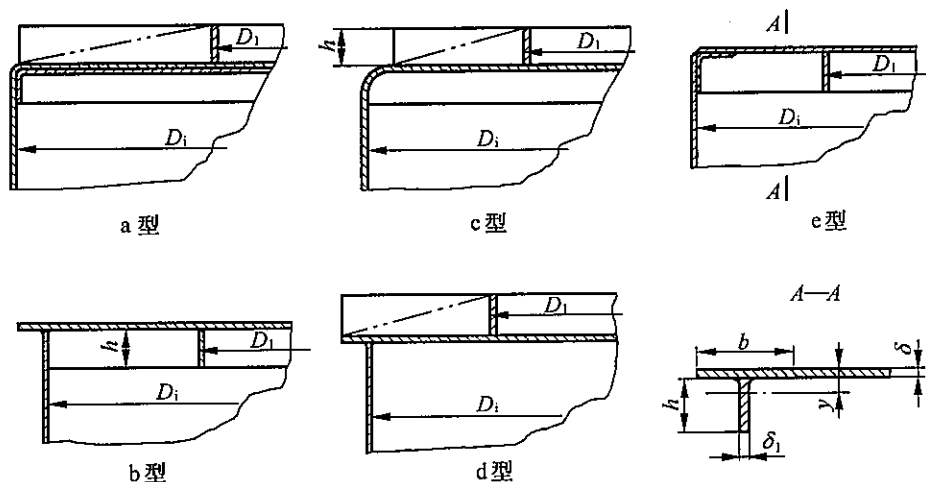


图 20.1.1-2 径向型筋板加强的圆平板盖

注:图 20.1.1-2 中 a、c、d 型的筋板:作底盖加筋时,边上筋板顶端是平的;作顶盖加筋时,边上筋板顶端可以是斜的。

20.2 符号说明

a ——二角钢间距(mm)

b ——平板盖与筋板组合后能承受载荷的有效宽度(mm)

C ——厚度附加量(mm)

$$C = C_1 + C_2$$

C_1 ——钢板厚度负偏差(mm),按相应钢板标准选取

C_2 ——腐蚀裕量(mm)

d ——筋板间分割的扇形区域中当量圆的直径(mm)

$$d = \frac{D_i \sin \frac{180^\circ}{n}}{1 + \sin \frac{180^\circ}{n}}$$

D_i ——与圆平板盖相连接的筒体内直径(mm)

D_1 ——加强环的外直径(mm)

h ——筋板的高度(mm)

J ——角钢与平板盖组合的惯性矩(mm⁴)

l ——角钢计算长度(mm)

$$l = 2 \sqrt{\left(\frac{D_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{a}{2}\right)^2}$$

l_1 ——角钢长度(mm)

M ——单位宽度每毫米所承受的力矩(N·mm/mm)

n ——筋板数

p ——平板盖所承受压力或外载荷(MPa)

p_T ——水压试验压力(MPa)

q ——均布载荷,取 $q = 0.002 \text{ MPa}$ (包括盖自重、容器内微量负压、保温材料、雪载荷和工人体重)

q_1 ——单位宽度每毫米所承受的载荷(MPa·mm)

$$q_1 = qa$$

W ——平板盖的有效宽度 b 和筋板组合截面之抗弯截面模数

W_0 ——筋板的抗弯截面模数

Z ——中立面距角钢边距离(mm)

y ——平板盖的有效宽度 b 与筋板组合后的截面中立面距板盖壁面之距离(mm)

β ——系数,由 l/a 比值于表 20.2 查出

δ_p ——平板盖有效厚度(即图样上标注的厚度减去厚度附加量)(mm)

δ ——平板盖厚度(mm)

δ_1 ——筋板厚度(mm)

σ ——加强筋平板盖的计算应力(MPa)

σ_n ——角钢计算应力(MPa)

σ_s ——常温下平板盖的屈服强度(MPa)

σ_T ——水压试验时平板盖的计算应力(MPa)

$[\sigma]^t$ ——设计温度下平板盖材料的许用应力(MPa)(可按《钢制压力容器》GB 150 取)

$[\sigma]_n^t$ ——设计温度下角钢材料的许用应力(MPa),对于碳素钢,在 200℃ 以下时可取 $[\sigma]^{200} = 160\text{MPa}$

表 20.2 l/α 比值

l/α	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
β	0.0479	0.0553	0.0626	0.0693	0.0753	0.0842	0.0862
l/α	1.7	1.8	1.9	2	3	4	5
β	0.0908	0.0948	0.0950	0.1017	0.1189	0.1235	0.1246

20.3 由二根平行角钢加强的平板盖应力计算

20.3.1 用角钢加强的平板盖一般用于直径大于或等于 1800mm 的常压容器。

20.3.2 加强用的角钢可采用不等边角钢,角钢与平板盖之间焊接采用双面间断的角焊。

20.3.3 二根角钢加强的平板盖单位宽度上所承受的弯矩按式(20.3.3)计算。

$$M = 100\beta qa^2 \quad (20.3.3)$$

20.3.4 角钢加强的平板盖应力计算按式(20.3.4)。

$$\sigma = \frac{6M}{100(\delta_p - C)^2} \quad (20.3.4)$$

20.3.5 角钢强度校核按式(20.3.5)。

$$\sigma_n = \frac{q_1 l^2 Z}{8J} \quad (20.3.5)$$

20.3.6 应力校核按式(20.3.6-1)和式(20.3.6-2)。

$$\sigma \leq [\sigma]^t \quad (20.3.6-1)$$

$$\sigma_n \leq [\sigma]_n^t \quad (20.3.6-2)$$

20.4 径向筋板加强的圆形平板盖结构及厚度计算

20.4.1 结构设计。

1 本标准图 20.1.1-2 所示的几种径向筋板的圆形平板盖的结构,其中 c 型结构可用于设计压力 $p > 0.7 \times 10^5 \text{Pa}$ 的低压容器及直径小于 1.5m 的真空容器,其他结构型式只能用于设计压力 $p \leq 0.7 \times 10^5 \text{Pa}$ 的容器。

2 加强筋一般采用矩形截面,其厚度与高度之比为 1:5,加强筋数量应不少于 6。

3 加强筋与平板盖之间的焊接应采用双面间断的角缝。

4 为了满足筋板焊接的要求,平板盖中部往往设置加强环,见图 20.4.1。通常 $D_1 : D_i = 1 : 3$ 。环的厚度可与筋板厚度相同。

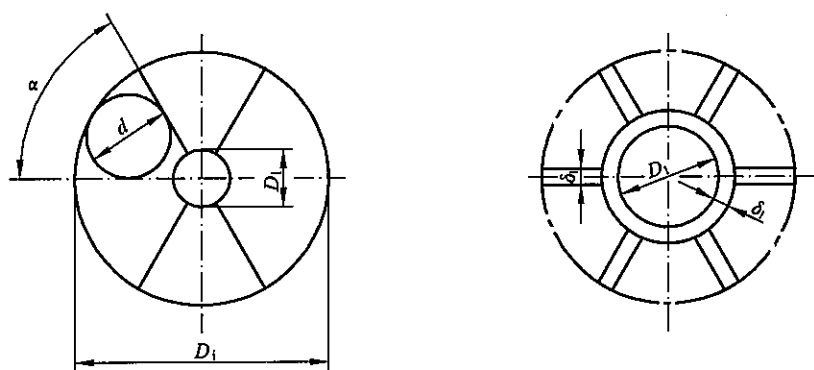


图 20.4.1 当量圆

图 20.4.1 中 $d = \frac{D \sin(180^\circ/n)}{1 + \sin(180^\circ/n)}$;

$$\alpha = \frac{360^\circ}{n};$$

n ——筋板数量。

20.4.2 径向筋板加强的平板盖厚度按式(20.4.2)计算。

$$\delta = 0.5d \sqrt{\frac{p}{[\sigma]_t}} + C \quad (20.4.2)$$

20.4.3 筋板厚度的估算。

如作用于平板盖上的载荷由筋板来承受其一半,则筋板的截面模数按式(20.4.3-1)计算:

$$W_0 = \frac{0.065 D_1^3 p}{n [\sigma]_t} \quad (20.4.3-1)$$

当筋板的厚度 δ_1 与高度 h 之比为 1/5 时, δ_1 可按式(20.4.3-2)计算:

$$\delta_1 = 0.62 \sqrt[3]{W_0} \quad (20.4.3-2)$$

20.4.4 平板盖有效宽度 b 与筋板组合截面之抗弯截面模数 W 计算。

1 平板盖与筋板组合时,平板盖能承受载荷的有效宽度按式(20.4.4-1)计算。

$$b = \frac{\pi D_1}{n} \quad (20.4.4-1)$$

2 平板盖有效宽度 b 和筋板所组成的总几何形心至平板盖板面之距离 y (见本标准图 20.1.2-2e 型之 A—A) 由式(20.4.4-2)计算,当 y 为负值时,取其绝对值代入式(20.4.4-3)。

$$y = \frac{\delta_1 h^2 - \frac{\pi D_1}{n} (\delta - C)^2}{2 \left[\delta_1 h + \frac{\pi D_1}{n} (\delta - C) \right]} \quad (20.4.4-2)$$

3 平板盖有效宽度 b 和筋板组合截面之抗弯截面模数 W 按式(20.4.4-3)计算,并取其绝对值代入本标准式(20.4.5)和式(20.4.6)。

$$W = \frac{\frac{1}{12} \delta_1 h^3 + \delta_1 h (0.5h - y)^2 + \frac{\pi D_1}{n} (\delta - C) \left\{ [y + 0.5(\delta - C)]^2 + \frac{1}{12} (\delta - C)^2 \right\}}{h - y} \quad (20.4.4-3)$$

20.4.5 径向筋板加强的圆形平板盖操作时计算弯曲应力按式(20.4.5)计算。

$$\sigma = \frac{0.13D_i^3 p}{nW} \quad (20.4.5)$$

20.4.6 径向筋板加强的平板盖水压试验时的应力计算按式(20.4.6)计算：

$$\sigma_T = \frac{0.13D_i^3 p_T}{nW} \quad (20.4.6)$$

20.5 应力校核

20.5.1 应力校核按式(20.5.1-1)和式(20.5.1-2)。

$$\sigma \leq 1.2[\sigma] \quad (20.5.1-1)$$

$$\sigma_T \leq 0.9\sigma_s \quad (20.5.1-2)$$

20.5.2 如果校核后与要求条件不符,则应重新假定尺寸进行再计算。

21 内压弯头计算

21.1 概 述

21.1.1 本章计算仅包括由钢管在平面内弯曲的光滑弯管(见图 21.1.1),它不包括铸造弯头、U 形换热器管以及由专用机械热压成型弯头的计算。

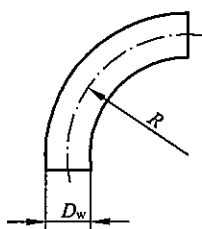


图 21.1.1 内压弯头

21.2 符号说明

δ ——弯头采用厚度(mm)

δ_0 ——直管理论计算厚度(mm)

p ——设计压力(MPa)

D_w ——管子外径(mm)

R ——弯头中心线的曲率半径(mm)

ϕ ——焊接接头系数(无缝钢管 $\phi=1$);

$[\sigma]^t$ ——管子材料许用应力(MPa)

C ——考虑管子负偏差、弯管减薄、弯管应力变化以及腐蚀裕度的附加厚度(mm)

$$C = A_1 \delta + C_2 \text{ 或 } C = \frac{A_1 \delta + C_2}{1 + A_1}$$

C_2 ——根据介质的腐蚀性和钢管的使用寿命而定的腐蚀裕度(mm)

A_1 ——系数,根据不同的弯曲半径选取。

当 $1.8 \leq \frac{R}{D_w} \leq 3.5$ 时, A_1 按表 21.2-1 选取。

表 21.2-1 系数 A_1

管子厚度最大负偏差的百分数 m	15	10	5	0
A_1	0.22	0.15	0.06	0.03

$$\text{当 } \frac{R}{D_w} < 1.8 \text{ 时, } A_1 = \frac{\frac{50}{n(4n+1)} + m}{100 - m}$$

$$\text{式中 } n = \frac{R}{D_w}。$$

当 $\frac{R}{D_w} > 3.5$ 时, A_1 按表 21.2-2 (相当于直管) 选取:

表 21.2-2 系数 A_1

管子厚度最大负偏差的百分数 m	15	10	5	0
A_1	0.18	0.11	0.05	0

注: $A_1 = \frac{m}{100 - m}。$

21.3 弯头厚度计算公式

21.3.1 弯头厚度 δ 按式 (21.3.1) 计算:

$$\delta = \delta_0 + C \quad (21.3.1)$$

$$\text{式中 } \delta_0 = \frac{p D_w}{2[\sigma]^t + p}。$$

22 斜接弯管(虾米弯)的设计和计算

22.1 概 述

22.1.1 对于大直径接管或内管,如需要弯管时,可采用斜接面弯管。斜接弯管结构型式如图 22.1.1 所示。

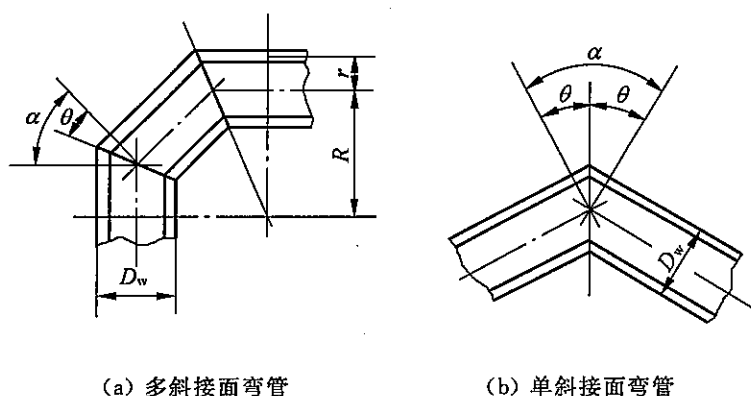


图 22.1.1 斜接弯管

22.1.2 斜接弯管一般用于管子公称直径 $DN \geq 60$ 管道上。

22.1.3 对于具有 3° 或更小偏斜角(本标准图 22.1.1 中 α 角)的管段,按圆弧弯管而不作斜接弯管(虾米弯)来计算。

22.2 符号说明

p_m ——斜接弯管的最大允许内压力(MPa)

r ——管子平均半径(mm)

$[\sigma]^t$ ——设计温度下材料的许用应力(MPa)

δ ——管子厚度(mm)

C ——管子厚度附加量(mm)

$$C = C_1 + C_2$$

C_1 ——钢管的负偏差(mm)

C_2 ——根据介质的腐蚀性和钢管的寿命而确定的腐蚀裕度(mm)

D_w ——管子外径(mm)

θ ——弯管切割角($^\circ$)

α ——斜管接头处的方向转变角($^\circ$), $\alpha = 2\theta$

R ——斜接弯管的有效半径(mm)

R 值不应小于下式给出的值

$$R \geq \frac{A}{\tan \theta} + \frac{D_w}{2}$$

式中 A 采用下列数值:

$(\delta - C)$ (mm)	A (mm)
$(\delta - C) \leq 12.7$	25.4
$12.7 < (\delta - C) < 22.4$	$2(\delta - C)$
$(\delta - C) \geq 22.4$	$2(\delta - C)/3 + 29.7$

22.3 斜接弯管(虾米弯)强度计算

22.3.1 $\theta \leq 22.5^\circ$ 时的多斜接弯管的最大允许内压力, 取式(22.3.1-1)和式(22.3.1-2)算得的较小值。

$$p_m = \frac{[\sigma]'(\delta - C)}{r} \left[\frac{\delta - C}{(\delta - C) + 0.643 \tan \theta \sqrt{r(\delta - C)}} \right] \quad (22.3.1-1)$$

$$p_m = \frac{[\sigma]'(\delta - C)}{r} \left[\frac{R - r}{R - 0.5r} \right] \quad (22.3.1-2)$$

22.3.2 单斜接弯管。

1 $\theta \leq 22.5^\circ$ 的单斜接弯管的最大允许内压力可按本标准式(22.3.1-1)计算。

2 $\theta > 22.5^\circ$ 的单斜接弯管的最大允许内压力可按式(22.3.2)计算。

$$p_m = \frac{[\sigma]'(\delta - C)}{r} \left[\frac{\delta - C}{(\delta - C) + 1.25 \tan \theta \sqrt{r(\delta - C)}} \right] \quad (22.3.2)$$

22.4 对斜接弯管的限制

22.4.1 斜接弯管一般用在压力小于或等于 2.5MPa, 温度小于或等于 200℃ 的管道上。

22.4.2 斜接弯管在其一个接头处的方向改变大于 45° (见本标准图 22.1.1 中角 α) 者, 不得使用于输送易燃、易爆和有毒的介质。

22.4.3 斜接弯管在其一个接头处的方向改变大于 22.5° (见本标准图 22.1.1 中角 α) 者, 不得使用于剧烈循环的操作条件。

23 焊制三通的计算

23.1 概 述

23.1.1 本标准所列公式适用于焊制厚壁加强的正三通(图 23.1.1),主管外径 $D_o \leq 660\text{mm}$,支管内径与主管内径之比 $\frac{d_i}{D_i} \geq 0.5$,主管外径与主管内径之比 $\beta = \frac{D_o}{D_i}$ 在 1.05~1.5 范围内。

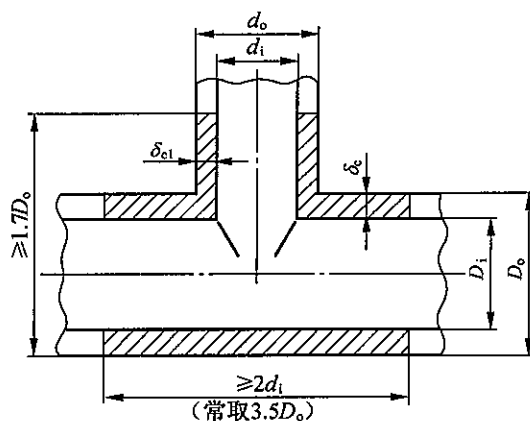


图 23.1.1 焊制三通

23.2 符号说明

δ_i, δ_{ii} ——三通主管和支管的理论计算厚度(mm)

δ, δ_i ——三通主管和支管的计算厚度(mm)

δ_y, δ_{y1} ——三通主管和支管的有效厚度(mm)

$$\delta_y = \delta_e - C$$

$$\delta_{y1} = \delta_{e1} - C'$$

δ_e, δ_{e1} ——三通主管和支管的实际厚度(mm)

D_i, d_i ——三通主管和支管的内直径(mm)

D_m, d_m ——三通主管和支管的平均直径(mm)

D_o, d_o ——三通主管和支管的外直径(mm)

p ——设计压力(MPa)

$[p]$ ——允许工作压力(MPa)

$[\sigma]$ ——许用应力(MPa),按主管与支管同材料考虑

ϕ ——强度减弱系数

X ——系数

Y——系数

C、C'——三通主管和支管厚度附加量(mm)

C₁、C'₁——三通主管和支管考虑厚度负偏差的附加量(mm),按《钢制压力容器》GB 150 和有关钢管标准选取

C₂——考虑腐蚀减薄的厚度附加量(mm),主管与支管相同

23.3 三通厚度计算

23.3.1 系数 X 按式(23.3.1-1)计算。

$$X = \frac{d_i^2}{D_m d_m} \quad (23.3.1-1)$$

系数 Y 按式(23.3.1-2)计算。

$$Y = 4.05 \frac{\delta_y^3 + \delta_{y1}^3}{\delta_y^2 \sqrt{D_m \delta_y}} \quad (23.3.1-2)$$

23.3.2 强度减弱系数 ϕ 按式(23.3.2)计算。

$$\phi = \frac{1}{1.20(1 + \frac{X \sqrt{1+Y^2}}{2Y})} \quad (23.3.2)$$

23.3.3 主管理论计算厚度 δ_1 按式(23.3.3-1)或按式(23.3.3-2)计算。

$$\delta_1 = \frac{p D_o}{2[\sigma] \phi + p} \quad (23.3.3-1)$$

$$\delta_{11} = \frac{p D_i}{2[\sigma] \phi - p} \quad (23.3.3-2)$$

支管理论计算厚度按式(23.3.3-3)或按式(23.3.3-4)计算。

$$\delta_{11} = \delta_1 \frac{d_o}{D_o} \quad (23.3.3-3)$$

$$\delta_{11} = \delta_1 \frac{d_i}{D_i} \quad (23.3.3-4)$$

23.3.4 主管计算厚度按式(23.3.4-1)计算。

$$\delta = \delta_1 + C \quad (23.3.4-1)$$

支管计算厚度按式(23.3.4-2)计算。

$$\delta_i = \delta_{11} + C' \quad (23.3.4-2)$$

计算时可以先假设一个厚度,然后进行计算,最后的采用厚度应满足:

$$\delta_e \geq \delta$$

$$\delta_{ei} \geq \delta_i$$

23.3.5 验算时,焊制三通的允许工作压力按式(23.3.5)计算:

$$[p] = \frac{2[\sigma] \phi \delta_y}{D_o - \delta_y} \quad (23.3.5)$$

按上述计算后采用的三通厚度,其主管部分的长度一般取为 $3.5D_o$,但不应小于 $2d_i$;支管至主管下部外壁的高度一般应取 $1.7D_o$ 。

24 Y形管的设计和计算

24.1 概 述

24.1.1 Y形管可以锻制,如图 24.1.1-1 所示;也可以焊制,如图 24.1.1-2 所示。设计 Y形管时应注意:

- ① 锻制 Y形管应具有锥形的过渡截面;焊制 Y形管应焊以加强筋,并应采用全焊透结构;
- ② 支管与主管中心线夹角 $\psi_A \geq 45^\circ$;
- ③ 应采用变形性能好的材料($\delta_s \geq 14\%$),且整个 Y形管应用同种材料制成;
- ④ 本设计计算方法仅考虑内压载荷,对于附加外力和外力矩以及有脉动的情况,须另行考虑。

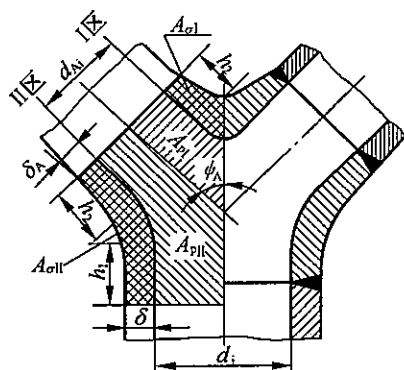


图 24.1.1-1 锻制 Y形管

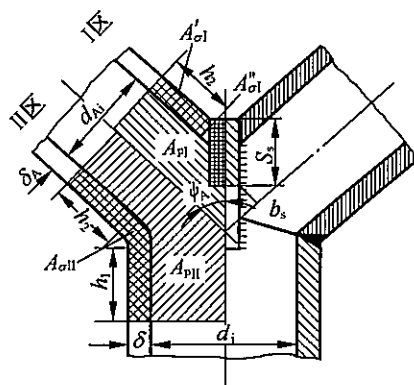


图 24.1.1-2 焊制 Y形管

24.2 符号说明

d_i ——主管(或简体)计算内直径(等于主管内直径加 2 倍厚度附加量)(mm)

d_{Ai} ——支管计算内直径(等于支管内直径加 2 倍厚度附加量)(mm)

h_1 ——主管补强的有效长度(mm)

h_2 ——支管补强的有效长度(mm)

δ ——主管(或简体)实际厚度(mm)

δ_A ——支管实际厚度(mm)

ψ_A ——支管中心线与主管中心线的夹角($^\circ$)

b_s ——加强筋的厚度(mm),应符合 $\delta < b_s < 2\delta$

S_s ——加强筋的高度(mm)

f ——具有加强筋的 Y形管承载能力折算系数,与 S_s/b_s 及焊缝型式有关,见表 24.2,中间值可内插

p ——设计压力(MPa)

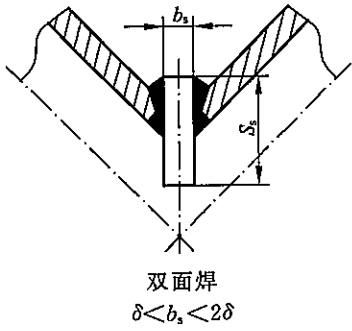
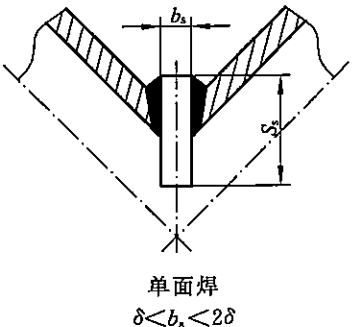
A_{pI} 、 A_{pII} ——补强有效范围内 I 区和 II 区的压力面积(mm^2)

$A_{\sigma I}$ 、 $A_{\sigma II}$ 、 $A'_{\sigma I}$ 、 $A''_{\sigma I}$ ——补强有效范围内 I 区和 II 区的承载金属截面积(mm^2)

$[\sigma]'$ ——Y形管材料的许用应力(MPa)

C, C_A ——主管(或筒体)和支管厚度附加量(mm)

表 24.2 承载能力折算系数 f

加强筋图形	与 S_s/b_s	系数 f
 <p>双面焊 $\delta < b_s < 2\delta$</p>	3	1.0
	4	0.9
	5	0.8
 <p>单面焊 $\delta < b_s < 2\delta$</p>	3	0.9
	4	0.8
	5	0.7

24.3 补强范围

24.3.1 主管(或筒体)补强的有效长度,按式(24.3.1)。

$$h_1 = \sqrt{(d_i + \delta - C)(\delta - C)} \quad (24.3.1)$$

24.3.2 支管补强的有效长度,按式(24.3.2)。

$$h_2 = (1 + 0.25 \frac{\psi_A}{90^\circ}) \sqrt{(d_{Ai} + \delta_A - C_A)(\delta_A - C_A)} \quad (24.3.2)$$

24.4 补强条件

24.4.1 I 区。

1 对于锻制 Y 形管按式(24.4.1-1)。

$$p(\frac{A_{pI}}{A_{\sigma I}} + \frac{1}{2}) \leq [\sigma] \quad (24.4.1-1)$$

2 对于焊接 Y 形管按式(24.4.1-2)。

$$p(\frac{A_{pI}}{A_{\sigma I} + fA_{\sigma I}} + \frac{1}{2}) \leq [\sigma] \quad (24.4.1-2)$$

24.4.2 II 区。

补强条件按式(24.4.2)。

$$p(\frac{A_{pII}}{A_{\sigma II}} + \frac{1}{2}) \leq [\sigma] \quad (24.4.2)$$

25 Ω 形膨胀节的设计和计算

25.1 概 述

25.1.1 本章所述的 Ω 形膨胀节通常采用无缝钢管制成,膨胀节本体不允许有纵焊缝,但允许有 1~2 道全焊透的环焊缝;膨胀节的材料通常采用奥氏体不锈钢,膨胀节管子与连接件之间的焊缝应全焊透,焊缝外侧应圆角过渡。膨胀节与壳体的连接可以是搭接(见图 25.1.1-1),也可以对接(见图 25.1.1-2)。

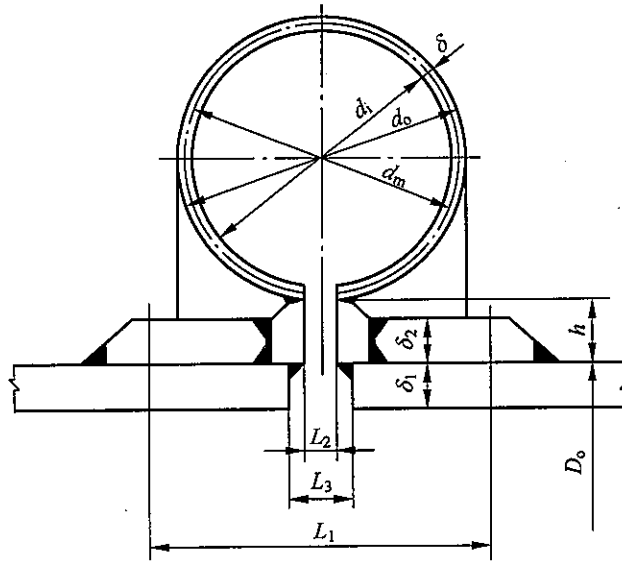


图 25.1.1-1 与壳体搭接连接的 Ω 形膨胀节

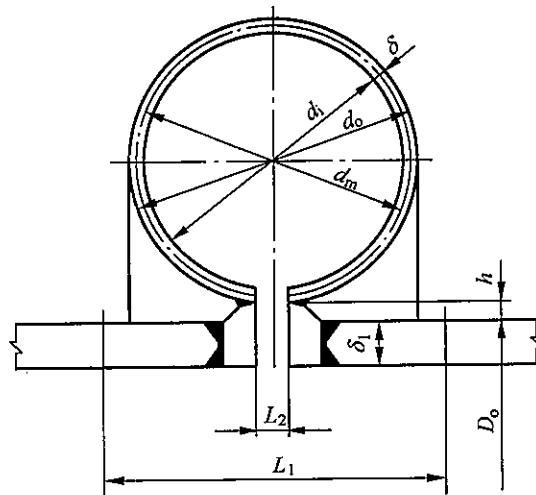


图 25.1.1-2 与壳体对接连接的 Ω 形膨胀节

25.2 符号说明

p ——设计压力(MPa)

d_i ——膨胀节管子内直径(mm)

d_m ——膨胀节管子平均直径(mm)

d_o ——膨胀节管子外直径(mm)

δ ——膨胀节名义厚度(mm)

δ_0 ——膨胀节名义厚度扣除厚度附加量后的厚度(mm)

D_o ——壳体外直径(mm)

δ_1 ——壳体名义厚度(mm)

δ_{10} ——壳体名义厚度扣除厚度附加量后的厚度(mm)

δ_2 ——膨胀节部件短节的名义厚度(mm)

δ_{20} ——膨胀节部件短节的名义厚度扣除厚度附加量后的厚度(mm)(见本标准图 25.1.1-2,作为壳体使用)

L_1 ——壳体有效长度(mm),按下式计算,但不应大于 120mm

对于本标准图 25.1.1-1: $L_1 = 1.1 \sqrt{D_o \delta_{20}}$

对于本标准图 25.1.1-2: $L_1 = 1.1 \sqrt{D_o \delta_{10}}$

L_2 ——膨胀节开槽间距(mm),按自由状态

L_3 ——壳体端部间距(mm),按自由状态

h ——膨胀节开槽处管子外侧至壳体外侧的高度(mm)

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_R$ ——计算的各类应力(MPa),见本标准第 25.3 节

$[\sigma]^t$ ——膨胀节管子材料在设计温度下的许用应力(MPa)

$[\sigma]_s^t$ ——壳体材料在设计温度下的许用应力(MPa)

$[\sigma]_{\min}^t$ ——壳体与膨胀节在设计温度下许用应力中的较小者(MPa)

$$[\sigma]_{\min}^t = \min([\sigma]^t, [\sigma]_s^t)$$

E^t ——膨胀节材料在设计温度下的弹性模量(MPa)

Δ ——膨胀节的轴向位移量(mm)

N_d ——半波数,对于单波 Ω 形膨胀节, $N_d = 2$

σ_R ——合成应力(MPa)

N ——疲劳循环次数

$[N]$ ——设计许用疲劳次数,一般取 3000 次

25.3 应力计算

25.3.1 内压作用下产生的应力。

1 膨胀节管子径向薄膜应力按式(25.3.1-1)计算。

$$\sigma_1 \frac{pd_m}{2\delta_0} \leq [\sigma]^t \quad (25.3.1-1)$$

2 L_1 范围内壳体、膨胀节短节和膨胀节管子组合截面上的环向薄膜应力。

对于膨胀节短节与壳体搭接的结构(见本标准图 25.1.1-1),按式(25.3.1-2)计算:

$$\sigma_2 = \frac{p[D_0 L_1 + 2(L_2 h + L_3 \delta_1 + \frac{\pi}{4} d_1^2)]}{2[(L_1 - L_3) \delta_1 + (L_1 - L_2) \delta_2 + \pi d_m \delta_0]} \leq [\sigma]_{\min} \quad (25.3.1-2)$$

对于膨胀节短节与壳体对接的结构(见本标准图 25.1.1-2),按式(25.3.1-3)计算:

$$\sigma_2 = \frac{p[D_0 L_1 + 2(L_2 h + \frac{\pi}{4} d_1^2)]}{2[(L_1 - L_3) \delta_2 + \pi d_m \delta_0]} \leq [\sigma]_{\min} \quad (25.3.1-3)$$

25.3.2 轴向位移作用下的应力。

轴向位移作用下的应力 σ_3 按式(25.3.2)计算:

$$\sigma_3 = \frac{1.5 E' \delta \Delta}{d_0^2 N_d} \quad (25.3.2)$$

25.3.3 内压和轴向位移同时作用下的合成应力。

合成应力 σ_R 按式(25.3.3)计算:

$$\sigma_R = \sigma_1 + \sigma_3 \quad (25.3.3)$$

25.4 疲劳寿命计算

25.4.1 对于膨胀节管子材料为奥氏体不锈钢时按式(25.4.1)。

$$N = \left(\frac{5835.5}{\sigma_R} \right)^{3.5} \geq [N] \quad (25.4.1)$$

25.4.2 对于膨胀节管子材料为抗拉强度 $\sigma_b \leq 540 \text{MPa}$ 的碳钢或低合金钢时按式(25.4.2)。

$$N = \left(\frac{6187}{\sigma_R} \right)^{2.9} \geq [N] \quad (25.4.2)$$

26 外载荷对圆筒引起的局部应力计算

26.1 概 述

26.1.1 本章适用于对外载荷通过实心附件而在圆筒上引起的局部应力进行计算,可用于圆筒上焊有各类附件(如支座、起吊装置等,见图 26.1.1-1、图 26.1.1-2)时,计算外力和外力矩通过这些附件而在圆筒上引起的局部应力,但不包括计算外载荷对附件本身所引起的应力。对于圆筒体上焊有各类接管时的局部应力,应按本标准第 28 章计算。

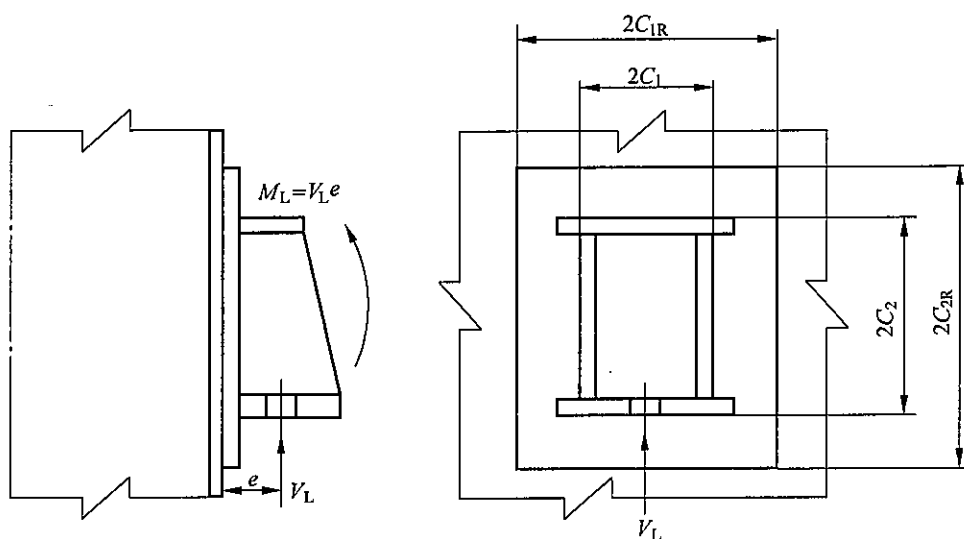


图 26.1.1-1 带有耳式支座的圆筒

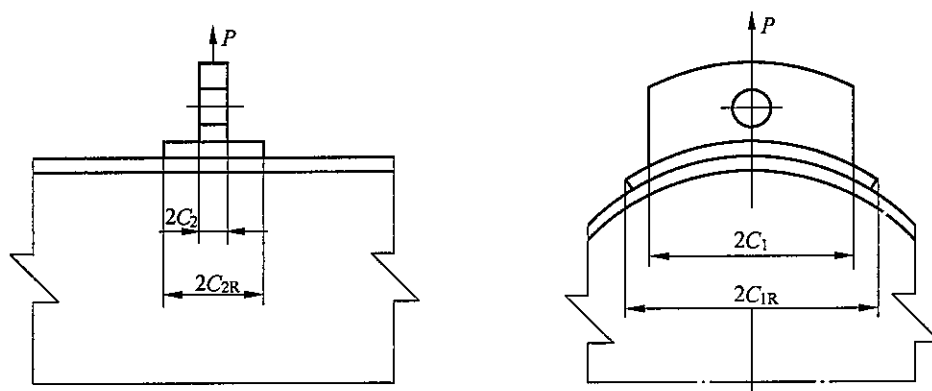


图 26.1.1-2 带有起吊装置的圆筒

当需要设置衬垫板时,衬垫板应采用和圆筒同样的材料。

26.1.2 本章的适用条件。

对于作用有径向外载荷 P 的圆筒,圆筒长度 l 应大于圆筒平均半径 R_m 。

对于作用有外力矩 M_t 的圆筒,附件边缘到圆筒端部的距离应不小于圆筒平均半径 R_m 的一半。

本章对于各种静止或交变外加载荷都能适用,但只适用于恒定压力、或虽有交变但据判别不需要进行疲劳分析的交变压力循环。

26.2 符号说明

以下符号说明可参见图 26.2-1 和图 26.2-2。

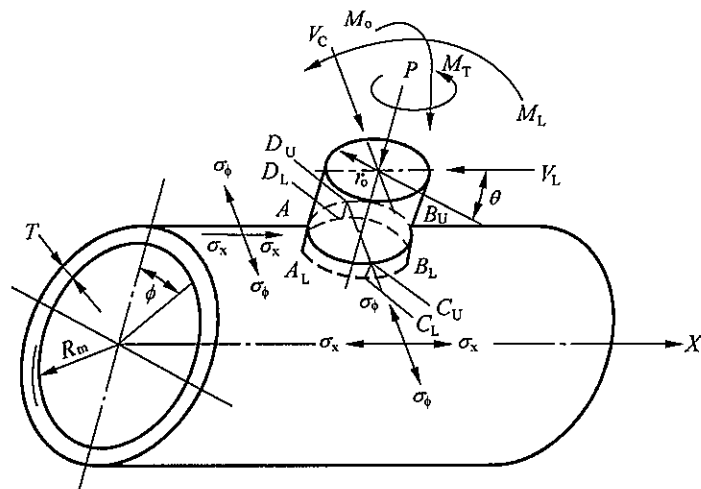


图 26.2-1 附件周边处圆筒上的应力方向

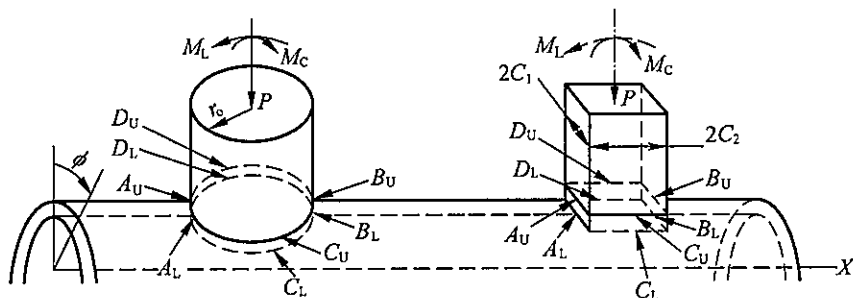


图 26.2-2 圆筒上的圆形和矩形附件

外力、外力矩均以图 26.2-1、图 26.2-2 中所示的方向为正号,如外力、外力矩中之任一者和图中所示方向相反,则由该外载荷所得的各项应力取与表 26.2-4 中所列的符号相反。

A_L ——A 点内壁表面,见图 26.2-2

A_m ——A 点器壁中面

A_U ——A 点外壁表面,见图 26.2-2

B_L ——B 点内壁表面,见图 26.2-2

B_m ——B 点器壁中面

B_U ——B 点外壁表面,见图 26.2-2

C_1 ——矩形附件沿圆筒周向的半长(mm)

C_2 ——矩形附件沿圆筒轴向的半长(mm)

C_{1R} ——矩形衬垫板沿圆筒周向的半长(mm)

C_{2R} ——矩形衬垫板沿圆筒轴向的半长(mm)

C_C ——当为矩形附件上作用有周向外力矩 M_C , 计算内力 N_i 时所引入的系数, 列于表 26. 2-1

C_L ——当为矩形附件上作用有轴向外力矩 M_L , 计算内力 N_i 时所引入的系数, 列于表 26. 2-2

C_L ——C 点内壁表面, 见图 26. 2-2

C_m ——C 点器壁中面

C_U ——C 点外壁表面, 见图 26. 2-2

D_L ——D 点内壁表面, 见图 26. 2-2

D_m ——D 点器壁中面

D_U ——D 点外壁表面, 见图 26. 2-2

K_1 ——当为矩形附件上作用有沿圆筒径向的载荷 P 时, 计算附件参数时所引入的系数, 列于表 26. 2-3

K_2 ——当为矩形附件上作用有沿圆筒径向的载荷 P 时, 计算附件参数时所引入的系数, 列于表 26. 2-3

K_b ——弯曲应力集中系数, 可由图 26. 2-3 查取

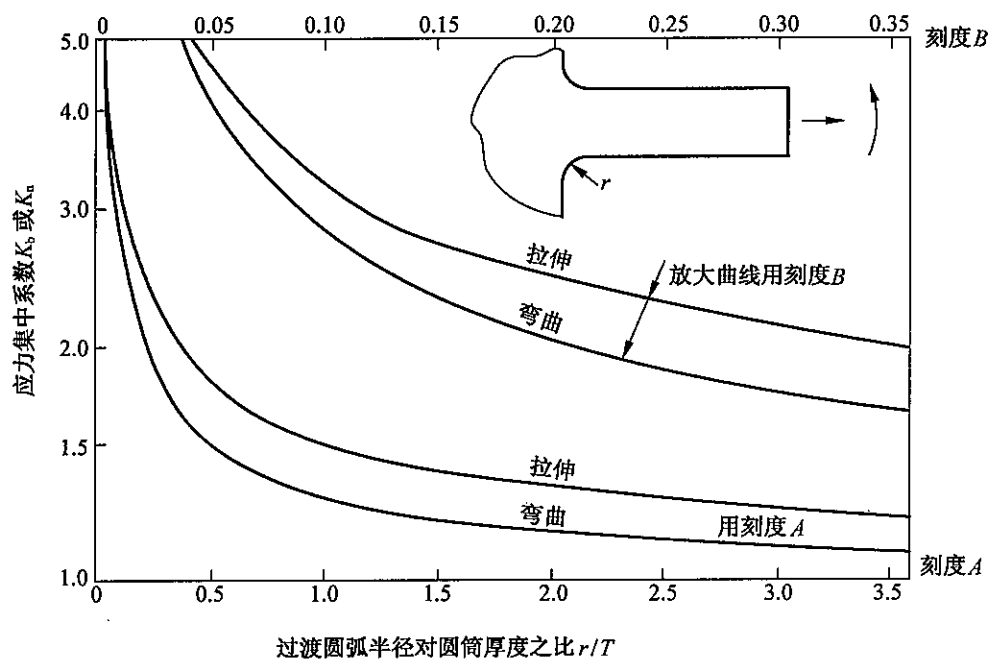


图 26. 2-3 应力集中系数 K_b 和 K_n

K_C ——当为矩形附件上作用有沿圆筒周向的外力矩 M_C , 计算内力矩 M_i 的附件计算参数 β 时所引入的系数, 列于表 26. 2-1

K_L ——当为矩形附件上作用有沿圆筒轴向的外力矩 M_L , 计算内力矩 M_i 的附件计算参数 β 时所引入的系数, 列于表 26. 2-2

K_n ——薄膜应力集中系数, 可由图 26. 2-3 查取

l ——圆筒长度(mm)

M_C ——作用在附件上沿圆筒周向的外力矩(N·mm)

M_i ——内力矩 M_x 、 M_ϕ 的总称(N·mm/mm)

M_L ——作用在附件上沿圆筒轴向的外力矩(N·mm)

M_T ——作用在附件中心轴上的扭矩(N·mm)

M_x ——由外载荷引起在圆筒上沿圆筒轴向的内力矩(N·mm/mm)

M_ϕ ——由外载荷引起在圆筒上沿圆筒周向的内力矩(N·mm/mm)

N_i ——内力 N_x 、 N_ϕ 的总称(N/mm)

N_x ——由外载荷引起在圆筒上沿圆筒轴向的内力(N/mm)

N_ϕ ——由外载荷引起在圆筒上沿圆筒周向的内力(N/mm)

p_c ——圆筒计算压力(MPa)

P ——通过附件作用在圆筒径向的集中载荷或均布总载荷(N)

r ——附件和圆筒连接处的过渡圆弧半径(mm)

r_o ——圆形附件半径(mm)

r_{oR} ——圆形衬垫板半径(mm)

R_m ——圆筒平均半径(mm)

T ——圆筒厚度(mm)

T_R ——衬垫板厚度(mm)

S_a ——圆筒材料的许用应力幅(MPa),由《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732—1995 的图 C-1 确定

S_n ——由各交变外载荷所引起的交变当量应力范围(MPa)

V_C ——作用在附件上沿圆筒周向的横剪力(N)

V_L ——作用在附件上沿圆筒轴向的横剪力(N)

X ——圆筒轴向坐标

β ——附件参数

$$\text{当为圆形附件时: } \beta = \frac{0.875r_o}{R_m}$$

$$\text{当为方形附件时: } \beta = \beta_1 = \beta_2 = \frac{C_1}{R_m} = \frac{C_2}{R_m}$$

当为矩形附件时,根据不同的外载荷作出不同处理。

当附件上作用有沿圆筒径向的外载荷 P 时:

$$\text{如 } \frac{\beta_1}{\beta_2} > 1$$

$$\text{则 } \beta = \left[1 - \frac{1}{3} \left(\frac{\beta_1}{\beta_2} - 1 \right) (1 - K_1) \right] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$$

$$\text{如 } \frac{\beta_1}{\beta_2} < 1$$

$$\text{则 } \beta = \left[1 - \frac{4}{3} \left(1 - \frac{\beta_1}{\beta_2} \right) (1 - K_2) \right] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$$

当附件上作用有沿圆筒周向的外弯矩 M_c 时:

如计算内力 N_i , 则 $\beta = \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2}$, 然后将此 β 值在相应附图上所查得的系数 $\frac{N_i R_m^2 \beta}{M_c}$ 乘以系数

C_c 值

如计算内力矩 M_i , 则 $\beta = K_c \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2}$ 。

当附件上作用有沿圆筒轴向的外弯矩 M_L 时:

如计算内力 N_i , 则 $\beta = \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2}$, 然后将此 β 值在相应附图上所查得的系数 $\frac{N_i R_m^2 \beta}{M_L}$ 乘以系数

C_L 值

如计算内力矩 M_i , 则 $\beta = K_L \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2}$

β_1 ——矩形附件参数, $\beta_1 = \frac{C_1}{R_m}$

β_2 ——矩形附件参数, $\beta_2 = \frac{C_2}{R_m}$

γ ——圆筒参数, $\gamma = \frac{R_m}{T}$

σ ——复合应力的当量强度(MPa)

σ_x ——圆筒上的轴向正应力(MPa)

σ_ϕ ——圆筒上的周向正应力(MPa)

$[\sigma]^t$ ——圆筒材料在设计温度下的许用应力(MPa)

τ ——圆筒上的剪切应力(MPa)

ϕ ——圆筒周向坐标

$\left(\frac{N_\phi R_m}{P}\right)$ ——由外力 P 在圆筒上引起周向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_\phi}{P}\right)$ ——由外力 P 在圆筒上引起周向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_\phi R_m^2 \beta}{M_c}\right)$ ——由外力矩 M_c 在圆筒上引起周向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_\phi R_m \beta}{M_c}\right)$ ——由外力矩 M_c 在圆筒上引起周向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_\phi R_m^2 \beta}{M_L}\right)$ ——由外力矩 M_L 在圆筒上引起周向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_\phi R_m \beta}{M_L}\right)$ ——由外力矩 M_L 在圆筒上引起周向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_x R_m}{P}\right)$ ——由外力 P 在圆筒上引起轴向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_x}{P}\right)$ ——由外力 P 在圆筒上引起轴向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_x R_m^2 \beta}{M_c}\right)$ ——由外力矩 M_c 在圆筒上引起轴向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_x R_m \beta}{M_c}\right)$ ——由外力矩 M_c 在圆筒上引起轴向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_x R_m^2 \beta}{M_L}\right)$ ——由外力矩 M_L 在圆筒上引起轴向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_x R_m \beta}{M_L}\right)$ ——由外力矩 M_L 在圆筒上引起轴向弯曲应力的系数

表 26.2-1 承受周向弯矩 M_c 时的系数 C_c, K_c

$\frac{\beta_1}{\beta_2}$	γ	C_c		K_c	
		N_ϕ	N_x	M_ϕ	M_x
$\frac{1}{4}$	15	0.31	0.49	1.31	1.84
	50	0.21	0.46	1.24	1.62
	100	0.15	0.44	1.16	1.45
	300	0.09	0.46	1.02	1.17
$\frac{1}{2}$	15	0.64	0.75	1.09	1.36
	50	0.57	0.75	1.08	1.31
	100	0.51	0.76	1.04	1.26
	300	0.39	0.77	0.99	1.13
2	15	(1.7)	(1.3)	(1.20)	(0.97)
	100	1.43	1.12	1.10	0.95
	300	(1.3)	(1.00)	(1.00)	(0.90)
4	15	(1.75)	(1.31)	(1.47)	(1.08)
	100	1.49	0.81	1.38	1.06
	300	(1.36)	(0.74)	(1.27)	(0.98)

注：括弧中的数值是由近似式求得的。

表 26.2-2 承受轴向弯矩 M_L 时的系数 C_L, K_L

$\frac{\beta_1}{\beta_2}$	γ	C_L		K_L	
		N_ϕ	N_x	M_ϕ	M_x
$\frac{1}{4}$	15	0.75	0.43	1.80	1.24
	50	0.77	0.33	1.65	1.16
	100	0.80	0.24	1.59	1.11
	300	0.90	0.07	1.56	1.11

续表 26.2-2

$\frac{\beta_1}{\beta_2}$	γ	C_L		K_L	
		N_t	N_x	M_t	M_x
$\frac{1}{2}$	15	(0.90)	(0.76)	(1.08)	(1.04)
	100	0.97	0.68	1.07	1.02
	300	(1.10)	(0.60)	(1.05)	(1.02)
2	15	(0.87)	(1.30)	(0.94)	(1.12)
	100	0.81	1.15	0.89	1.07
	300	(0.80)	(1.50)	(0.79)	(0.90)
4	15	0.68	1.20	0.90	1.24
	100	0.51	1.03	0.81	1.12
	300	(0.50)	(1.33)	(0.64)	(0.83)

注:括弧中的数值是由近似式求得的。

表 26.2-3 承受径向载荷 P 时的系数 K_1 、 K_2

系数	需求内力(矩)			
	N_t	N_x	M_t	M_x
K_1	0.91	1.68	1.76	1.2
K_2	1.48	1.2	0.88	1.25

表 26.2-4 外载荷通过实心附件对圆筒引起的局部应力

应力起因及性质	所用图号	计算公式	A_U	A_L	B_U	B_L	C_U	C_L	D_U	D_L	A_m	B_m	C_m	D_m
由 P 引起薄膜	A、B 点图 26.2-19 C、D 点图 26.2-18	$K_n \left(\frac{N_t R_m}{P} \right) \frac{P}{R_m T}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
由 P 引起弯曲	A、B 点图 26.2-17 C、D 点图 26.2-14	$K_b \left(\frac{M_t}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	—	+	—	+	—	+	—	+	/	/	/	/
由 M_c 引起薄膜	图 26.2-6	$K_n \left(\frac{N_t R_m^2 \beta}{M_c} \right) \frac{M_c}{R_m^2 \beta T}$	/	/	/	/	—	—	+	+	/	/	—	+
由 M_c 引起弯曲	图 26.2-4	$K_b \left(\frac{M_t R_m \beta}{M_c} \right) \frac{6M_c}{R_m^2 \beta T^2}$	/	/	/	/	—	+	+	—	/	/	/	/
由 M_L 引起薄膜	图 26.2-12	$K_n \left(\frac{N_t R_m^2 \beta}{M_L} \right) \frac{M_L}{R_m^2 \beta T}$	—	—	+	+	/	/	/	/	—	+	/	/

续表 26.2-4

应力起因及性质	所用图号	计算公式	A_U	A_L	B_U	B_L	C_U	C_L	D_U	D_L	A_m	B_m	C_m	D_m
由 M_L 引起弯曲	图 26.2-8、 图 26.2-9 中较大者 ^①	$K_b \left(\frac{M_L R_m \beta}{M_L} \right) \frac{6M_L}{R_m \beta T^2}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R_m}{T}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
ϕ 方向代数和		σ_ϕ												
由 P 引起薄膜	A、B 点图 26.2-18 C、D 点图 26.2-19	$K_n \left(\frac{N_x R_m}{P} \right) \frac{P}{R_m T}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
由 P 引起弯曲	A、B 点图 26.2-15 C、D 点图 26.2-16	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	/	/	/	/
由 M_C 引起薄膜	图 26.2-7	$K_n \left(\frac{N_x R_m^2 \beta}{M_C} \right) \frac{M_C}{R_m^2 \beta T}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_C 引起弯曲	图 26.2-5	$K_b \left(\frac{M_x R_m \beta}{M_C} \right) \frac{6M_C}{R_m \beta T^2}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_L 引起薄膜	图 26.2-13	$K_n \left(\frac{N_x R_m^2 \beta}{M_L} \right) \frac{M_L}{R_m^2 \beta T}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 M_L 引起弯曲	图 26.2-10、 图 26.2-11 中较大者 ^②	$K_b \left(\frac{M_x R_m \beta}{M_L} \right) \frac{6M_L}{R_m \beta T^2}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R_m}{2T}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
x 方向代数和		σ_x												
由 V_C 引起剪切	/	$\frac{V_C}{\pi r_o T}$ ^③	+	+	-	-	/	/	/	/	+	-	/	/
由 V_L 引起剪切	/	$\frac{V_L}{\pi r_o T}$ ^④	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_T 引起剪切	/	$\frac{M_T}{2\pi r_o^2 T}$ ^⑤	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和		τ												

注:1 A、B 点应力由图 26.2-8, AB、CD 点间应力由图 26.2-9, 保守地取在 A、B 点。

2 A、B 点应力由图 26.2-10, AB、CD 点间应力由图 26.2-11, 保守地取在 A、B 点。

3 当为矩形附件时, 式中 r_o 用 C_1 (和 V_C 的作用线相平行) 代替。

4 当为矩形附件时, 式中 r_o 用 C_2 (和 V_L 的作用线相平行) 代替。

5 当为矩形附件时, WRC 第 107 公报未提供设计方法而要设计人员自行确定或略去。

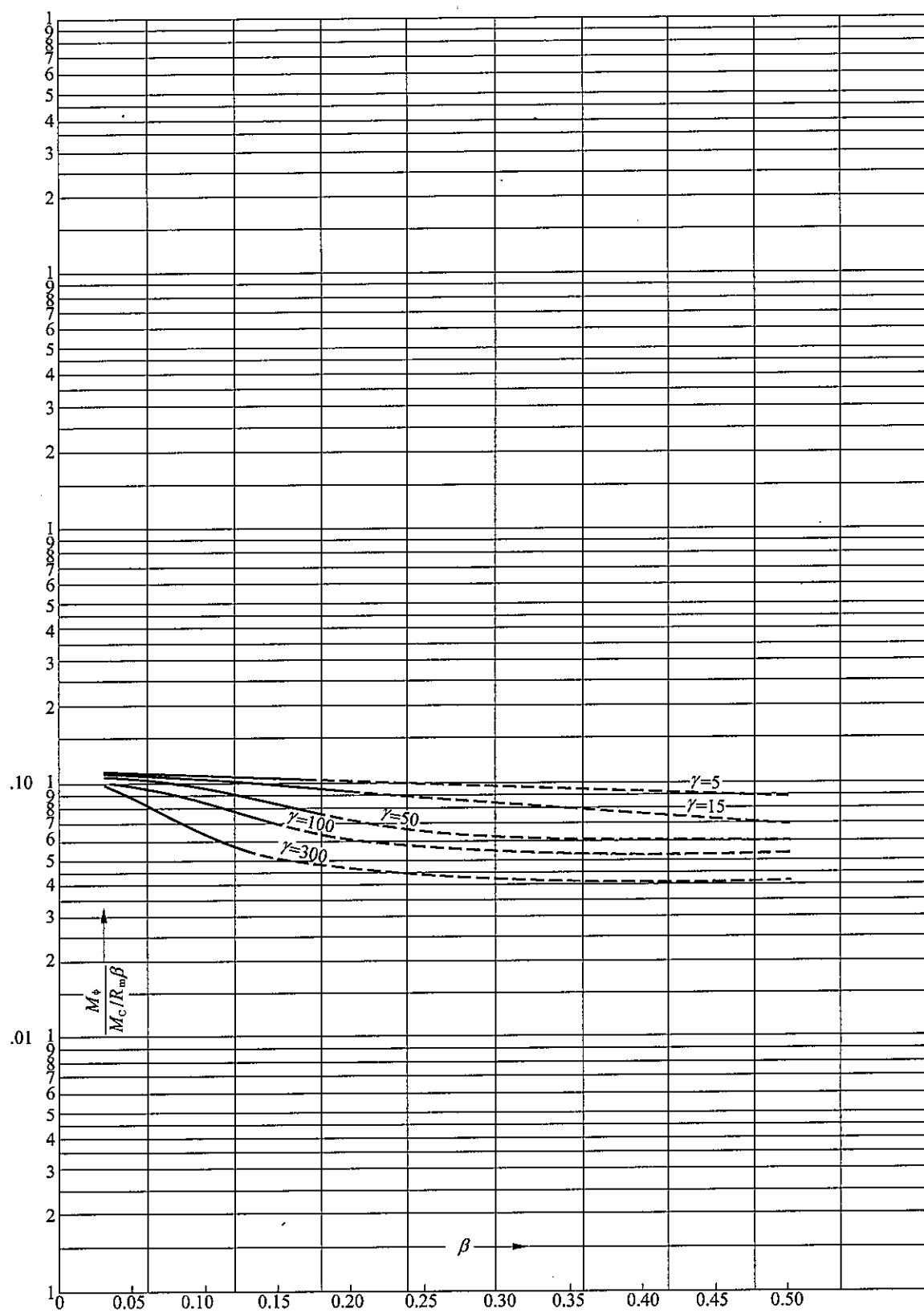


图 26.2-4 由周向外力矩 M_C 在圆筒上引起的内力矩 $M_\phi / (M_C / R_m \beta)$

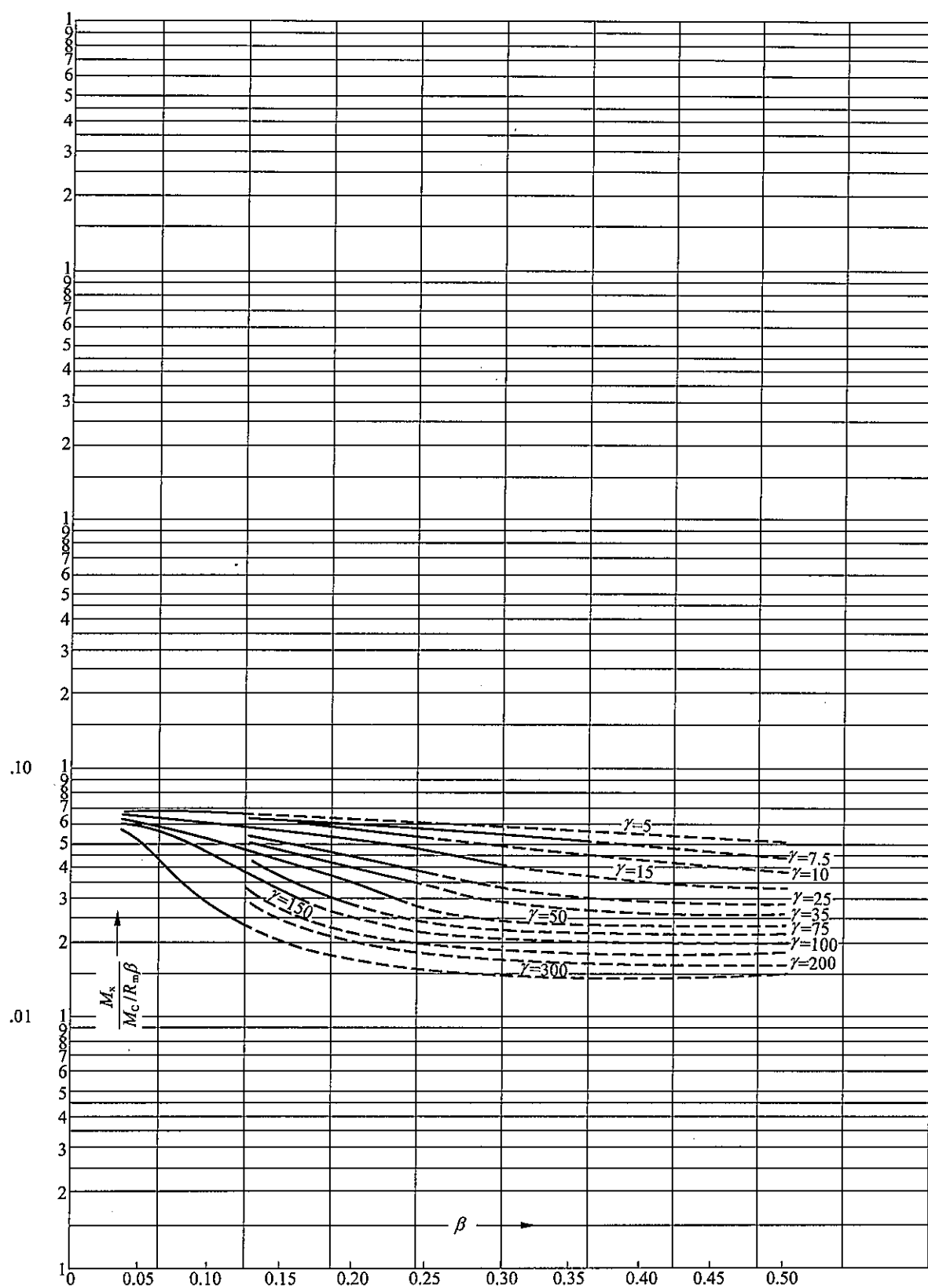


图 26.2-5 由周向外力矩 M_c 在圆筒上引起的内力矩 $M_x / (M_c / R_m \beta)$

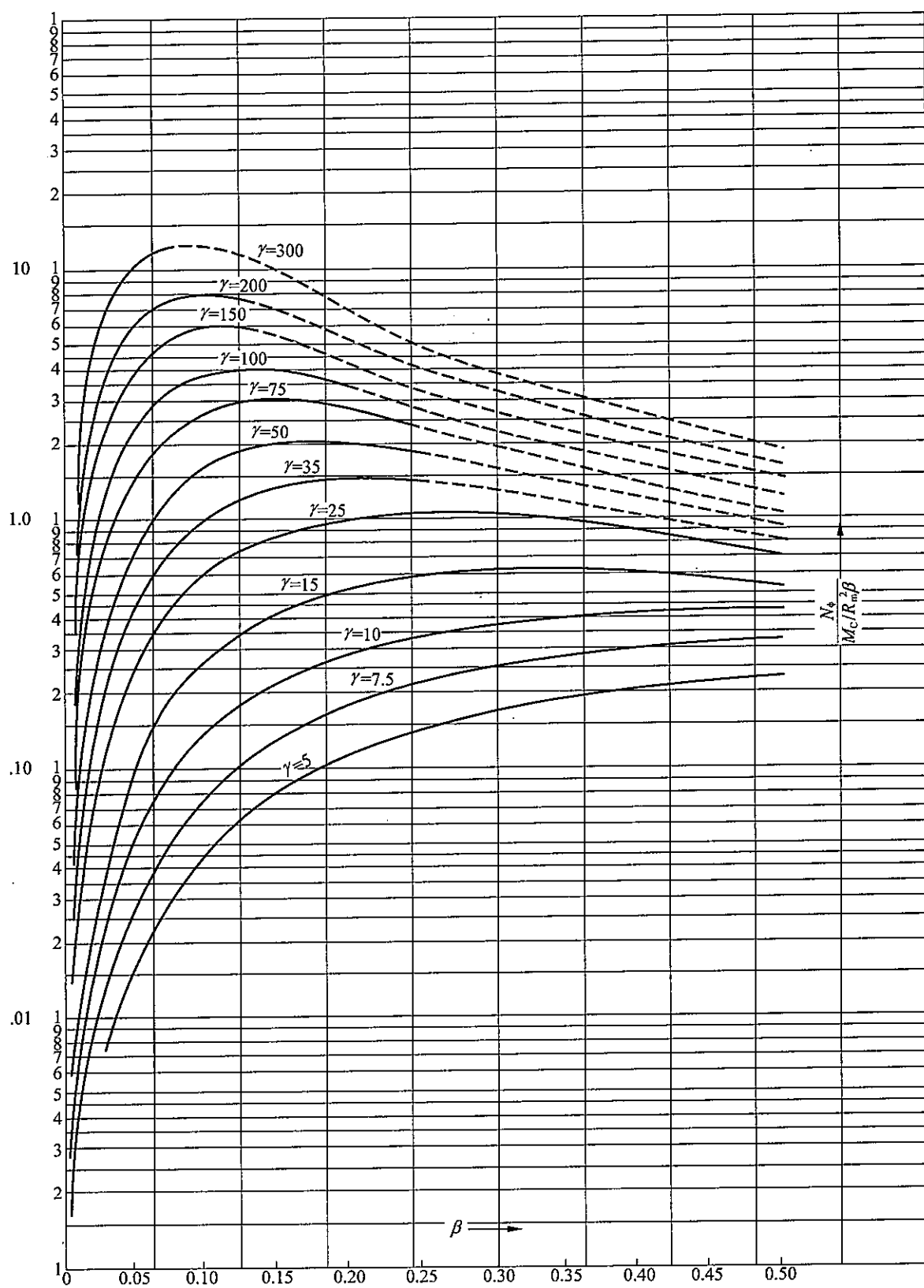


图 26.2-6 由周向外力矩 M_c 在圆筒上引起的内力 $N_\phi / (M_c / R_m^2 \beta)$

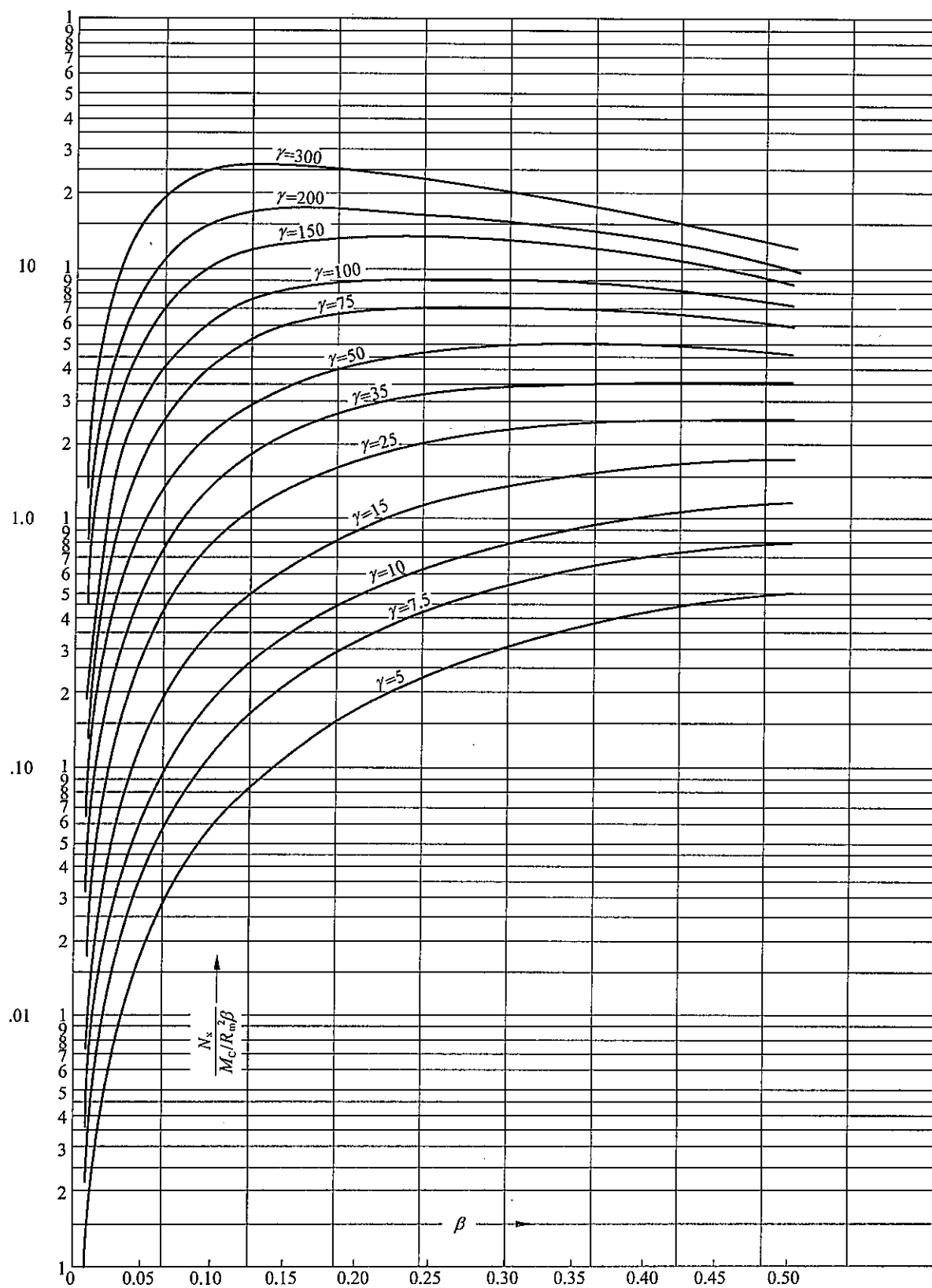


图 26.2-7 由周向外力矩 M_c 在圆筒上引起的内力 $N_x / (M_c / R_m^2 \beta)$

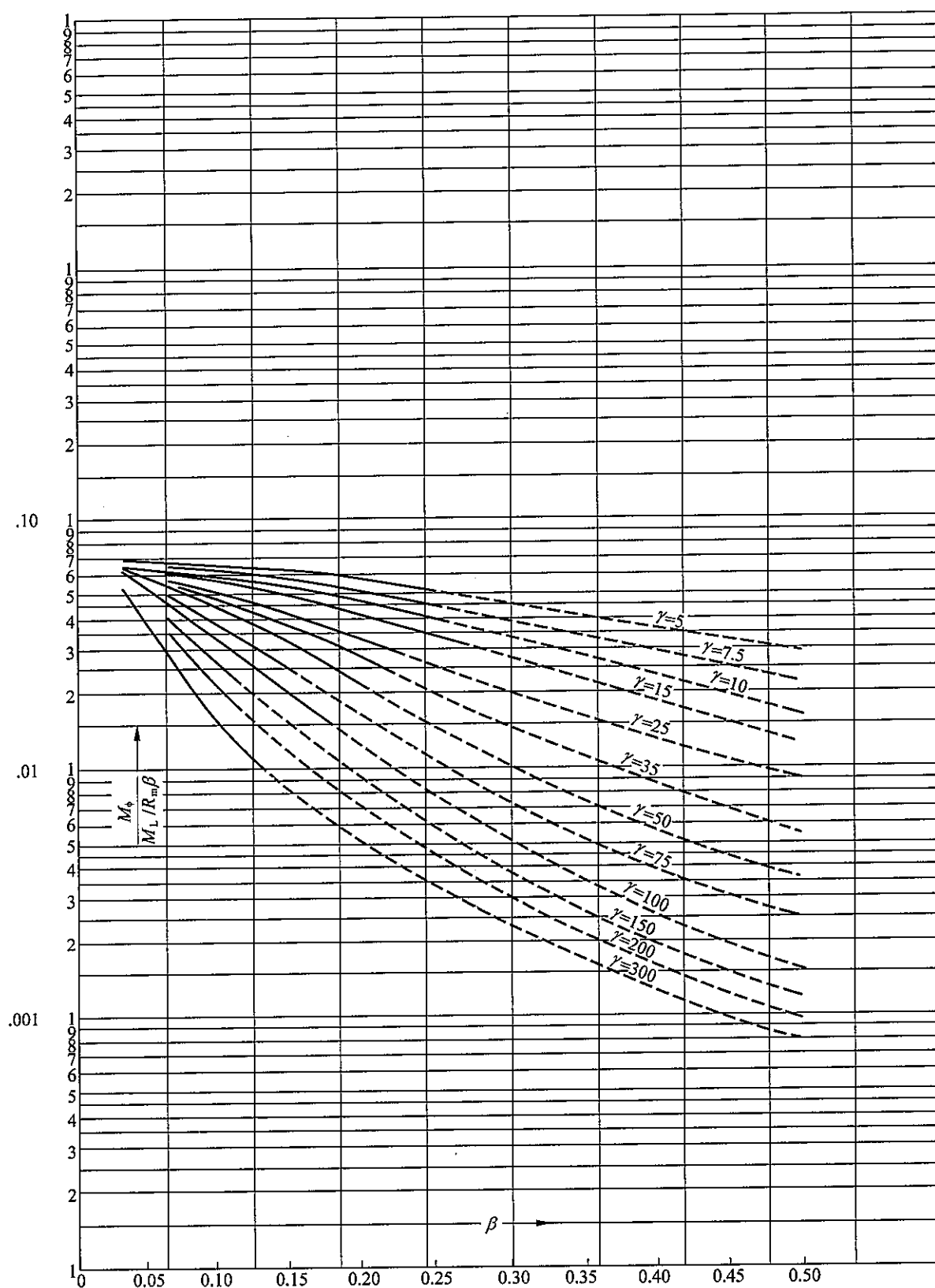


图 26.2-8 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力矩 $M_\phi / (M_L / R_m \beta)$

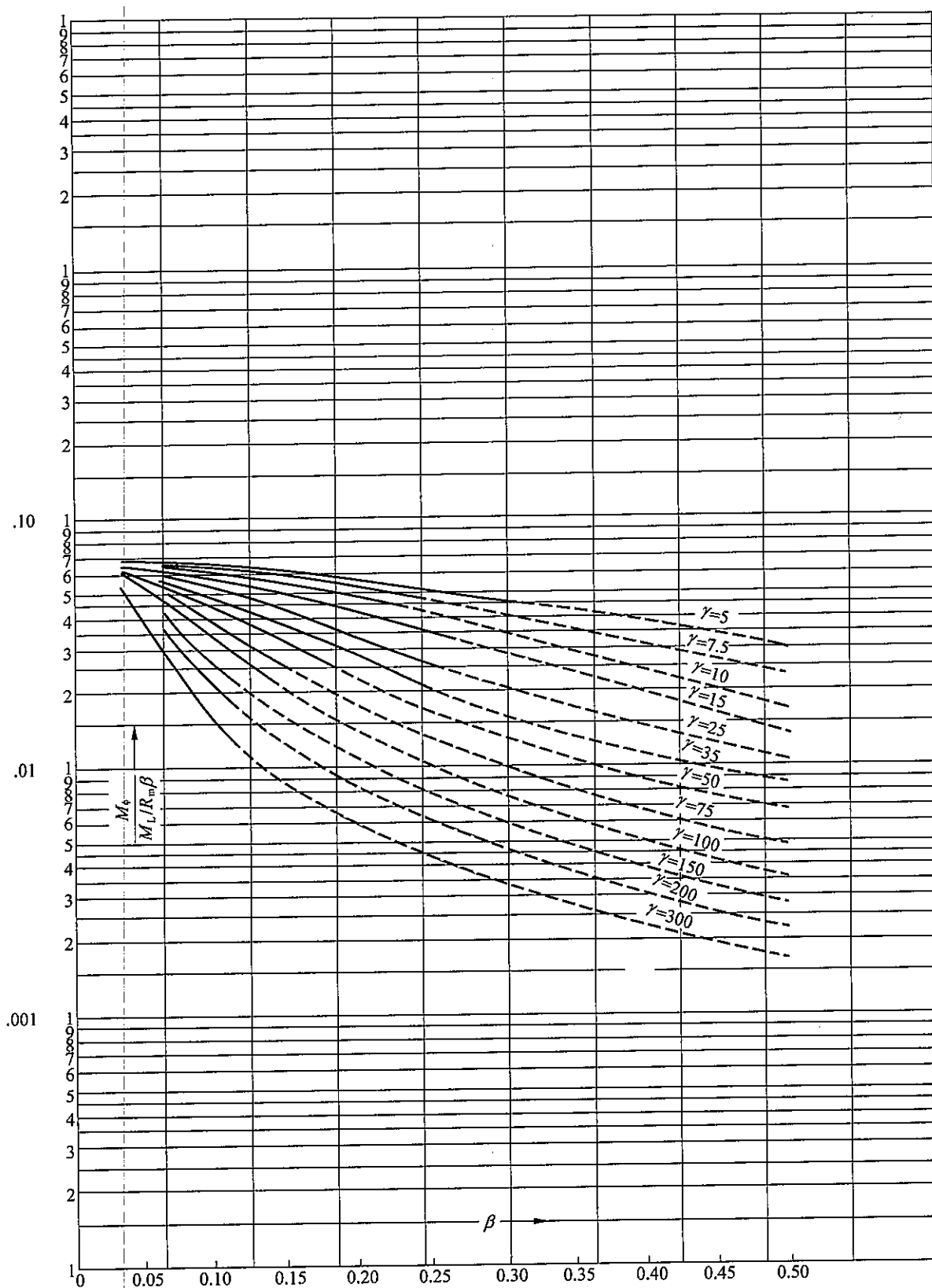


图 26.2-9 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力矩 $M_\phi / (M_L / R_m \beta)$

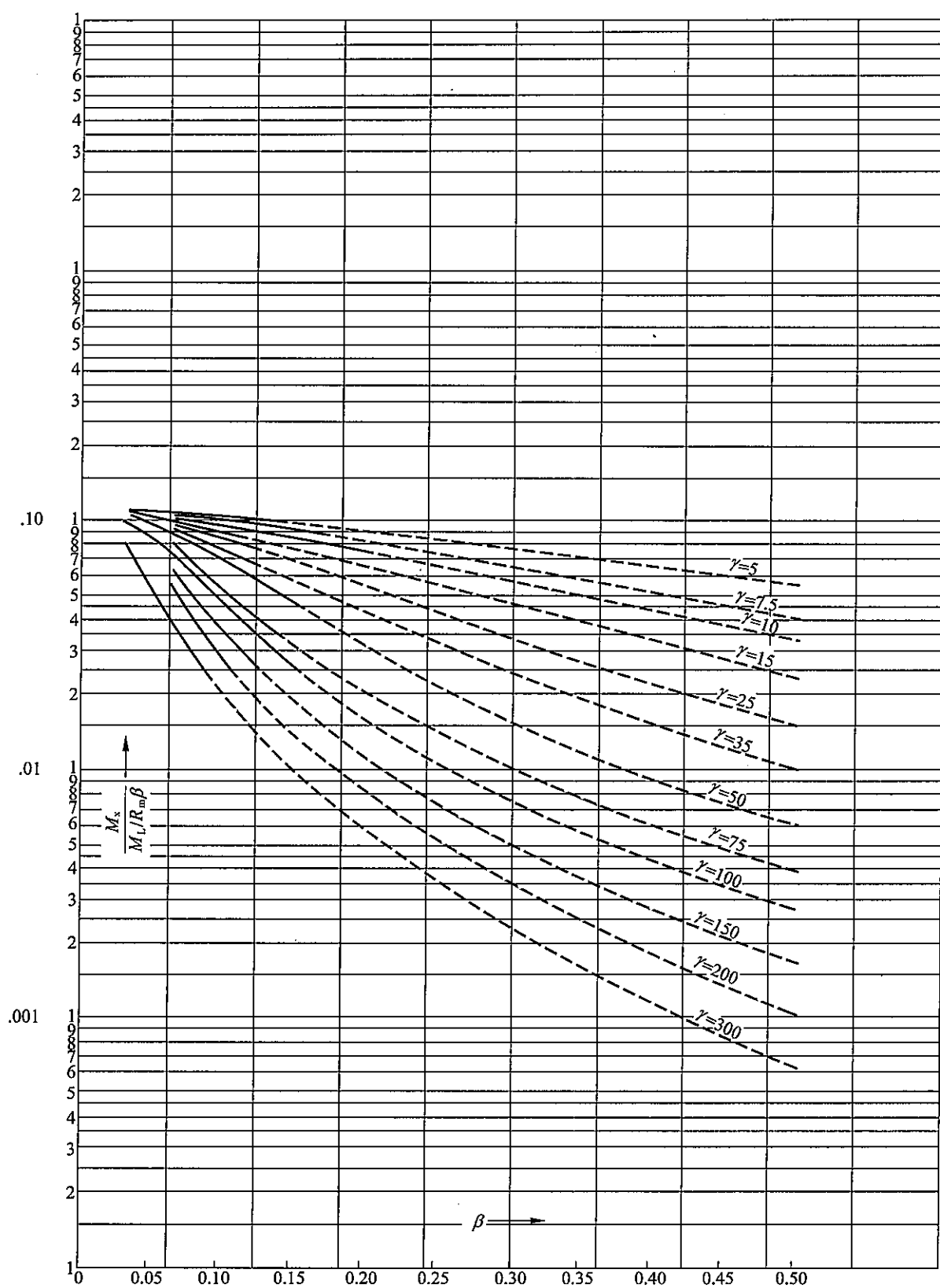


图 26.2-10 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力矩 $M_x / (M_L / R_m \beta)$

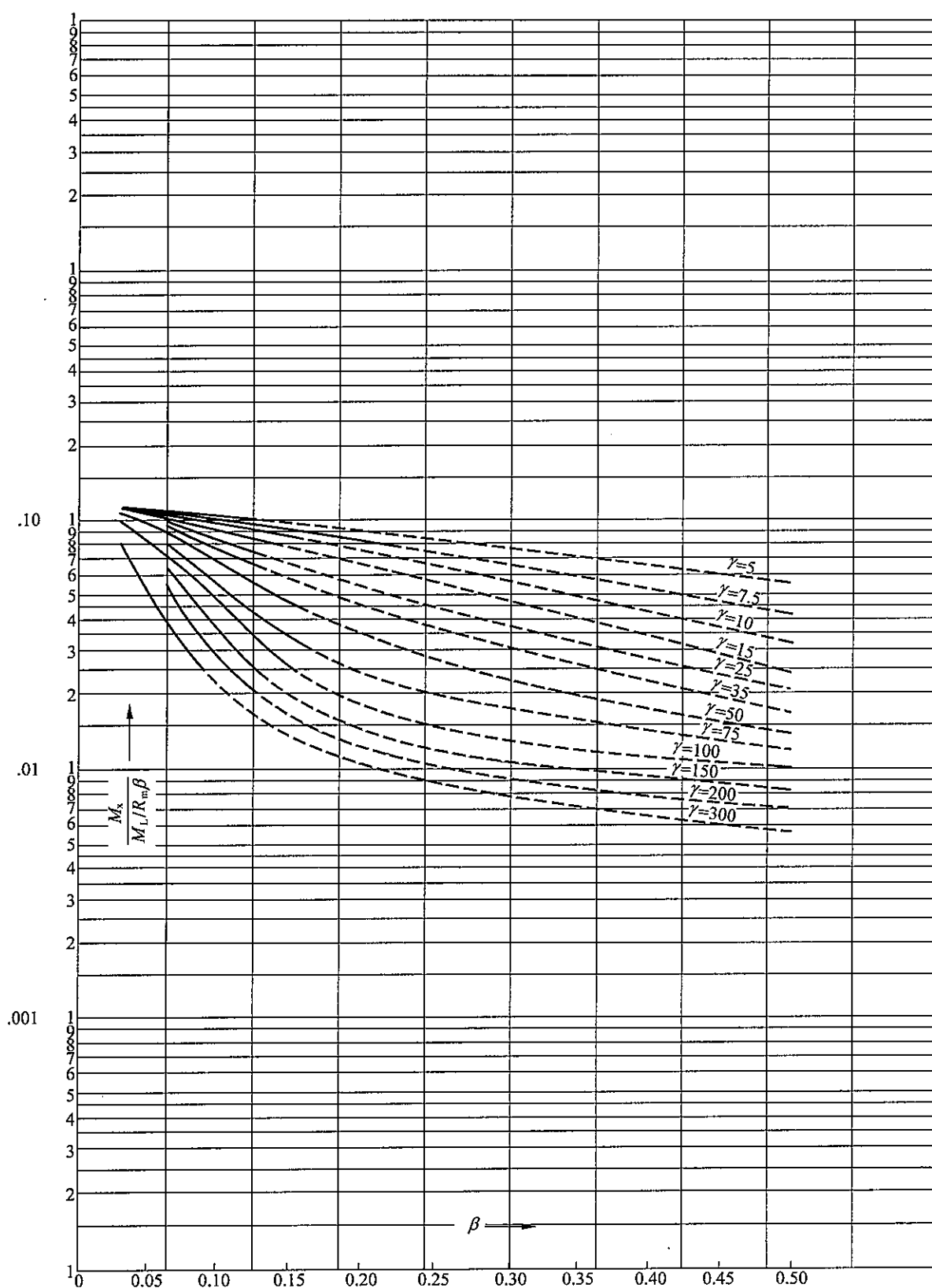


图 26.2-11 由轴向外力矩 M_t 在圆筒上引起的内力矩 $M_x/(M_t/R_m\beta)$

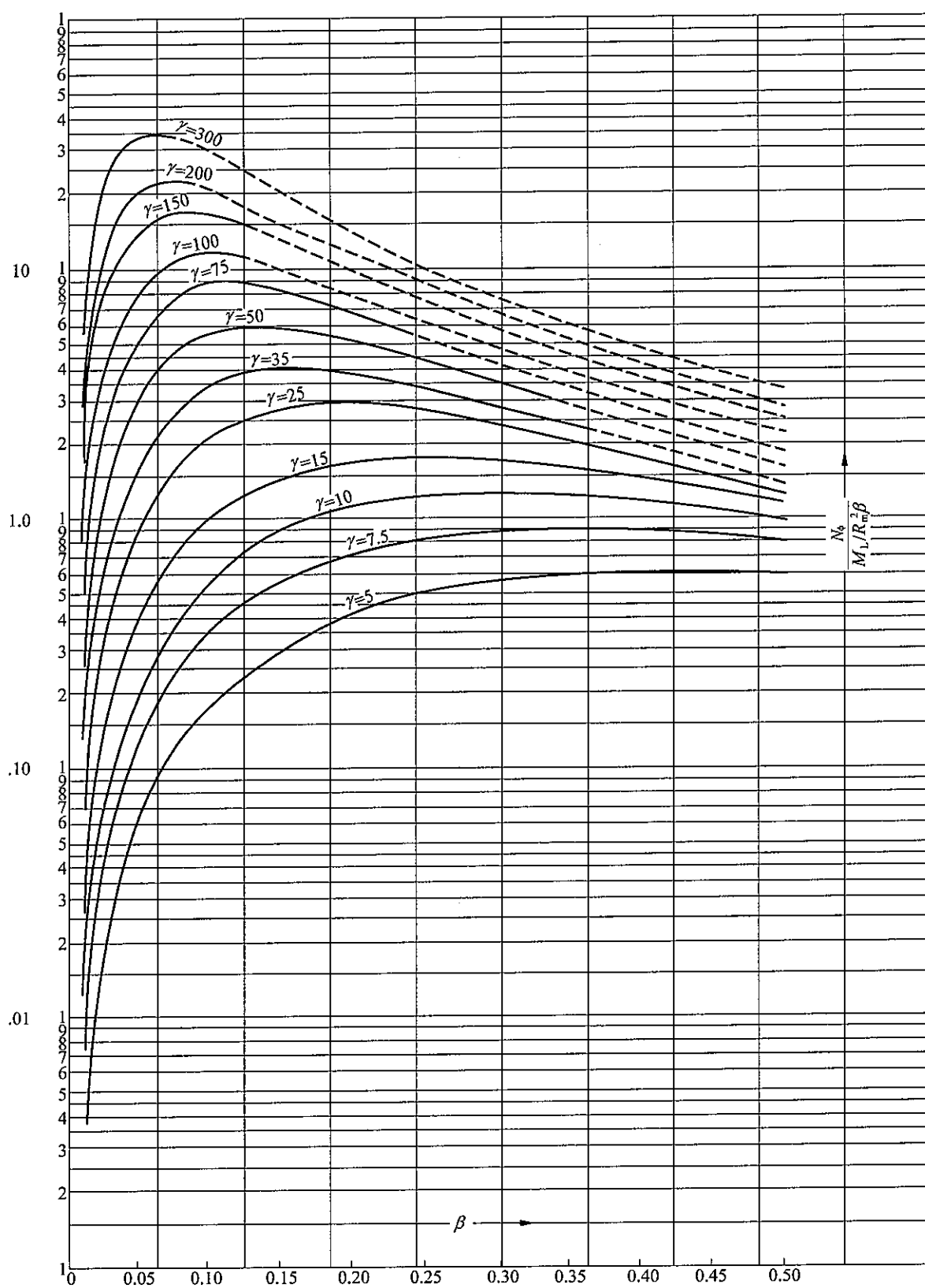


图 26.2-12 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力 $N_\phi / (M_L / R_m^2 \beta)$

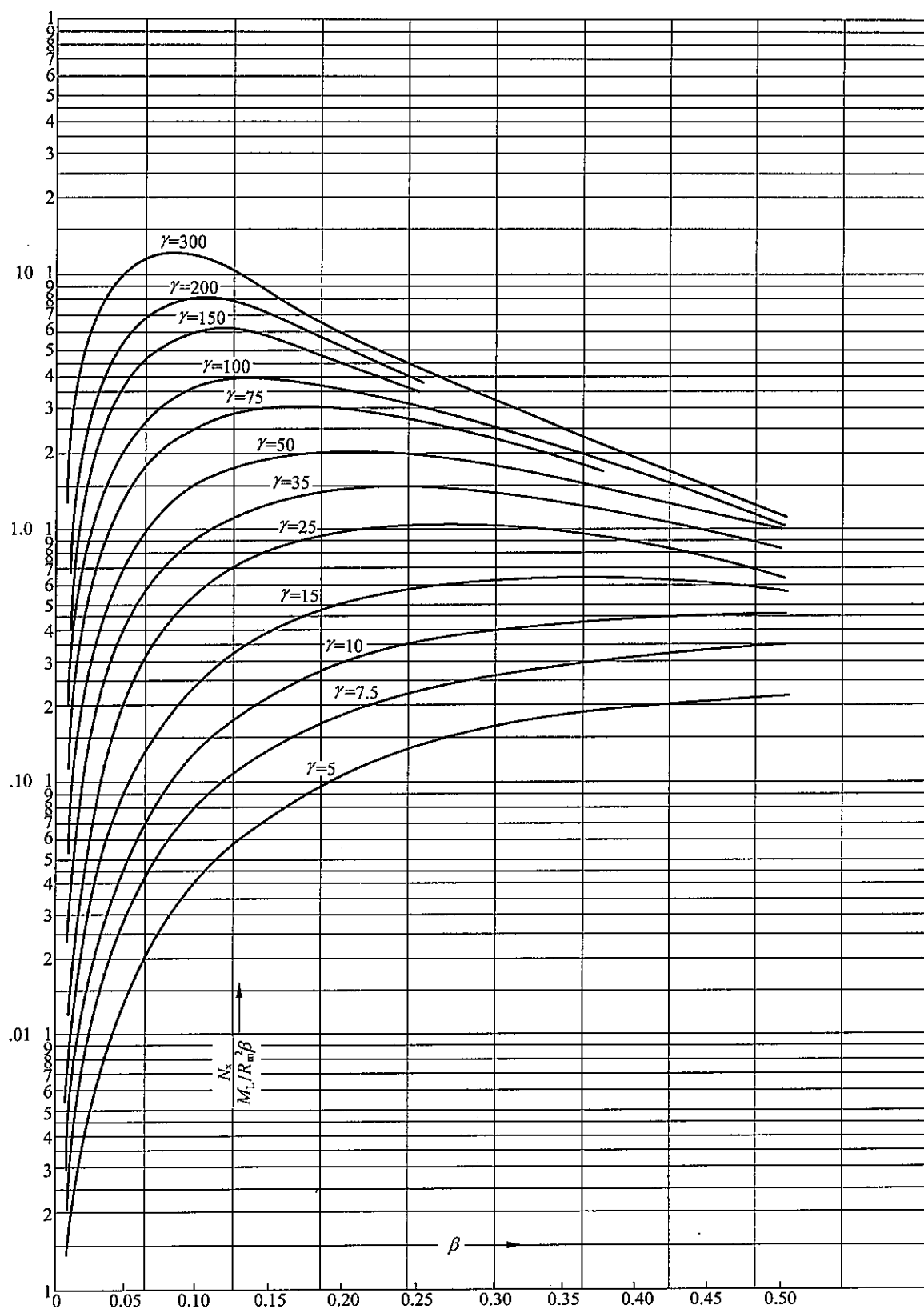


图 26.2-13 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力 $N_x / (M_L / R_m^2 \beta)$

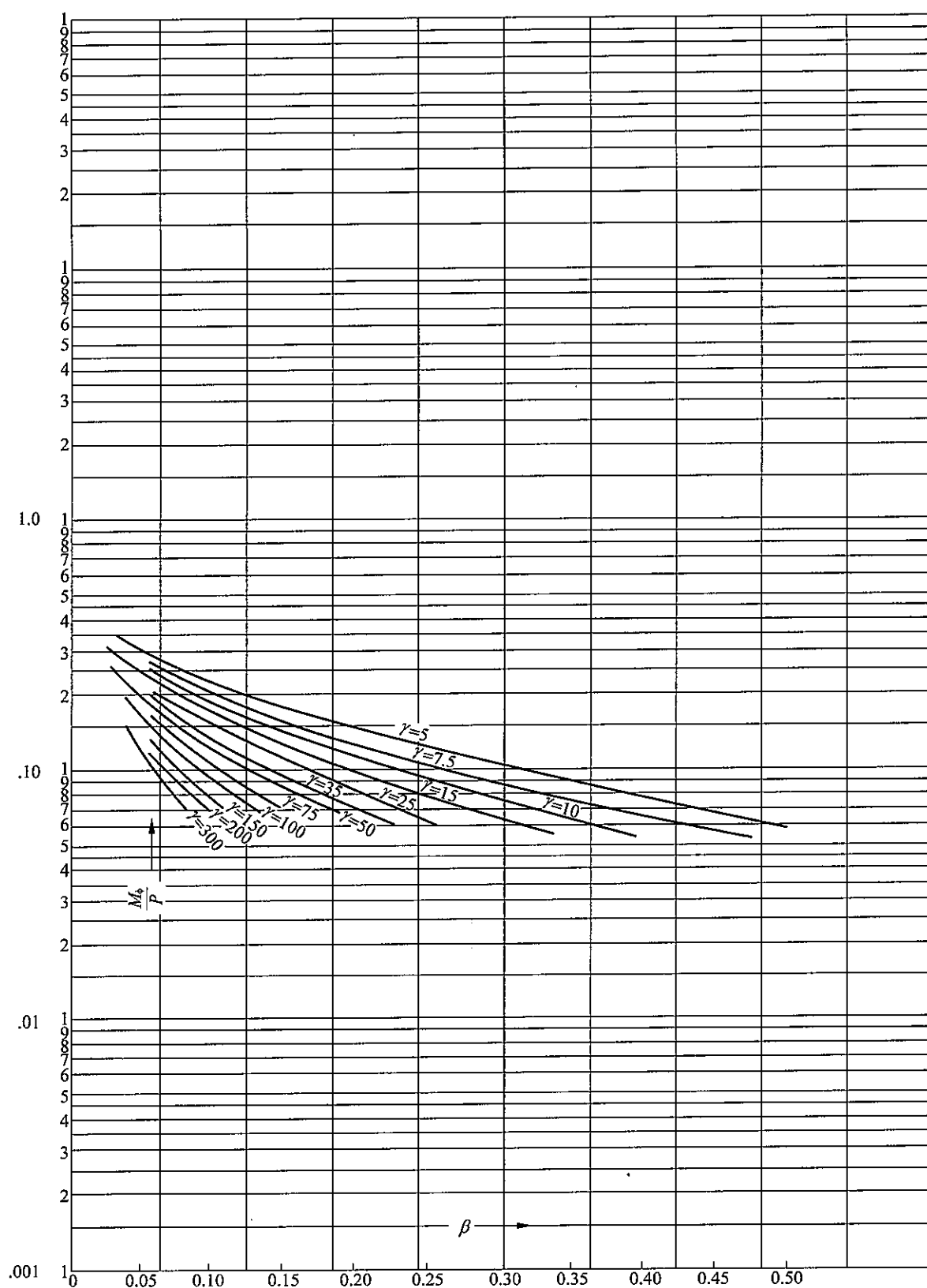


图 26.2-14 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力矩 M_ϕ/P

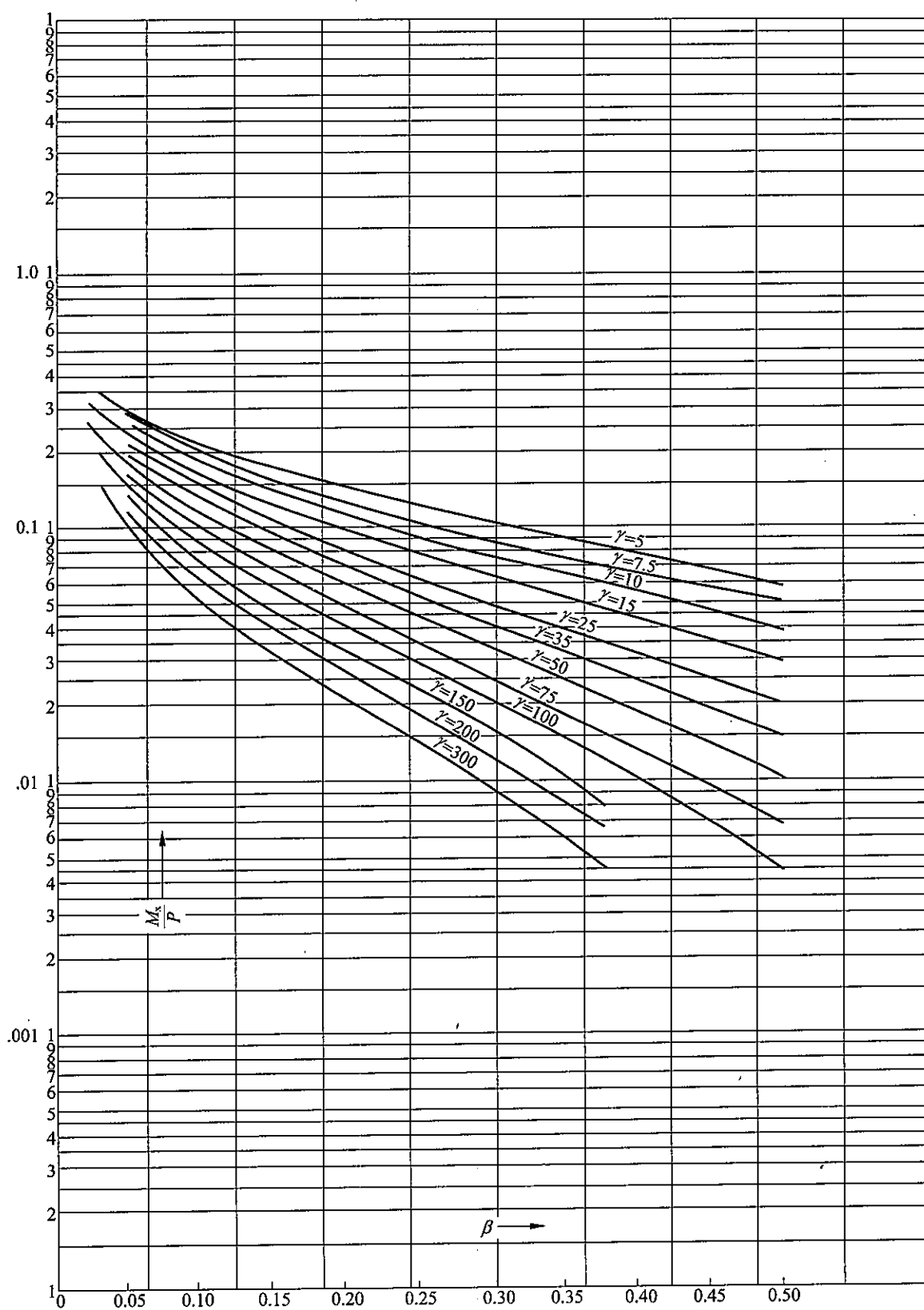


图 26.2-15 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力矩 M_x/P

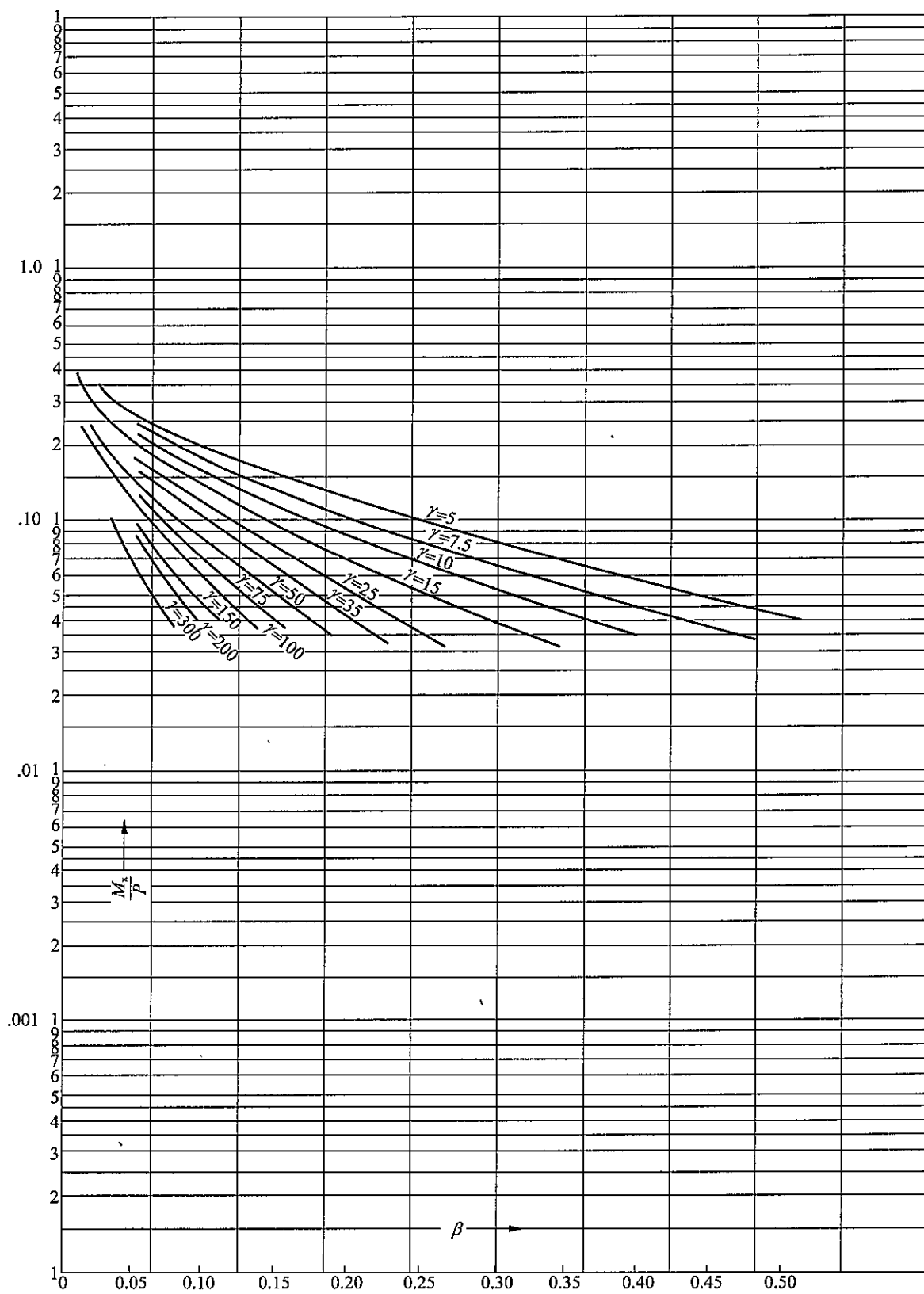


图 26.2-16 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力矩 M_x/P

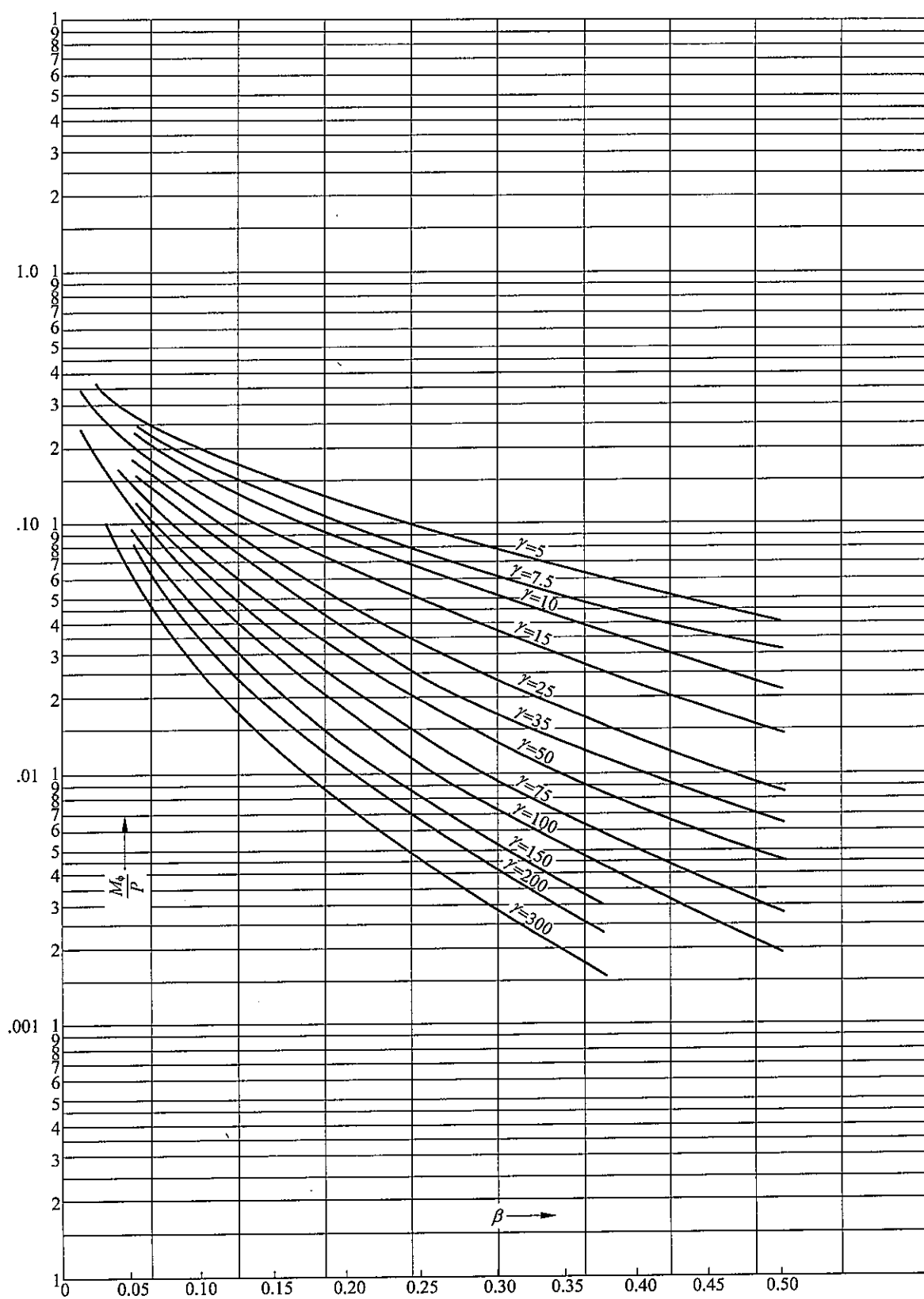


图 26.2-17 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力矩 M_ϕ/P

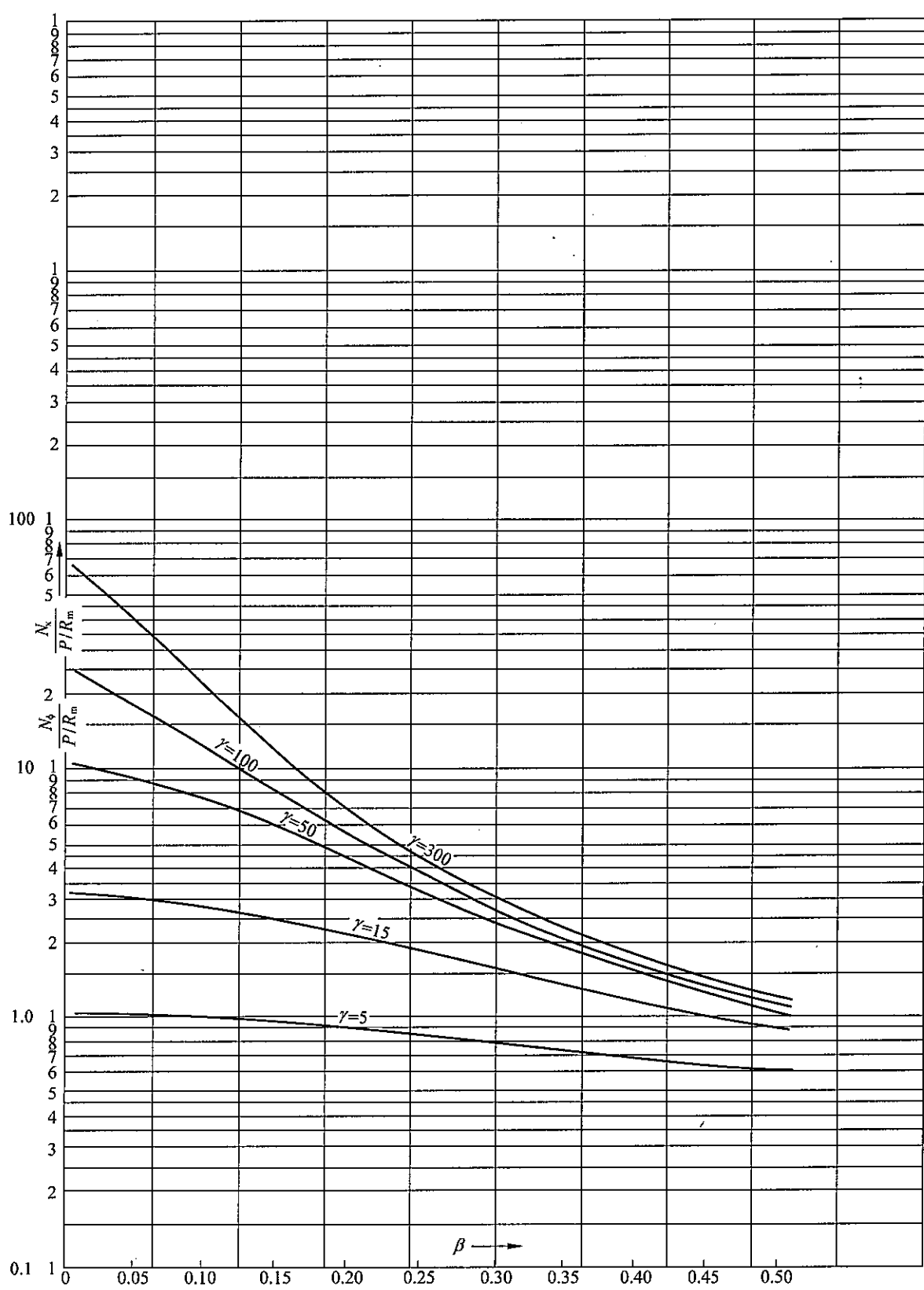


图 26.2-18 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力 $N_{\phi}/(P/R_m)$ 、 $N_x/(P/R_m)$

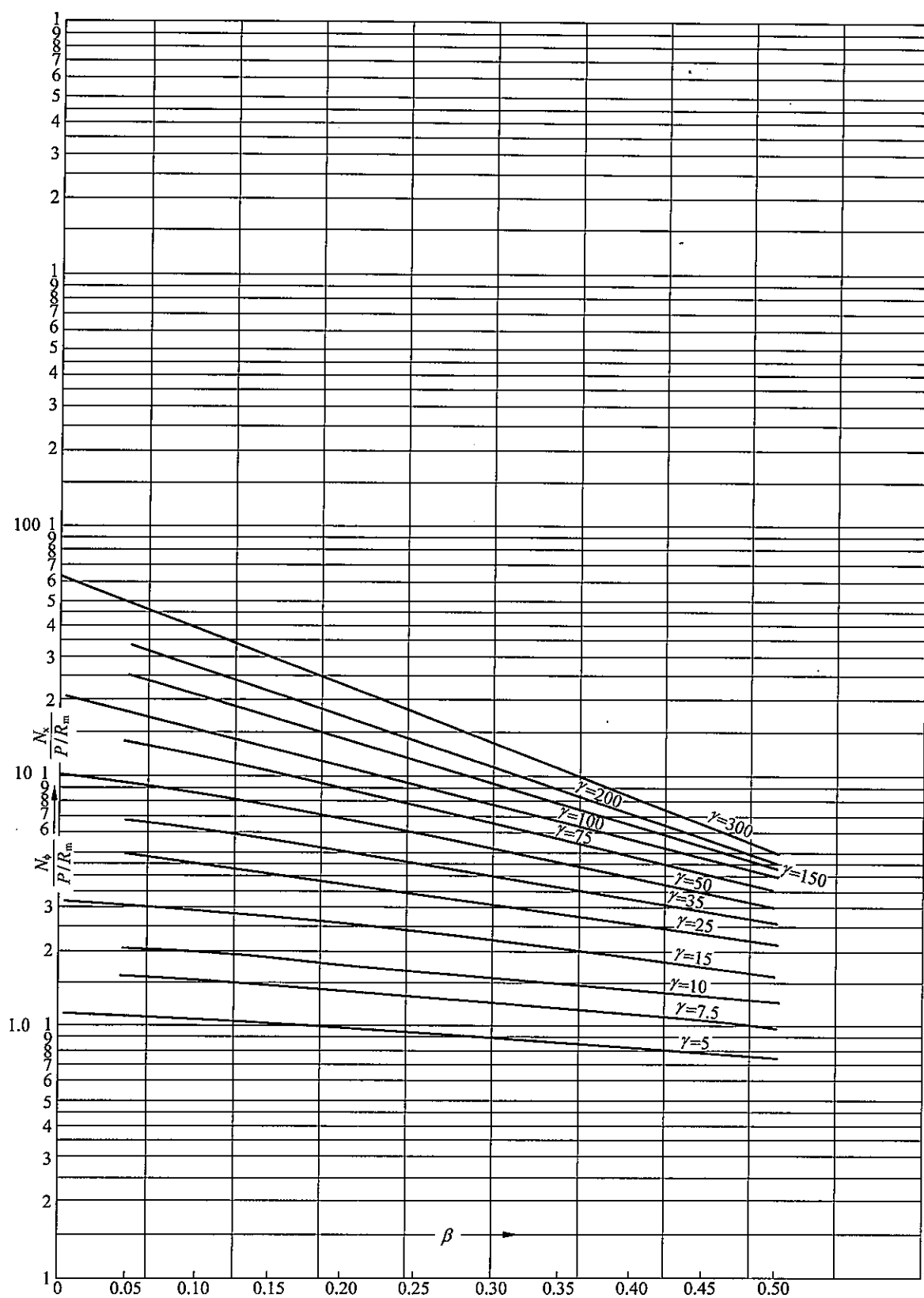


图 26.2-19 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力 $N_s/(P/R_m)$ 、 $N_\phi/(P/R_m)$

26.3 圆筒上局部应力的计算和校核

26.3.1 圆筒参数和附件参数的确定。

根据本标准第 26.2 节所列的符号说明,确定圆筒参数 γ 和附件参数 β 。

1 当圆筒上未设置衬垫板时,由圆筒厚度 T 值确定圆筒参数,即 $\gamma = \frac{R_m}{T}$ 。

当圆筒上设有衬垫板时,不论衬垫板尺寸大小,在确定圆筒参数 γ 时都以圆筒厚度 T 与衬垫板厚度 T_R 之和代替 T 值,即 $\gamma = \frac{R_m}{T+T_R}$ 。

2 在确定附件参数 β 时,应针对圆形、方形或矩形附件,按本标准第 26.2 节符号说明中所表示的值分别确定;当为矩形附件时,按本标准第 26.2 节符号说明,根据不同的外载荷作出不同处理。

26.3.2 局部应力的计算。

沿圆筒径向的外力 P 、沿圆筒周向的外力矩 M_c 和沿圆筒轴向的外力矩 M_L 都会在附件周边处的圆筒上引起沿圆筒周向和轴向的薄膜应力和弯曲应力,其代表性的地点为本标准图 26.2-2 所示的 A、B、C、D 四点,其中薄膜应力沿圆筒厚度均布,弯曲应力在圆筒内、外壁表面处大小相等,方向相反,中面处为 0。

沿圆筒周向的横剪力 V_c 、沿圆筒轴向的横剪力 V_L 、作用在附件中心轴上的扭矩 M_T 都会在附件周边处的圆筒上引起沿附件切向且沿圆筒厚度均布的剪切应力。

压力 p_c 对圆筒引起周向和轴向薄膜应力。

当外载荷不带交变性质或按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定可以免除疲劳分析时,取应力集中系数 $K_b = K_n = 1.0$ 。

当外载荷带有交变性质且按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定要求进行疲劳分析时,则应由本标准图 26.2-3 确定应力集中系数 K_b 和 K_n 值。

1 圆筒上未设衬垫板时局部应力的计算。

根据作用在实心附件上的各外载荷,按本标准表 26.2-4 中列出的所用图号,由圆筒参数 γ 和附件参数 β 查取各个应力系数,代入本标准表 26.2-4 中的计算公式栏中以计算各外载荷在 A、B、C、D 各点处所引起的各项应力。当各外力、外力矩和本标准图 26.2-2 所示方向相同时,A、B、C、D 各点处的应力符号即为本标准表 26.2-4 中所列符号;当外力、外力矩中之任一者和本标准图 26.2-2 所示方向相反时,则由该外载荷在各点处所引起的应力符号和本标准表 26.2-4 中所列的符号相反。

2 圆筒上设有衬垫板时局部应力的计算。

当附件边缘至衬垫板边缘的距离不小于 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 时,在确定圆筒参数 γ 时以 $(T+T_R)$ 代替 T 值,并在本标准表 26.2-4 的各计算公式中,以 $(T+T_R)$ 代替 T 值、 $(T+T_R)^2$ 代替 T^2 值,以求取 A、B、C、D 各点处的各项应力。

此外,尚应以衬垫板半径 r_{or} (当为圆形附件时)或半长 C_{1R} 、 C_{2R} (当为矩形或方形附件时)代替圆形附件半径 r_c 。或矩形、方形附件半长 C_1 、 C_2 以确定附件参数 β ,以 $(T+T_R)$ 代替 T 值以确定圆筒参数 γ 查取各应力系数,代入本标准表 26.2-4 中的计算公式,此时 T 、 T^2 值中不再计入衬垫板厚度 T_R ,以求取衬垫板外周边处圆筒上的各项应力。

当附件边缘至衬垫板边缘的距离小于 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 时,在确定圆筒参数 γ 时以 $(T+T_R)$ 代替 T 值,但在本标准表 26.2-4 各计算公式中的 T 、 T^2 值不再计入衬垫板厚度 T_R ,以求取附件边缘处圆筒上 A、B、C、D 各点处的各项应力。

当各外力、外力矩方向和本标准图 26.2-2 中所示方向相同时,A、B、C、D 各点处的应力符号即为本标准表 26.2-4 中所列符号;当外力、外力矩中之任一者和本标准图 26.2-2 所示方向相反时,则由该外载荷在各点处所引起的应力符号和本标准表 26.2-4 中所列的符号相反。

26.3.3 局部应力的校核。

按本标准表 26.2-4 计算出附件周边处以及衬垫板外周边处圆筒上各点的应力后,根据各类应力的校核条件逐点将各项应力进行叠加而求得轴向正应力 σ_x 、周向正应力 σ_ϕ 和剪切应力 τ ,然后按式(26.3.3)取两者中之较大者作为复合应力的当量强度 σ :

$$\sigma = \max \left\{ \frac{1}{2} [\sigma_\phi + \sigma_x \pm \sqrt{(\sigma_\phi - \sigma_x)^2 + 4\tau^2}], \sqrt{(\sigma_\phi - \sigma_x)^2 + 4\tau^2} \right\} \quad (26.3.3)$$

各点应力的校核条件如下:

当各外载荷不带交变性质,或按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定可以免除疲劳分析时,在计算各应力时取 $K_b = K_n = 1.0$ 。

仅压力引起的薄膜应力 $\sigma \leq [\sigma]^t$ 。

压力和各外载荷引起薄膜应力的总值 $\sigma \leq 1.5[\sigma]^t$ 。

压力和各外载荷引起薄膜加弯曲应力的总值 $[\sigma]^t \leq 3[\sigma]^t$ 。

当外载荷(部分或全部)带有交变性质,且按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定要求进行疲劳分析时,除按可以免除疲劳分析的同样的应力计算和校核条件外,对于各交变载荷,应引入由本标准图 26.2-3 所确定的 K_b 、 K_n 值计算各项应力,并由式(26.3.3)组合后进行疲劳校核:

$$S_n \leq 2S_a$$

27 外载荷通过接管或实心附件对球壳引起的局部应力计算

27.1 概 述

27.1.1 本章适用于外载荷通过圆形或方形接管或实心附件而在球壳上引起的局部应力计算。可用于球壳、椭圆形或碟形封头的球冠区上装有圆形或方形的径向接管或附件,并且作用有外载荷时在壳体上引起的局部应力计算,见图 27.1.1-1。当计及压力的影响时,壳体上的开孔接管应先按《钢制压力容器》GB 150 的规定满足开孔补强要求。也可近似用于球壳、椭圆形或碟形封头的球冠区上设有支承式支座时,外载荷通过圆形或方形实心附件在壳体上引起的局部应力计算,见图 27.1.1-2。当壳体上需要设置补强圈或衬垫板时,补强圈或衬垫板应和壳体同样材料。

27.1.2 本章的适用条件。

$$\frac{D_m}{T} > 55, \frac{d_m}{D_m} \leq \frac{1}{3}$$

$$\frac{D_m}{T} = 20, \frac{d_m}{D_m} \leq 0.17$$

27.1.3 本章对外力或外力矩为静止载荷或交变载荷都能适用。但只适用于恒定压力或虽有交变、但按判别不需要进行疲劳分析的交变压力循环。

27.1.4 本章根据内压球壳的应力计算,引入由压力引起的薄膜应力以计及压力的影响。

27.1.5 当壳体为椭圆形或碟形封头时,接管或实心附件应位于椭圆形封头的 $0.8D_m$ 以内或碟形封头的球面部分。

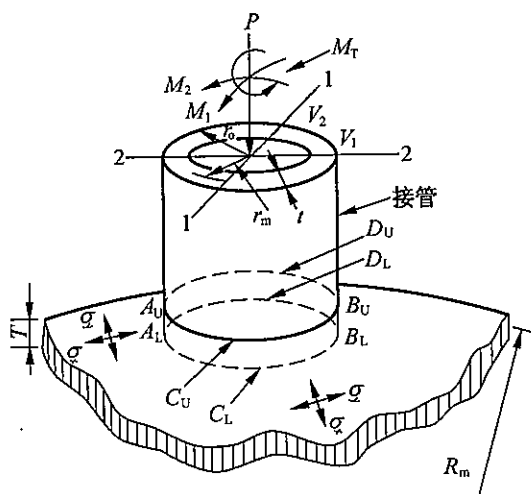
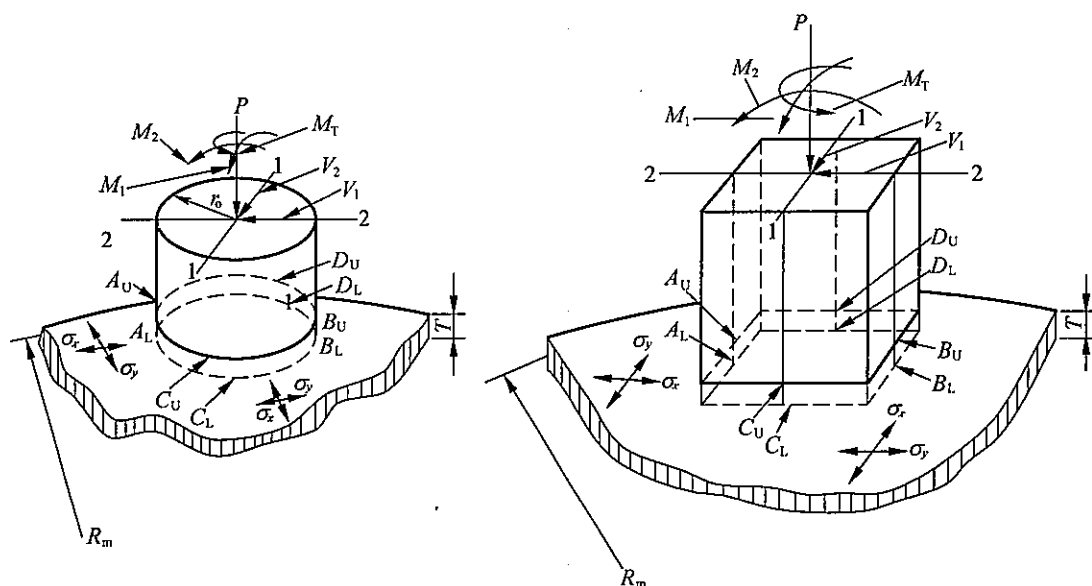


图 27.1.1-1 球壳上装有接管时的局部应力



27.2 符号说明

外力、外力矩均以本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示的方向为正号,如外力、外力矩中之任一者和图中方向相反,则由该外载荷所得的各项应力应取与本标准表 27.3.2-1、表 27.3.2-2 中所列的符号相反。

A_m ——A 点器壁中面

B_1 ——B 点内壁表面。见本标准图 27.1.1-1 或图 27.1.1-2

 B_m —— B 点器壁中面

B_u —— B 点外壁表面,见本标准图 27.1.1-1 或图 27.1.1-2

C_1 ——方形附件每边的半长(mm)

C_{1R} ——方形衬垫板每边的半长(mm)

C_i——C 点内壁表面,见本标准图 27.1.1-1 或图 27.1.1-2

C_m ——C 点器壁中面

C_U——C 点外壁表面,见本标准图 27.1.1-1 或图 27.1.1-2

d_m ——接管平均直径,或实心圆形附件外径(mm)

d_R ——补强圈、衬垫板外径或壳体局部加厚部分直径(mm)

D_1 —— D 点内壁表面, 见本标准图 27.1.1-1 或图 27.1.1-2

D_m —— D 点器壁中面

D_m ——球壳或碟形封头球面部分平均直径,或椭圆形封头的当量平均直径(mm)

D_{II} ——D 点外壁表面,见本标准图 27.1.1-1 或图 27.1.1-2

K_b ——弯曲应力集中系数,可由本标准图 26.2-3 查取

K_n ——薄膜应力集中系数,可由本标准图 26.2-3 查取

M ——外力矩 M_1 、 M_2 的总称($N \cdot mm$)

M_1 ——本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示方向的外力矩($N \cdot mm$)

M_2 ——本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示方向的外力矩($N \cdot mm$)

M_i ——内力矩 M_x 、 M_y 的总称($N \cdot mm/mm$)

M_T ——作用在附件中心轴上的扭矩($N \cdot mm$)

M_x ——沿本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示 σ_x 方向的内力矩($N \cdot mm/mm$)

M_y ——沿本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示 σ_y 方向的内力矩($N \cdot mm/mm$)

N_i ——内力 N_x 、 N_y 的总称(N/mm)

N_x ——沿本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示 σ_x 方向的内力(N/mm)

N_y ——沿本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示 σ_y 方向的内力(N/mm)

p_c ——壳体计算压力(MPa)

P ——通过附件作用在壳体径向的集中载荷或均布总载荷(N)

r ——附件和壳体连接处的过渡圆弧半径(mm)

r_m ——接管的平均半径(mm)

r_o ——接管或实心附件的外半径(mm)

R ——球壳或碟形封头球面部分的平均半径,或椭圆形封头的当量平均半径(mm)

S_a ——壳体材料的许用应力幅(MPa),由《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 中的图 C-1 确定

S_n ——由各交变外载荷所引起的交变当量应力范围(MPa)

t ——接管厚度(mm)

T ——壳体厚度(mm)

T_R ——补强圈或衬垫板厚度(mm)

$T+T_R$ ——壳体厚度和补强圈或衬垫板厚度之和,或局部加强的壳体厚度(mm)

U ——壳体参数

$$\text{当为圆形附件时: } U = \frac{r_o}{\sqrt{R_m T}}$$

$$\text{当为方形附件时: } U = \frac{C_1}{0.875 \sqrt{R_m T}}$$

V_1 ——本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示方向的横剪力(N)

V_2 ——本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示方向的横剪力(N)

x ——本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示的坐标方向

y ——本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示的坐标方向

γ ——仅当为空心附件时才采用的附件参数

$$\text{当为圆形附件(接管)时: } \gamma = \frac{r_m}{t}$$

当为方形附件时: $\gamma = \frac{C_1}{0.875t}$

ρ ——仅当为空心附件时才采用的附件参数, $\rho = \frac{T}{t}$

σ ——复合应力的当量强度(MPa)

σ_x ——壳体上沿 x 方向的正应力(MPa)

σ_y ——壳体上沿 y 方向的正应力(MPa)

$[\sigma]'$ ——壳体材料在设计温度下的许用应力(MPa)

τ ——剪切应力(MPa)

$\left(\frac{N_x T}{P}\right)$ ——由外力 P 在壳体上引起沿附件径向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_x}{P}\right)$ ——由外力 P 在壳体上引起沿附件径向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_1}\right)$ ——由外力矩 M_1 在壳体上引起沿附件径向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1}\right)$ ——由外力矩 M_1 在壳体上引起沿附件径向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_2}\right)$ ——由外力矩 M_2 在壳体上引起沿附件径向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2}\right)$ ——由外力矩 M_2 在壳体上引起沿附件径向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_y T}{P}\right)$ ——由外力 P 在壳体上引起沿附件切向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_y}{P}\right)$ ——由外力 P 在壳体上引起沿附件切向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_1}\right)$ ——由外力矩 M_1 在壳体上引起沿附件切向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1}\right)$ ——由外力矩 M_1 在壳体上引起沿附件切向弯曲应力的系数

$\left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_2}\right)$ ——由外力矩 M_2 在壳体上引起沿附件切向薄膜应力的系数

$\left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2}\right)$ ——由外力矩 M_2 在壳体上引起沿附件切向弯曲应力的系数

27.3 壳体上局部应力的计算和校核

27.3.1 壳体参数和附件参数的确定。

1 当壳体上设有实心附件时,仅需由壳体参数 U 即可查取计算应力所用的各项系数;当壳体上设有空心附件(接管)时,需同时由壳体参数 U 和附件参数 γ 、 ρ 查取计算应力所用的各项系数。

2 当壳体上未设补强圈、衬垫板且未采取局部加强措施时,按壳体厚度 T 值确定壳体参数和附件参数;当壳体上设置补强圈或衬垫板,或壳体采取局部加厚措施时,不论补强圈、衬垫板或局部加

厚结构尺寸的大小,在确定壳体和附件参数时都以 $(T+T_R)$ 值代替 T 值。

3 空心或实心附件,壳体参数的确定。

圆形附件
$$U = \frac{r_o}{\sqrt{R_m T}}$$

方形附件
$$U = \frac{C_1}{0.875 \sqrt{R_m T}}$$

4 空心附件,需确定附件参数。

圆形空心附件
$$\gamma = \frac{r_m}{t}$$

$$\rho = \frac{T}{t}$$

方形空心附件
$$\gamma = \frac{C_1}{0.875t}$$

$$\rho = \frac{T}{t}$$

27.3.2 壳体上局部应力的计算。

作用在附件上沿壳体径向的外载荷 P 、外力矩 M_1 、 M_2 都会在附件周边处的壳体上引起沿附件径向和切向的薄膜应力和弯曲应力,其代表性的地点在本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示的 A 、 B 、 C 、 D 四点,其中薄膜应力沿壳体厚度均布,弯曲应力在壳体内、外壁表面处大小相等,方向相反。

作用在附件上的横剪力 V_1 、 V_2 和扭矩 M_T 在附件周边处的壳体上引起沿附件切向且沿壳体厚度均布的剪切应力。

压力 p_c 对壳体引起二向薄膜应力。

当外载荷不带交变性质或按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定可以免除疲劳分析时,取应力集中系数 $K_b = K_n = 1.0$ 。

当外载荷带有交变性质,且按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定要求进行疲劳分析时,则应按本标准图 26.2-3 确定应力集中系数 K_b 和 K_n 值。

1 壳体上未设补强圈、衬垫板且未采取局部加厚措施时局部应力的计算。

根据作用在附件上的各种外载荷,当为空心附件(接管)时,按表 27.3.2-1 中列出的所用图号,由壳体参数 U 和附件参数 γ 、 ρ 查取各个应力系数,代入表 27.3.2-1 的计算公式栏中计算各外载荷在 A 、 B 、 C 、 D 各点处所引起的各项应力。当为实心附件时,按表 27.3.2-2 中列出的所用图号,仅需由壳体参数 U 即可查取各个应力系数,代入表 27.3.2-2 的计算公式栏中计算各外载荷在 A 、 B 、 C 、 D 各点处所引起的各项应力。

当各外力、外力矩和本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示方向相同时, A 、 B 、 C 、 D 各处的应力符号即为表 27.3.2-1、表 27.3.2-2 中所列符号;当各外力、外力矩中之任一者和本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示方向相反时,则由该外载荷在各点处所引起的应力符号和表 27.3.2-1、表 27.3.2-2 中所列的符号相反。

2 壳体上设有补强圈、衬垫板或采取局部加厚措施时局部应力的计算。

当附件边缘至补强圈、衬垫板或局部加厚壳体边缘的距离不小于 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 时,除在确

定壳体参数 U 和附件参数 ρ 时以 $(T+T_R)$ 代替 T 值外,并在表 27.3.2-1、表 27.3.2-2 的各计算公式中,均以 $(T+T_R)$ 代替 T 值、 $(T+T_R)^2$ 代替 T^2 值以求取 A 、 B 、 C 、 D 各点处的各项应力。

此外,尚应以补强圈、衬垫板或局部加厚壳体加厚部分直径之半 $\frac{d_R}{2}$ (当为圆形附件时)或衬垫板半长 C_{1R} (当为方形附件时)代替圆形附件半径 r_o 、 r_m 或方形附件半长 C_1 ,并以壳体组合厚度 $(T+T_R)$ 代替 T 值以确定壳体参数 U 和附件参数 γ 查取各应力系数,代入表 27.3.2-1、表 27.3.2-2 中的计算公式,此时 T 、 T^2 值中不再计入补强圈、衬垫板或局部加厚壳体加厚的厚度 T_R ,以求取补强圈、衬垫板或局部加厚外周边处壳体上的各项应力。

当附件边缘至补强圈、衬垫板或局部加厚壳体边缘的距离小于 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 时,在确定壳体参数 U 和附件参数 ρ 时以 $(T+T_R)$ 代替 T 值,但在表 27.3.2-1、表 27.3.2-2 各计算公式中的 T 、 T^2 值不再计入补强圈或衬垫板厚度 T_R ,以求取附件边缘处壳体上 A 、 B 、 C 、 D 各点的各项应力。

当各外力、外力矩和本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 中所示方向相同时, A 、 B 、 C 、 D 各点处的应力符号即为本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 中所列符号;当各外力、外力矩中之任一者和本标准图 27.1.1-1、图 27.1.1-2 所示方向相反时,则由该外载荷在各点处所引起的应力符号和表 27.3.2-1、表 27.3.2-2 中所列的符号相反。

27.3.3 局部应力的校核。

按本标准表 27.3.2-1、表 27.3.2-2 计算出附件周边处以及补强圈、衬垫板或局部加厚壳体外周边壳体上各点的应力后,根据各类应力的校核条件逐点将各项应力进行叠加而求得沿附件径向正应力 σ_x 和切向正应力 σ_y 以及剪切应力 τ ,然后按式(27.3.3)取两者中之较大值作为复合应力的当量强度 σ 。

$$\sigma = \max \left\{ \frac{1}{2} [\sigma_x + \sigma_y \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}], \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2} \right\} \quad (27.3.3)$$

各点应力的校核条件如下:

当各外载荷不带交变性质,或按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定可以免除疲劳分析时,在计算各项应力时取 $K_b = K_n = 1.0$ 。

仅压力引起的薄膜应力 $\sigma \leq [\sigma]^t$ 。

压力和各外载荷引起薄膜应力的总值 $\sigma \leq 1.5[\sigma]^t$ 。

压力和各外载荷引起薄膜加弯曲应力的总值 $\sigma \leq 3[\sigma]^t$ 。

当外载荷(部分或全部)带有交变性质,且按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定要求进行疲劳分析时,除按可以免除疲劳分析的同样的应力校核条件外,对于各交变载荷,应引入由本标准图 26.2-3 所确定的应力集中系数 K_b 、 K_n 值计算各项应力,并由式(27.3.3)组合后进行疲劳校核:

$$S_n \leq 2S_a$$

表 27.3.2-1 外载荷通过接管对球壳引起的局部应力

应力起因及性质	所用图号	计算公式	A_U	A_L	B_U	B_L	C_U	C_L	D_U	D_L	A_m	B_m	C_m	D_m
由 P 引起薄膜	图 27.3.2-1~ 图 27.3.2-10	$K_n \left(\frac{N_x T}{P} \right) \frac{P}{T^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
由 P 引起弯曲	图 27.3.2-1~ 图 27.3.2-10	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	/	/	/	/
由 M_1 引起薄膜	图 27.3.2-11~ 图 27.3.2-20	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_1 引起弯曲	图 27.3.2-11~ 图 27.3.2-20	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_2 引起薄膜	图 27.3.2-11~ 图 27.3.2-20	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 M_2 引起弯曲	图 27.3.2-11~ 图 27.3.2-20	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R_m}{2T}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
x 方向代数和			σ_x											
由 P 引起薄膜	图 27.3.2-1~ 图 27.3.2-10	$K_n \left(\frac{N_y T}{P} \right) \frac{P}{T^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
由 P 引起弯曲	图 27.3.2-1~ 图 27.3.2-10	$K_b \left(\frac{M_y}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	/	/	/	/
由 M_1 引起薄膜	图 27.3.2-11~ 图 27.3.2-20	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_1 引起弯曲	图 27.3.2-11~ 图 27.3.2-20	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_2 引起薄膜	图 27.3.2-11~ 图 27.3.2-20	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 M_2 引起弯曲	图 27.3.2-11~ 图 27.3.2-20	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R_m}{2T}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
y 方向代数和			σ_y											
由 V_1 引起剪切	/	$\frac{V_1}{\pi r_o T} \textcircled{1}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 V_2 引起剪切	/	$\frac{V_2}{\pi r_o T} \textcircled{1}$	+	+	-	-	/	/	/	/	+	-	/	/
由 M_T 引起剪切	/	$\frac{M_T}{2\pi r_o^2 T} \textcircled{2}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和			τ											

注:1 当为方形附件时,式中 r_o 用方形附件边长之半 C_1 代替。

2 当为方形附件时,WRC 第 107 公报并未提及计算方法而要设计人员自行确定或略去。

表 27.3.2-2 外载荷通过实心附件对球壳引起的局部应力

应力起因及性质	所用图号	计算公式	A_U	A_L	B_U	B_L	C_U	C_L	D_U	D_L	A_m	B_m	C_m	D_m
由 P 引起薄膜	图 27.3.2-21	$K_n \left(\frac{N_x T}{P} \right) \frac{P}{T^2}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
由 P 引起弯曲	图 27.3.2-21	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	—	+	—	+	—	+	—	+	/	/	/	/
由 M_1 引起薄膜	图 27.3.2-22	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	—	—	+	+	/	/	—	+
由 M_1 引起弯曲	图 27.3.2-22	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	—	+	+	—	/	/	/	/
由 M_2 引起薄膜	图 27.3.2-22	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	—	—	+	+	/	/	/	/	—	+	/	/
由 M_2 引起弯曲	图 27.3.2-22	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	—	+	+	—	/	/	/	/	/	/	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R_m}{2T}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
x 方向代数和		σ_x												
由 P 引起薄膜	图 27.3.2-21	$K_n \left(\frac{N_y T}{P} \right) \frac{P}{T^2}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
由 P 引起弯曲	图 27.3.2-21	$K_b \left(\frac{M_y}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	—	+	—	+	—	+	—	+	/	/	/	/
由 M_1 引起薄膜	图 27.3.2-22	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	—	—	+	+	/	/	—	+
由 M_1 引起弯曲	图 27.3.2-22	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	—	+	+	—	/	/	/	/
由 M_2 引起薄膜	图 27.3.2-22	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	—	—	+	+	/	/	/	/	—	+	/	/
由 M_2 引起弯曲	图 27.3.2-22	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	—	+	+	—	/	/	/	/	/	/	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R_m}{2T}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
y 方向代数和		σ_y												
由 V_1 引起剪切	/	$\frac{V_1}{\pi r_o T} \textcircled{\text{D}}$	/	/	/	/	—	—	+	+	/	/	—	+
由 V_2 引起剪切	/	$\frac{V_2}{\pi r_o T} \textcircled{\text{D}}$	+	+	—	—	/	/	/	/	+	—	/	/
由 M_T 引起剪切	/	$\frac{M_T}{2\pi r_o^2 T} \textcircled{\text{D}}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和		τ												

注:1 当为方形附件时,式中 r_o 用方形附件边长之半 C_1 代替。

2 当为方形附件时,WRC 第 107 公报并未提及计算方法而要设计人员自行确定或略去。

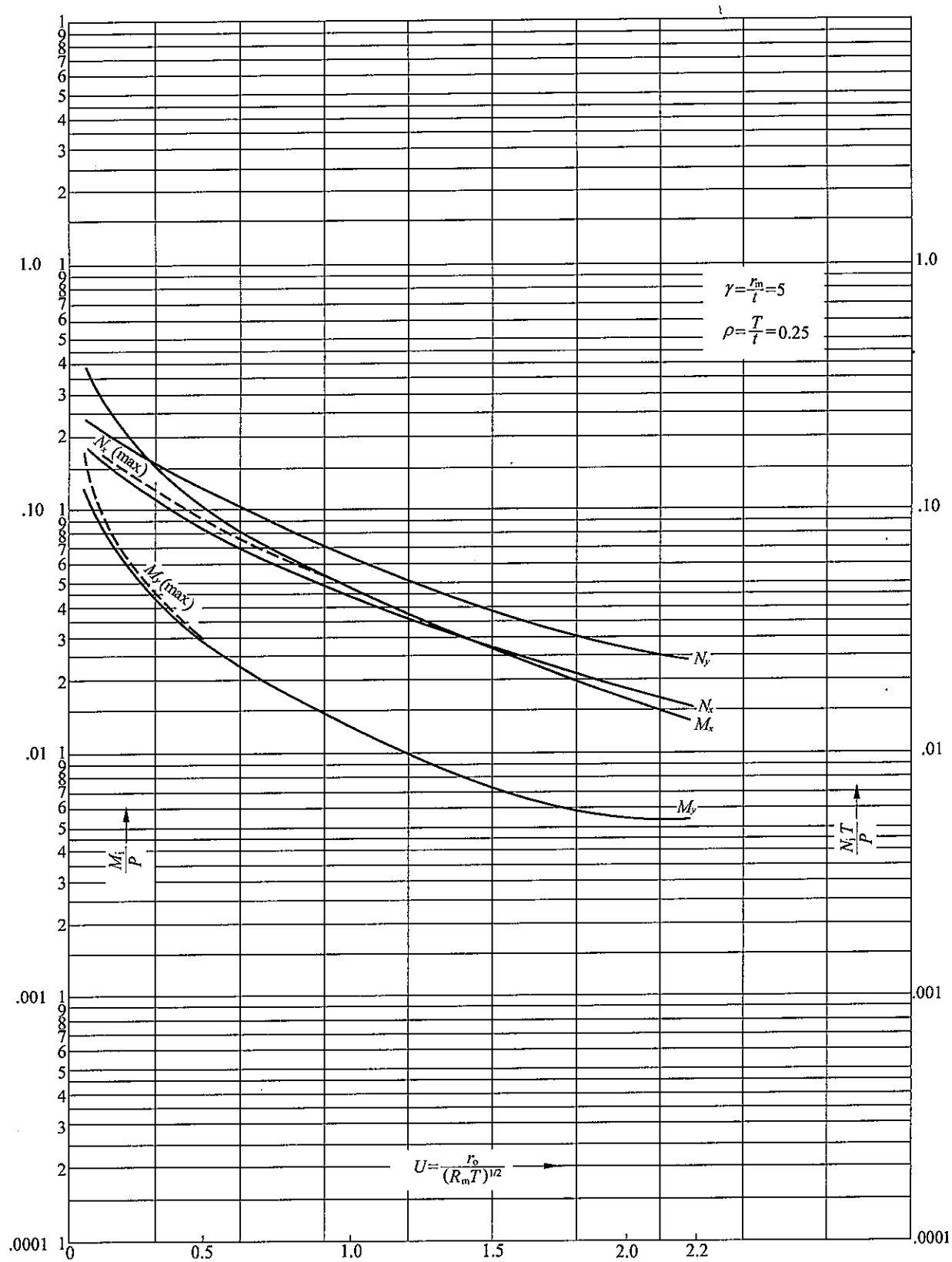


图 27.3.2-1 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

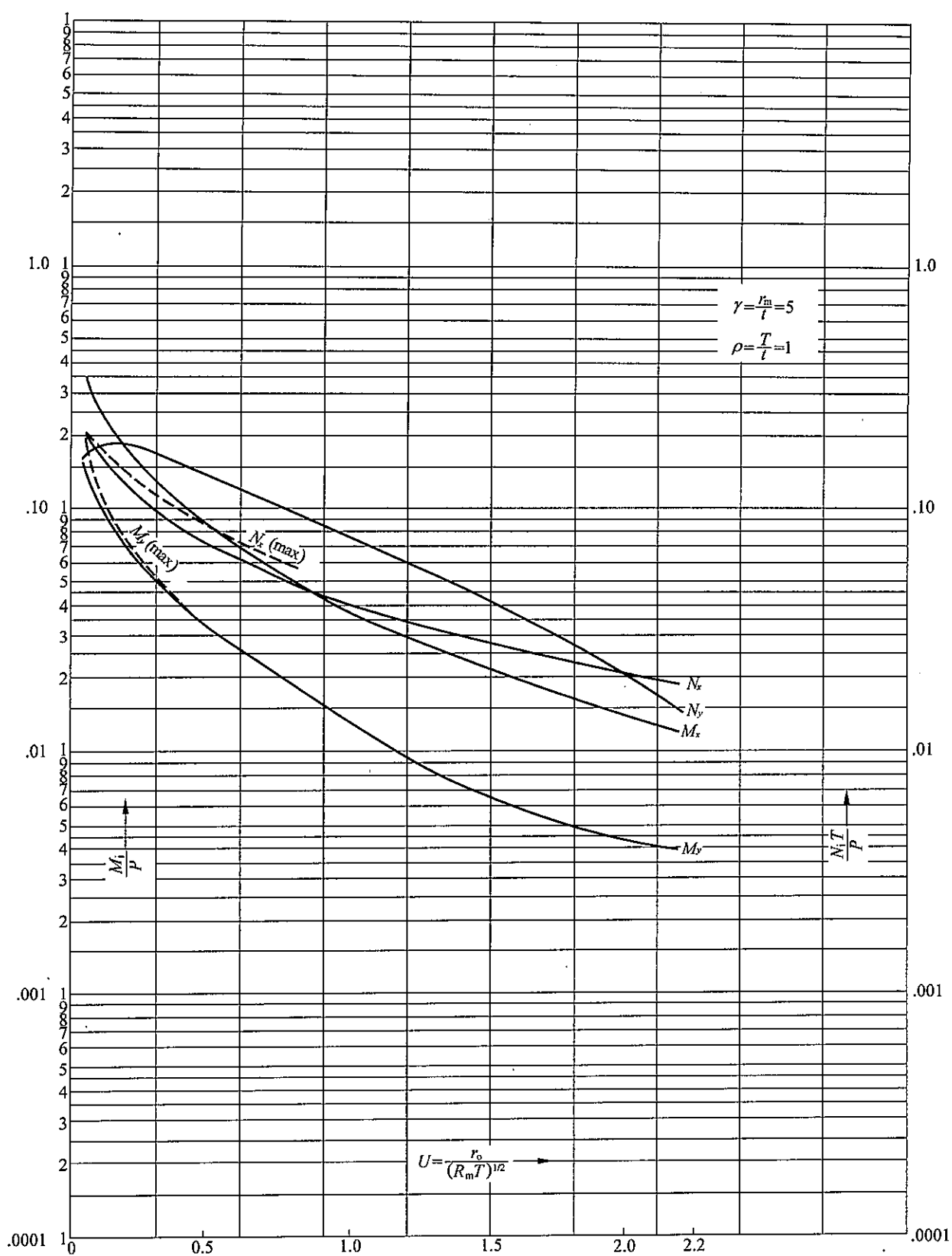


图 27.3.2-2 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

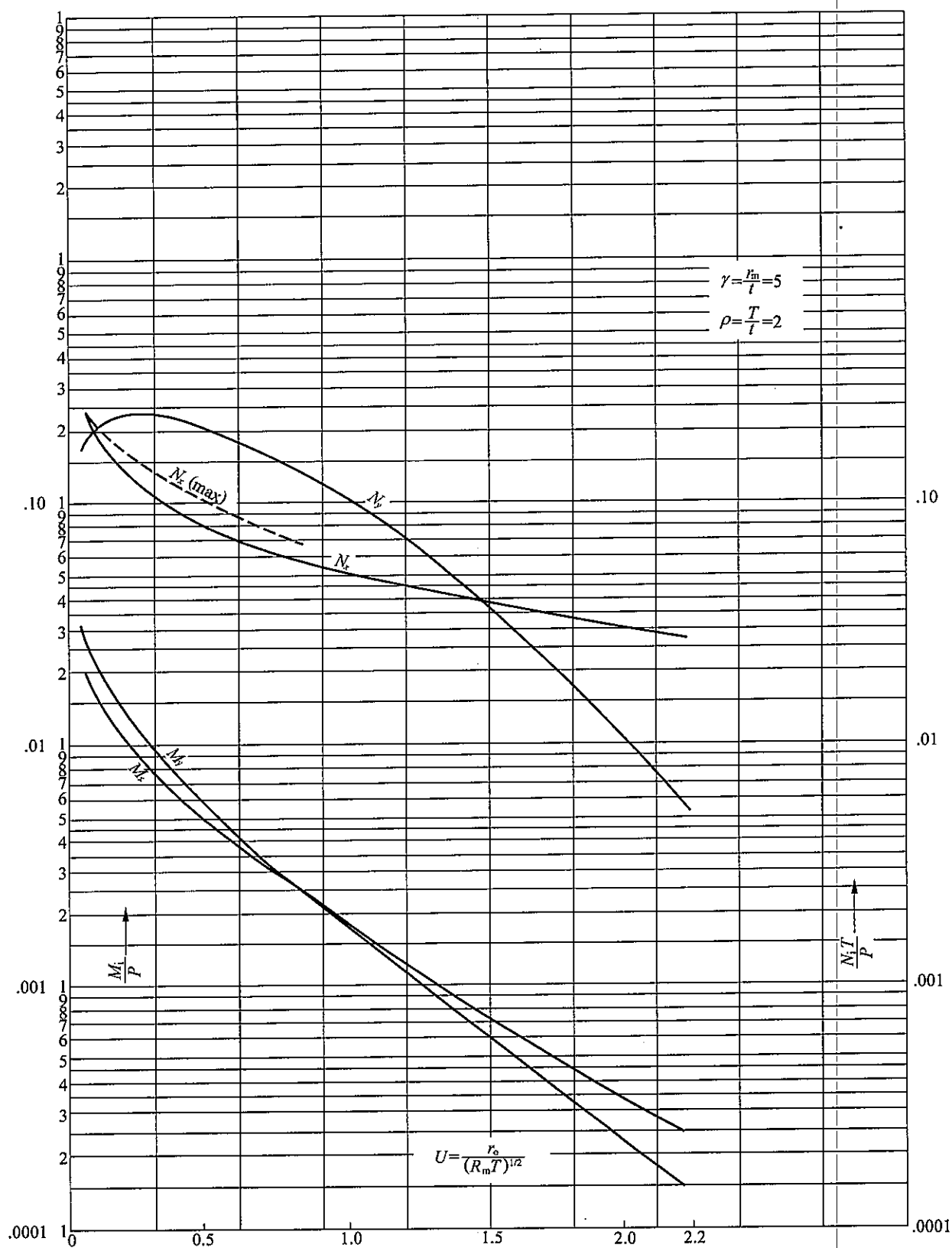


图 27.3.2-3 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

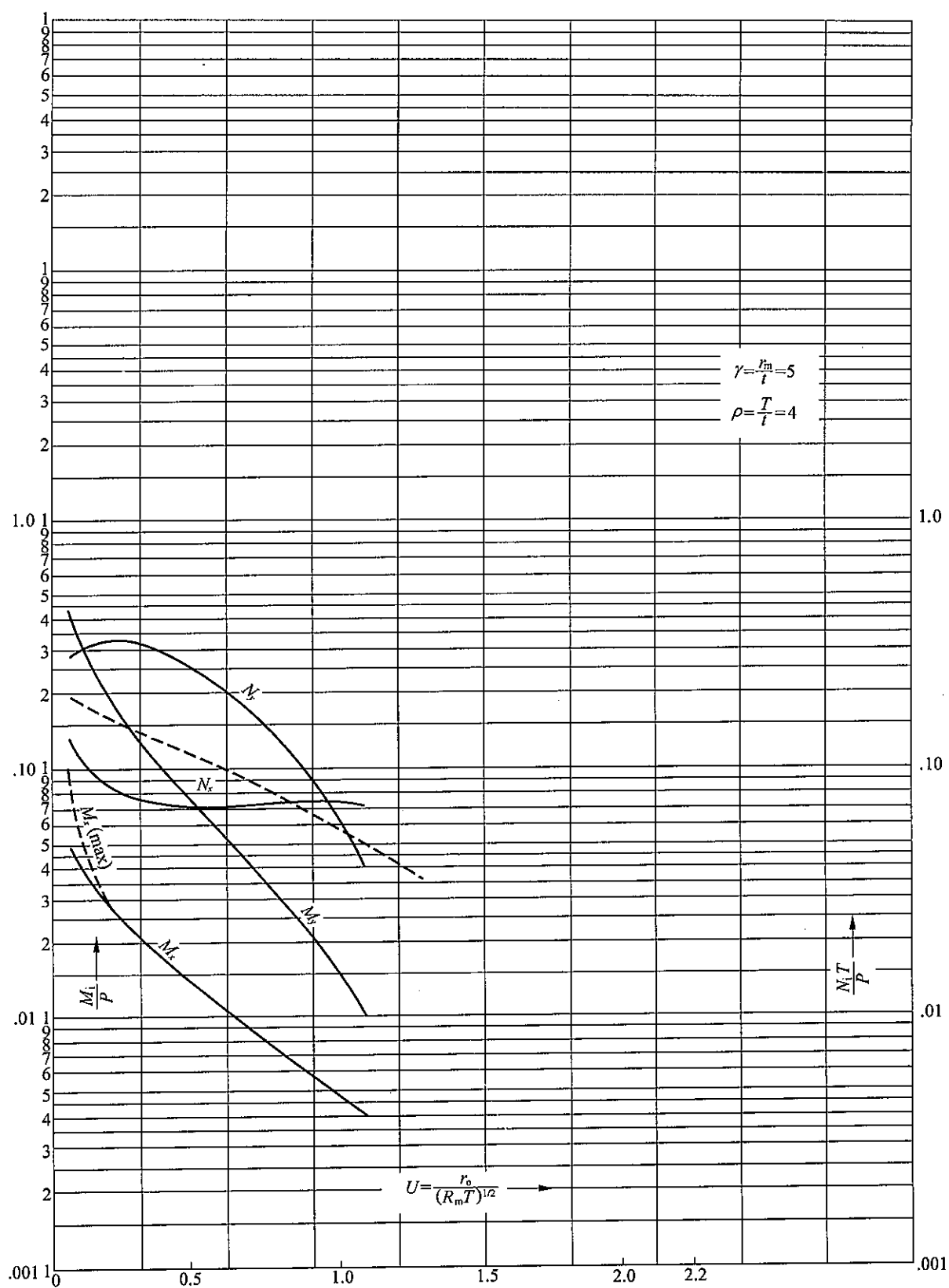


图 27.3.2-4 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

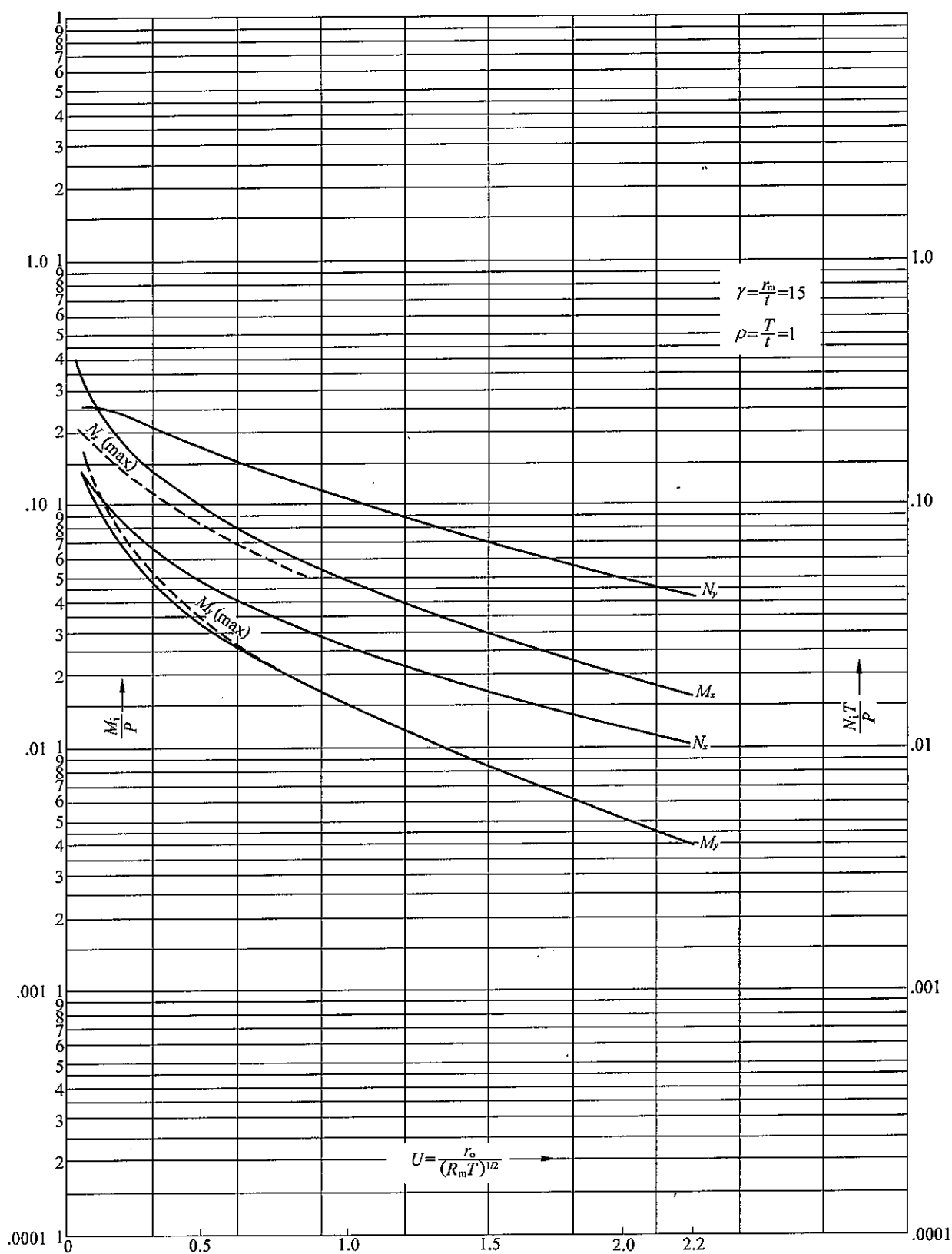


图 27.3.2-5 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

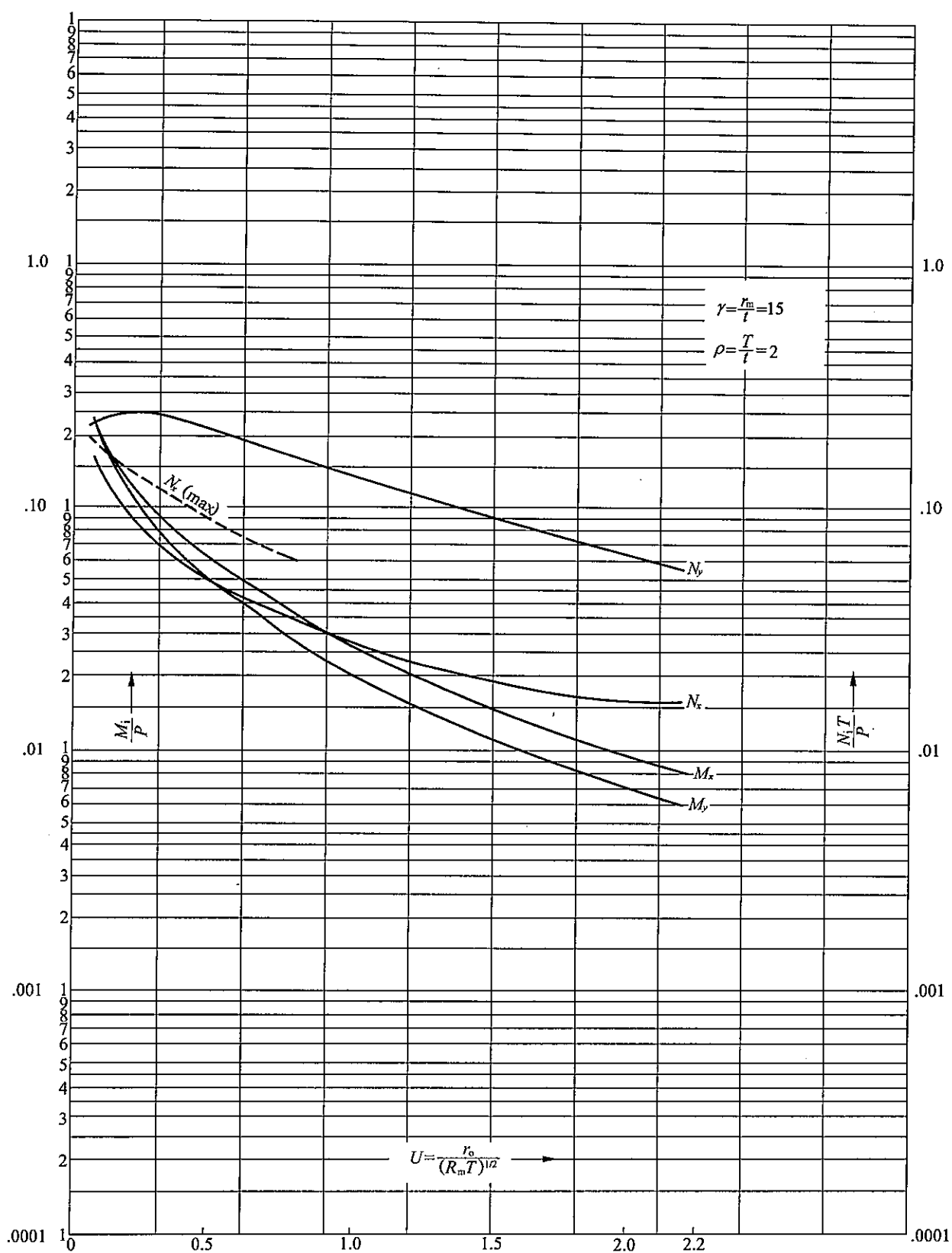


图 27.3.2-6 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

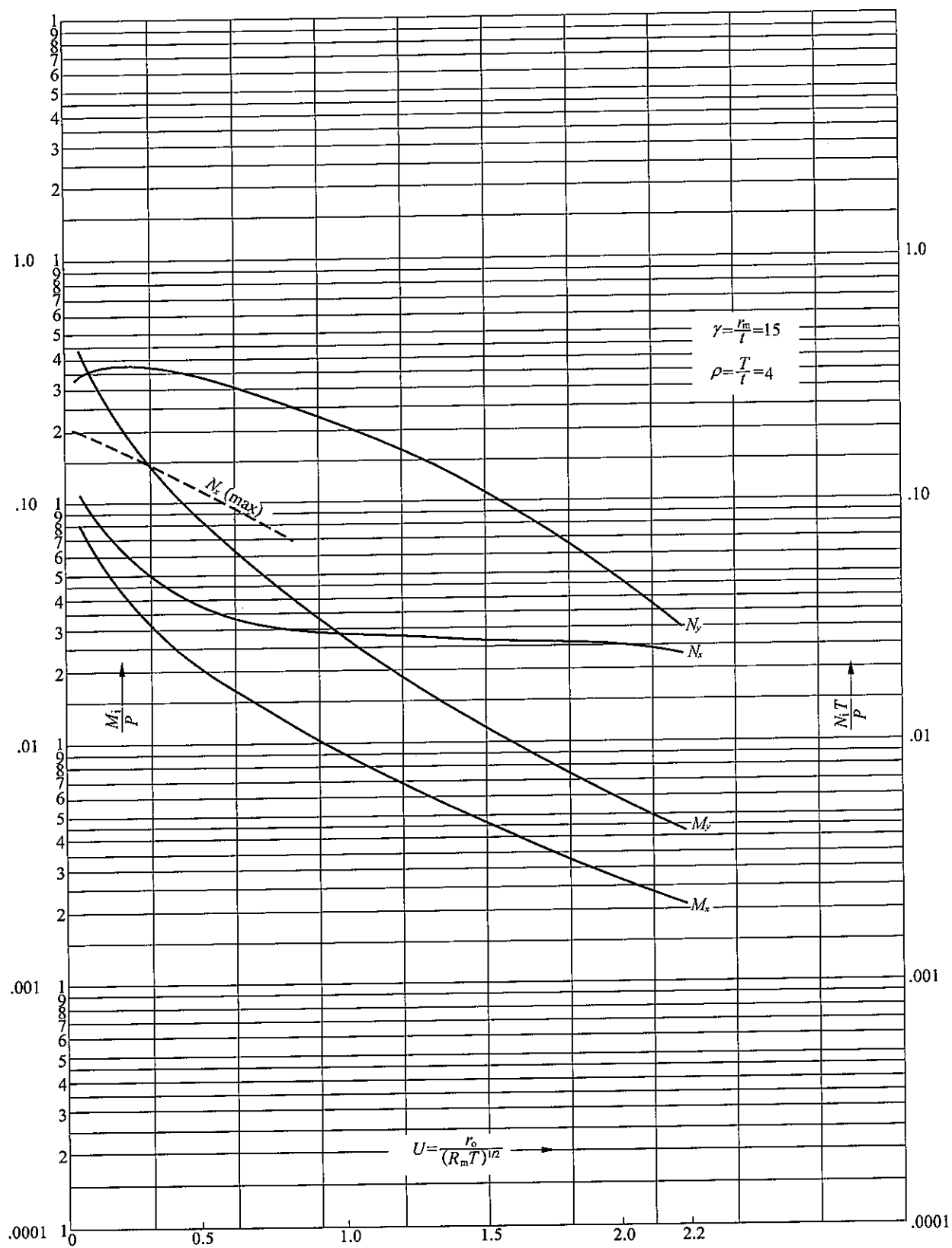


图 27.3.2-7 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

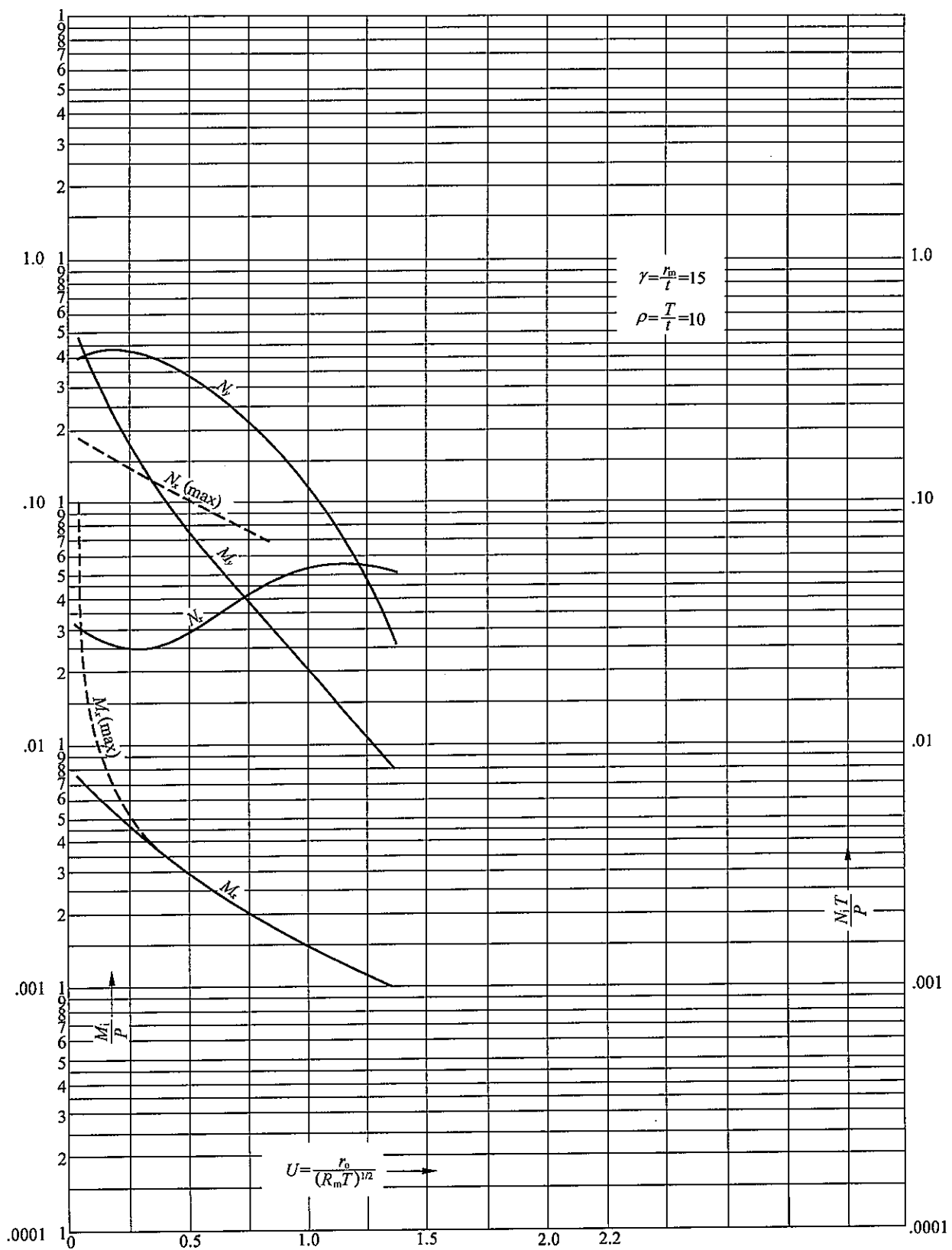


图 27.3.2-8 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

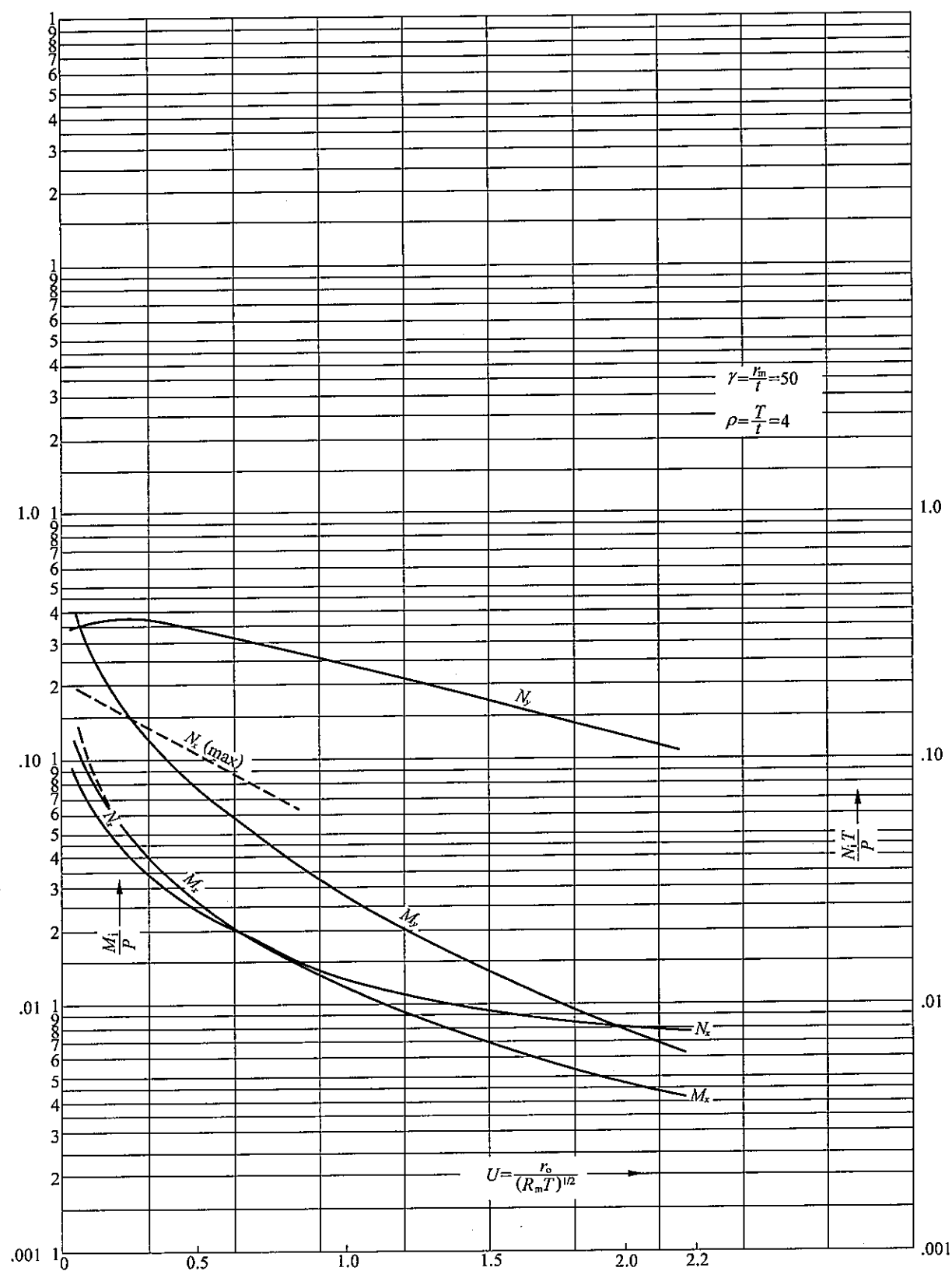


图 27.3.2-9 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

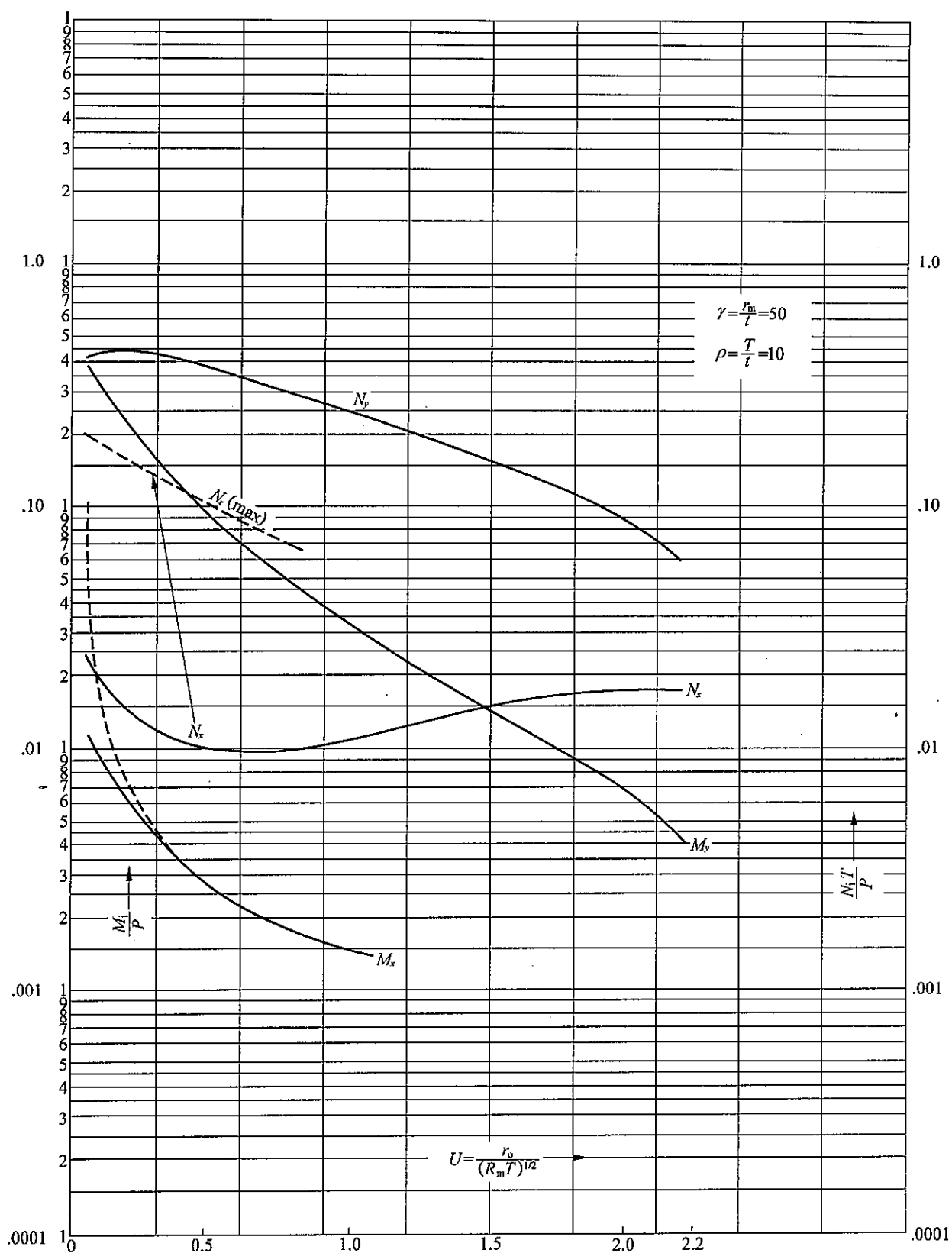


图 27.3.2-10 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

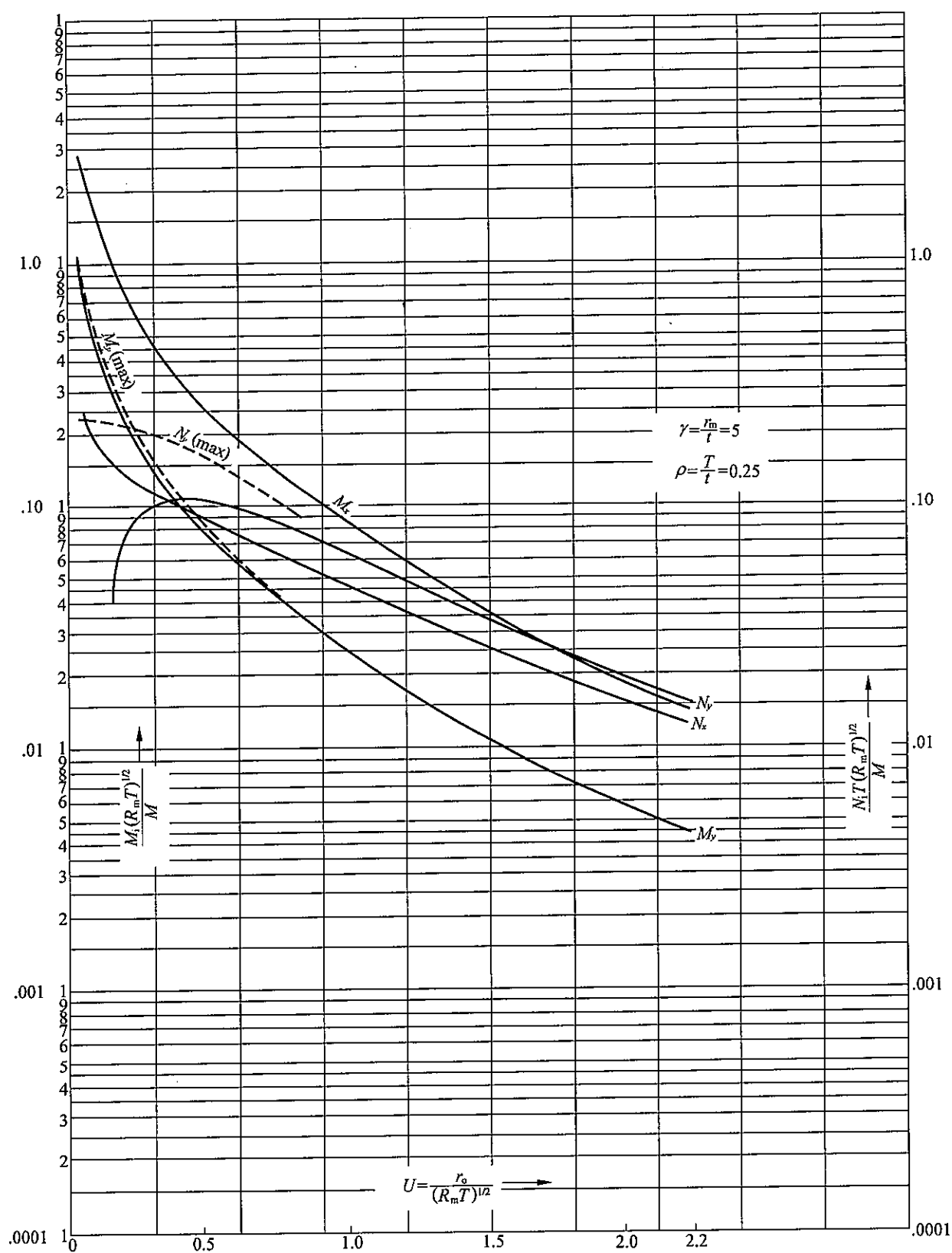


图 27.3.2-11 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

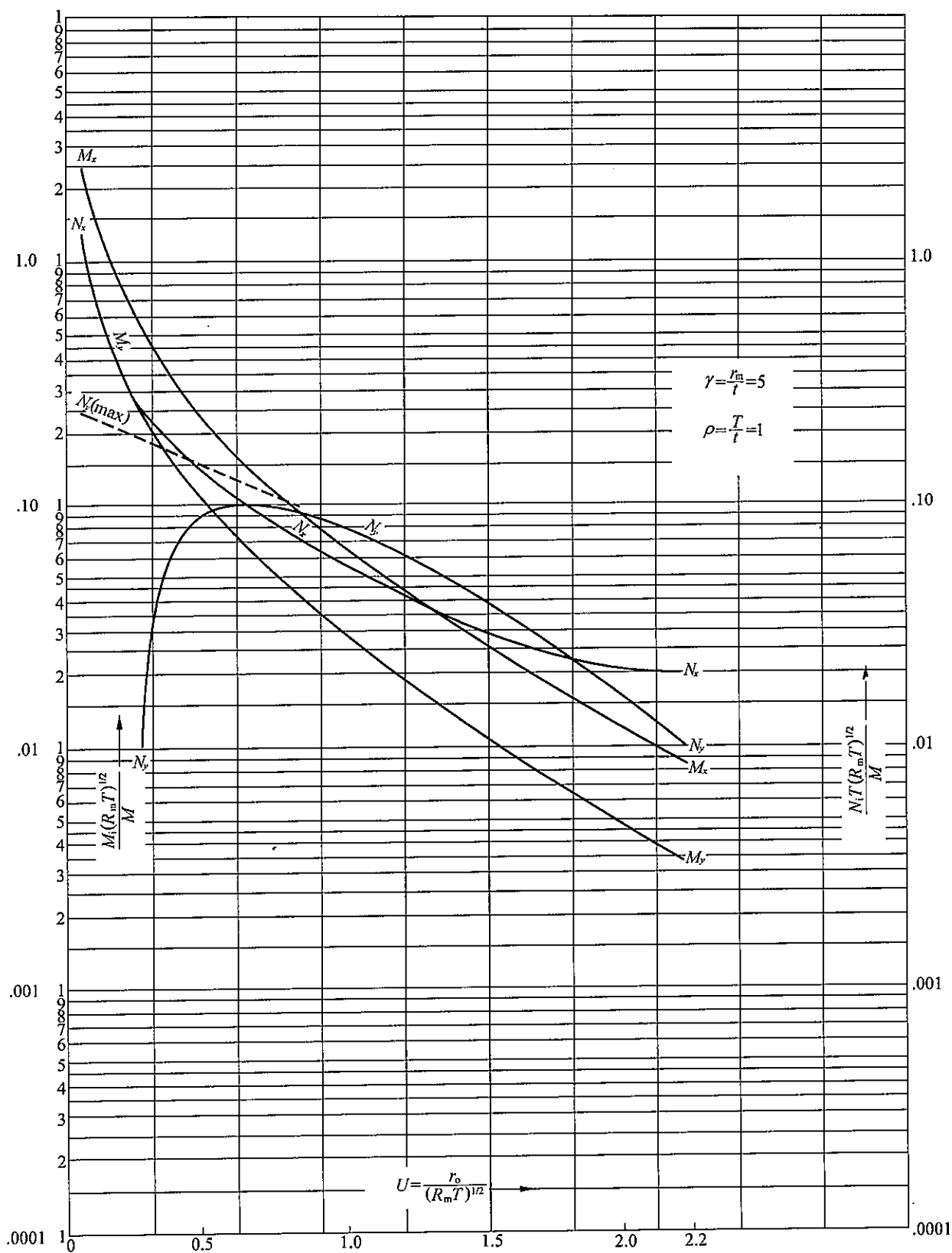


图 27.3.2-12 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

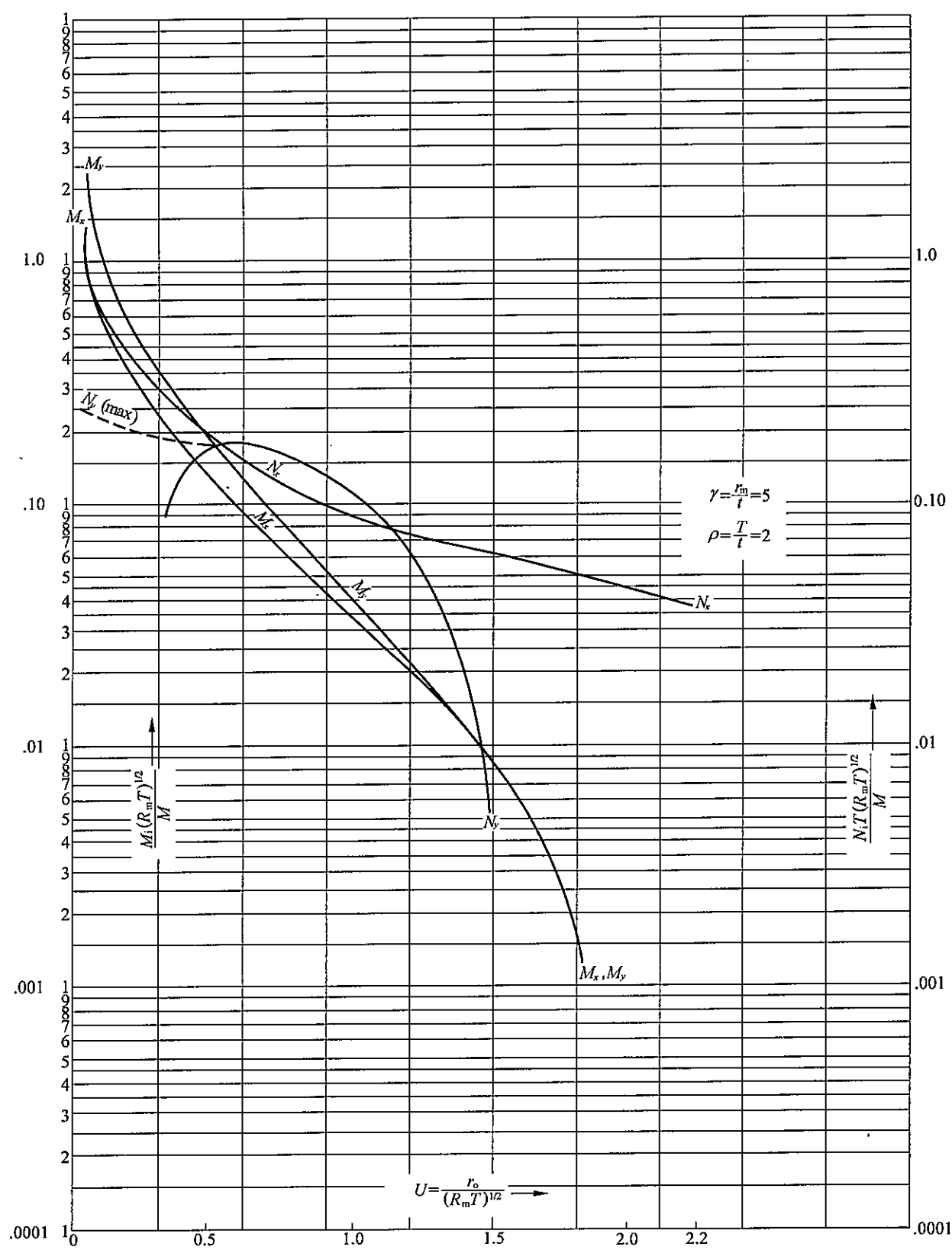


图 27.3.2-13 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

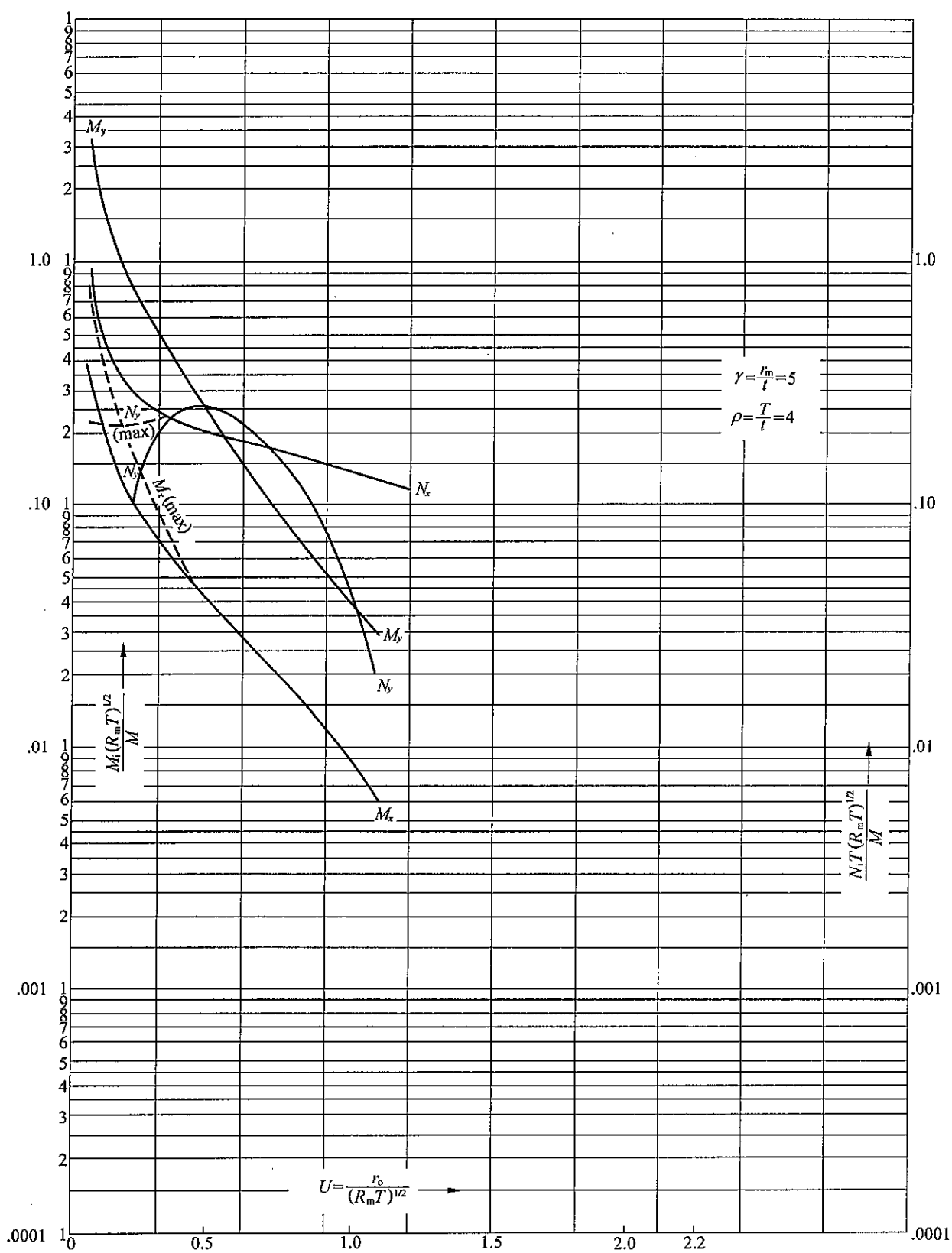


图 27.3.2-14 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

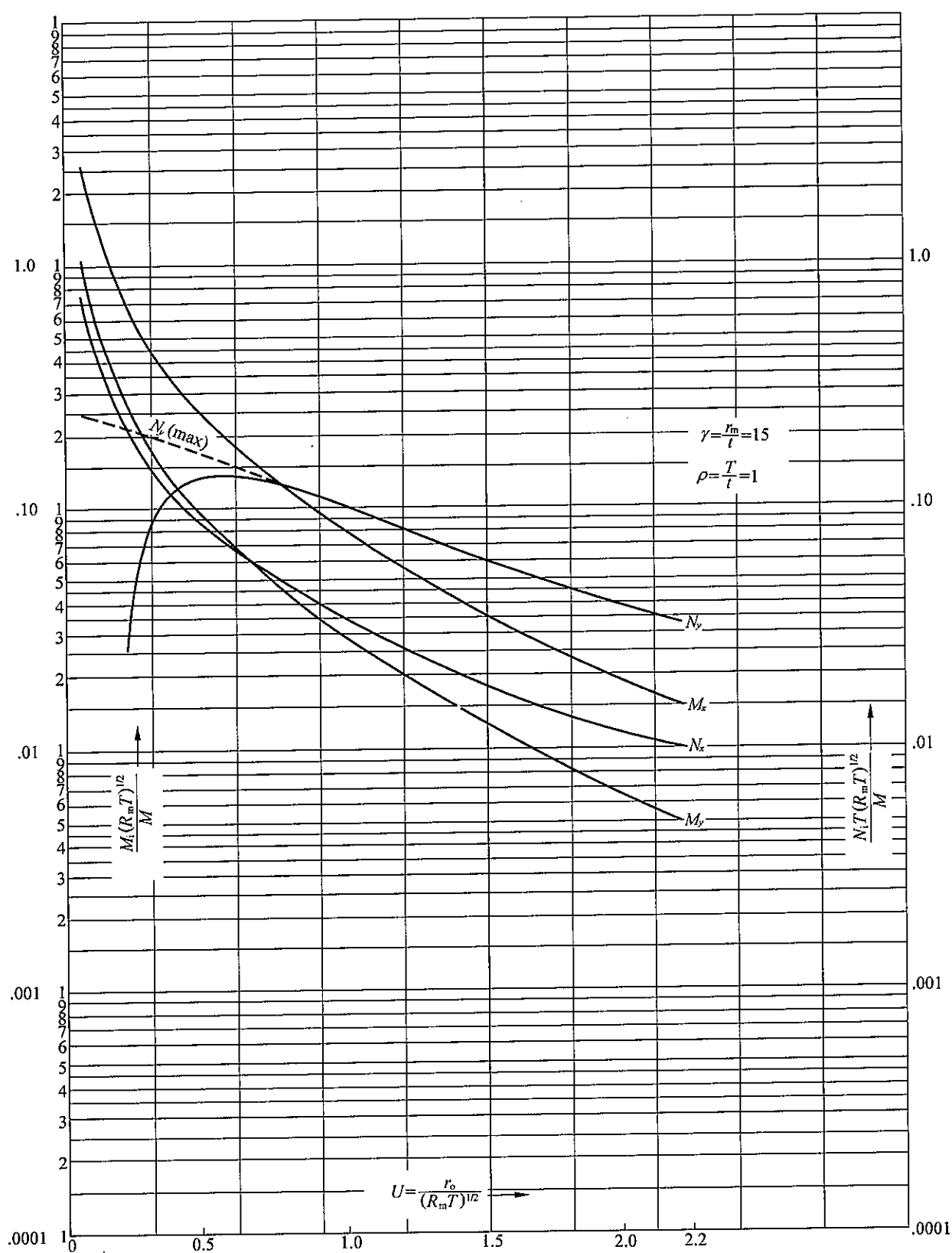


图 27.3.2-15 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

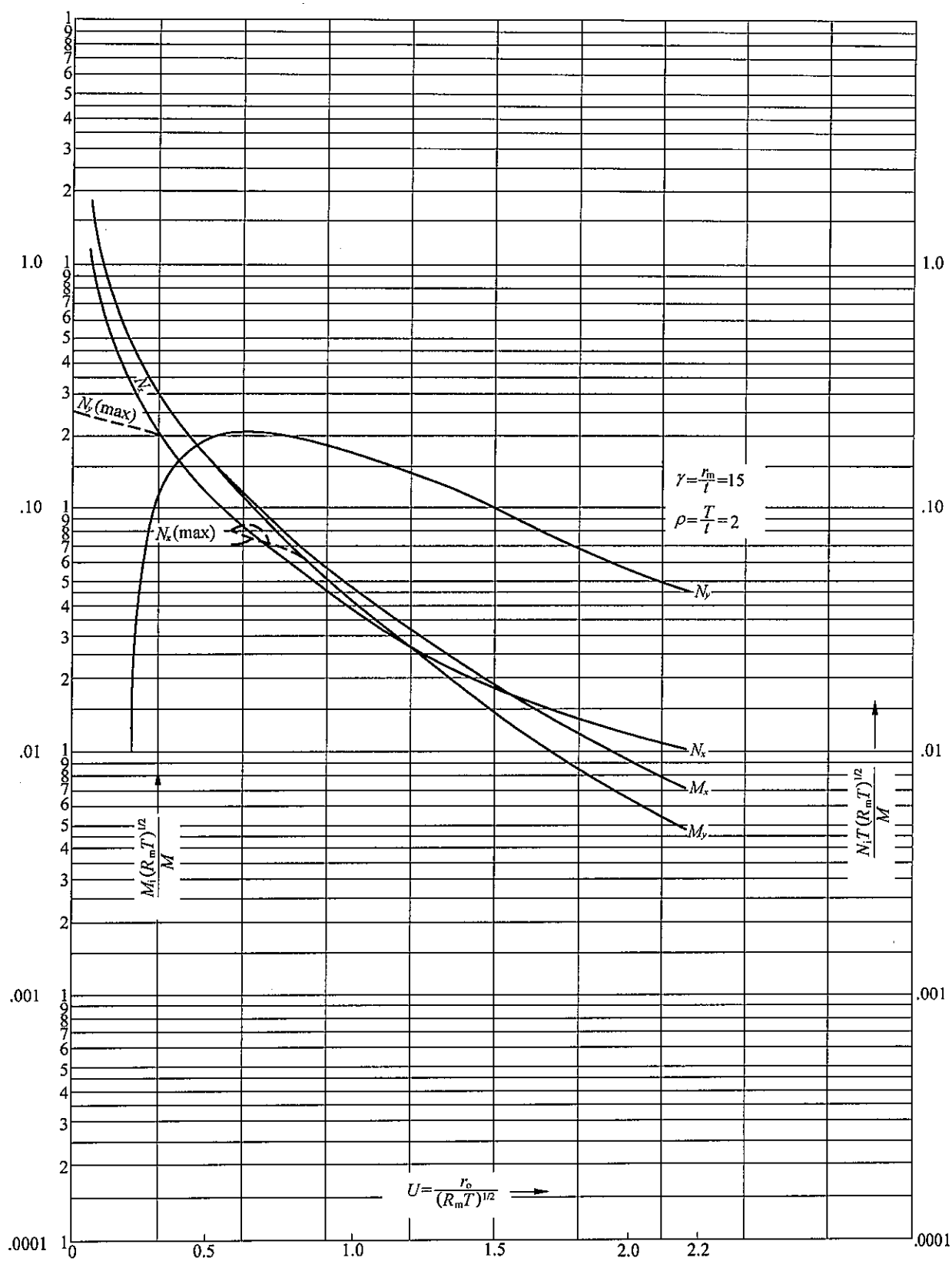


图 27.3.2-16 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

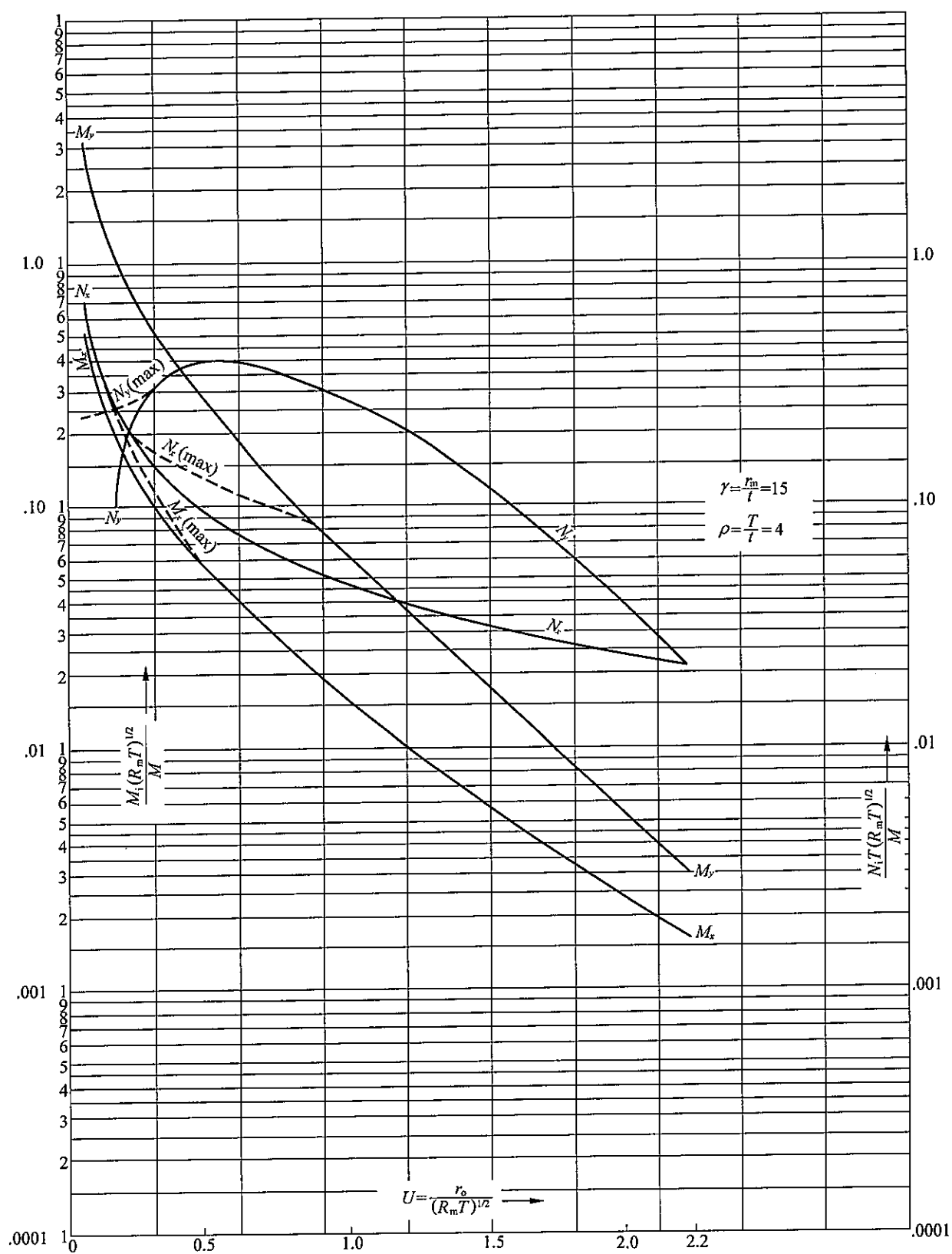


图 27.3.2-17 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

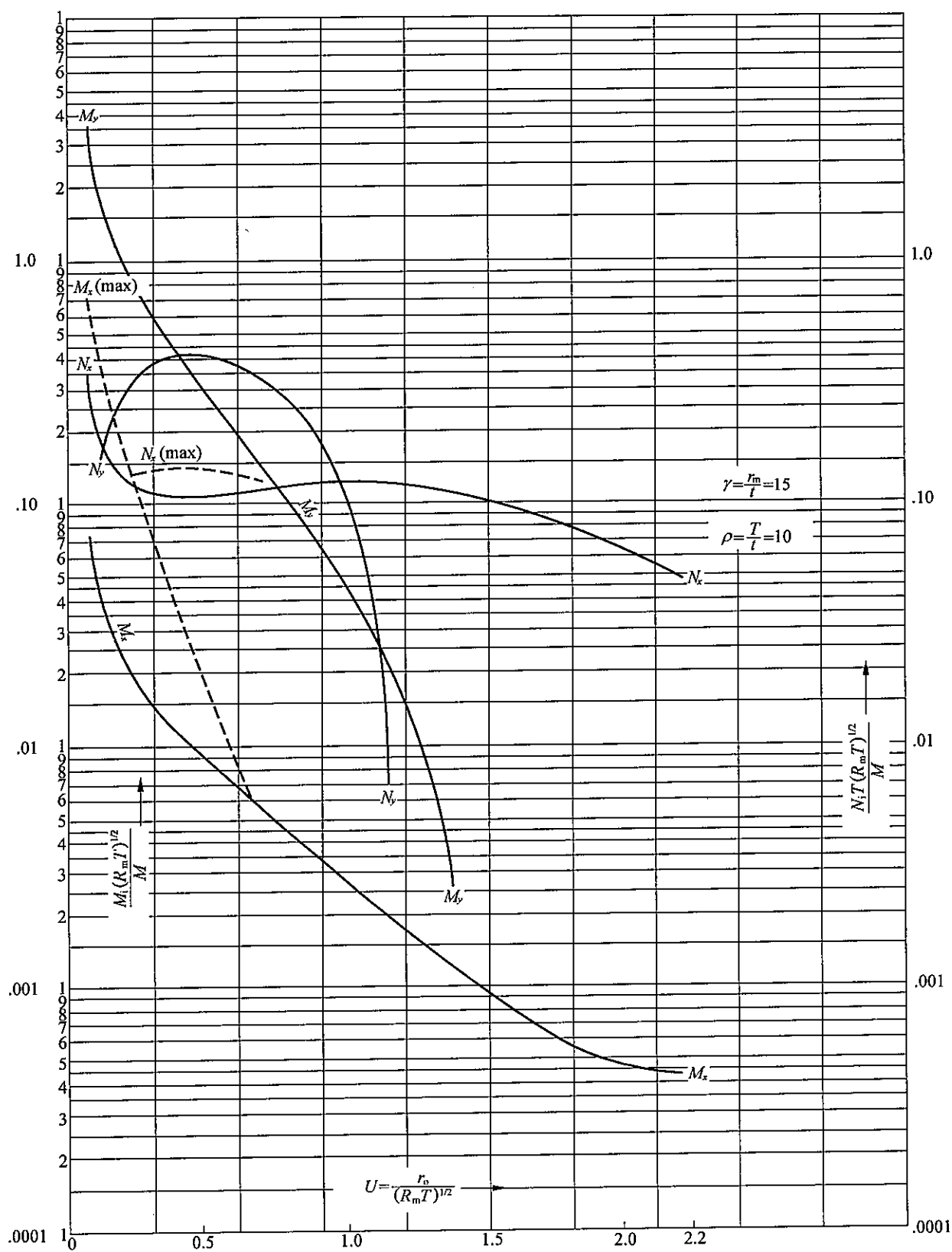


图 27.3.2-18 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

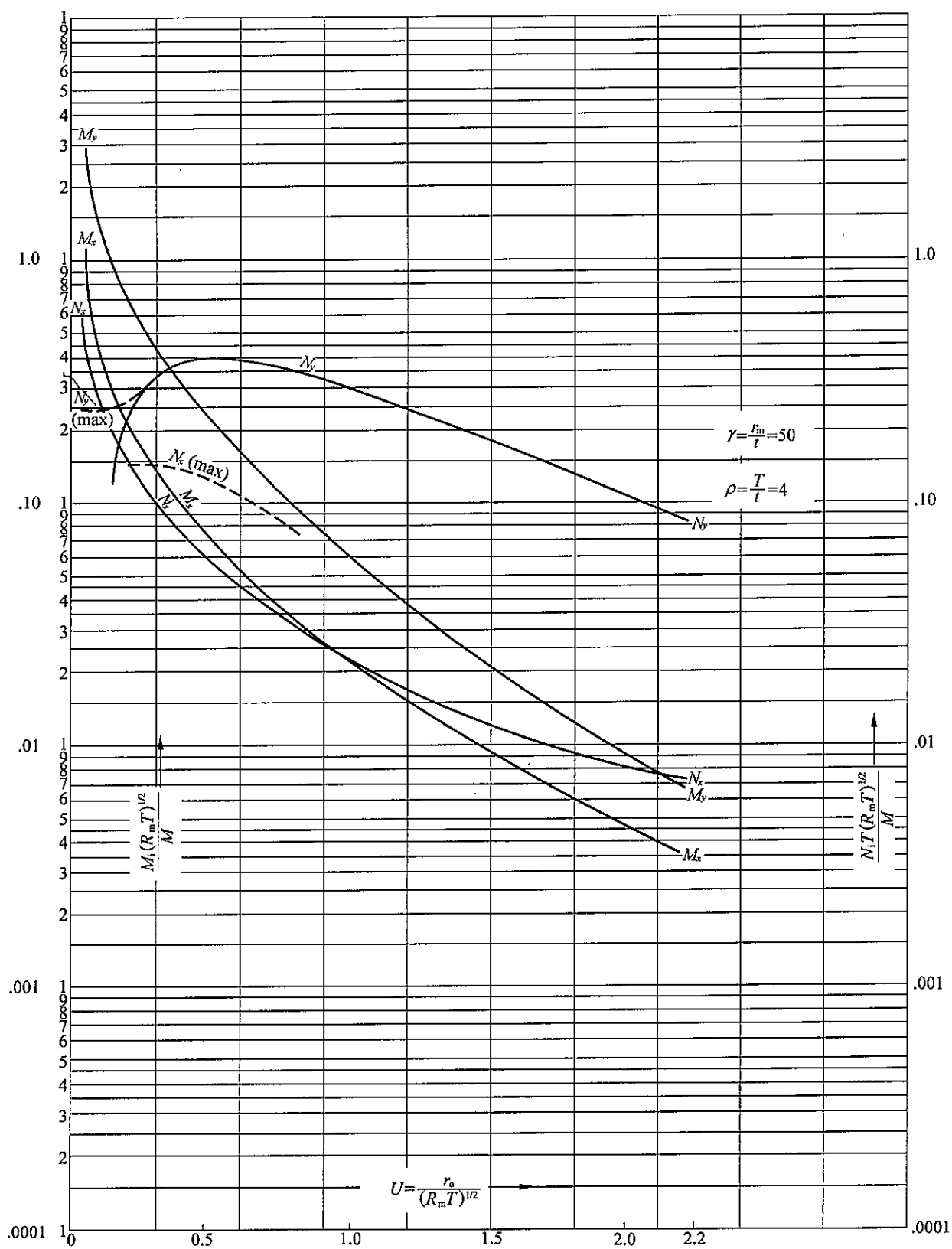


图 27.3.2-19 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

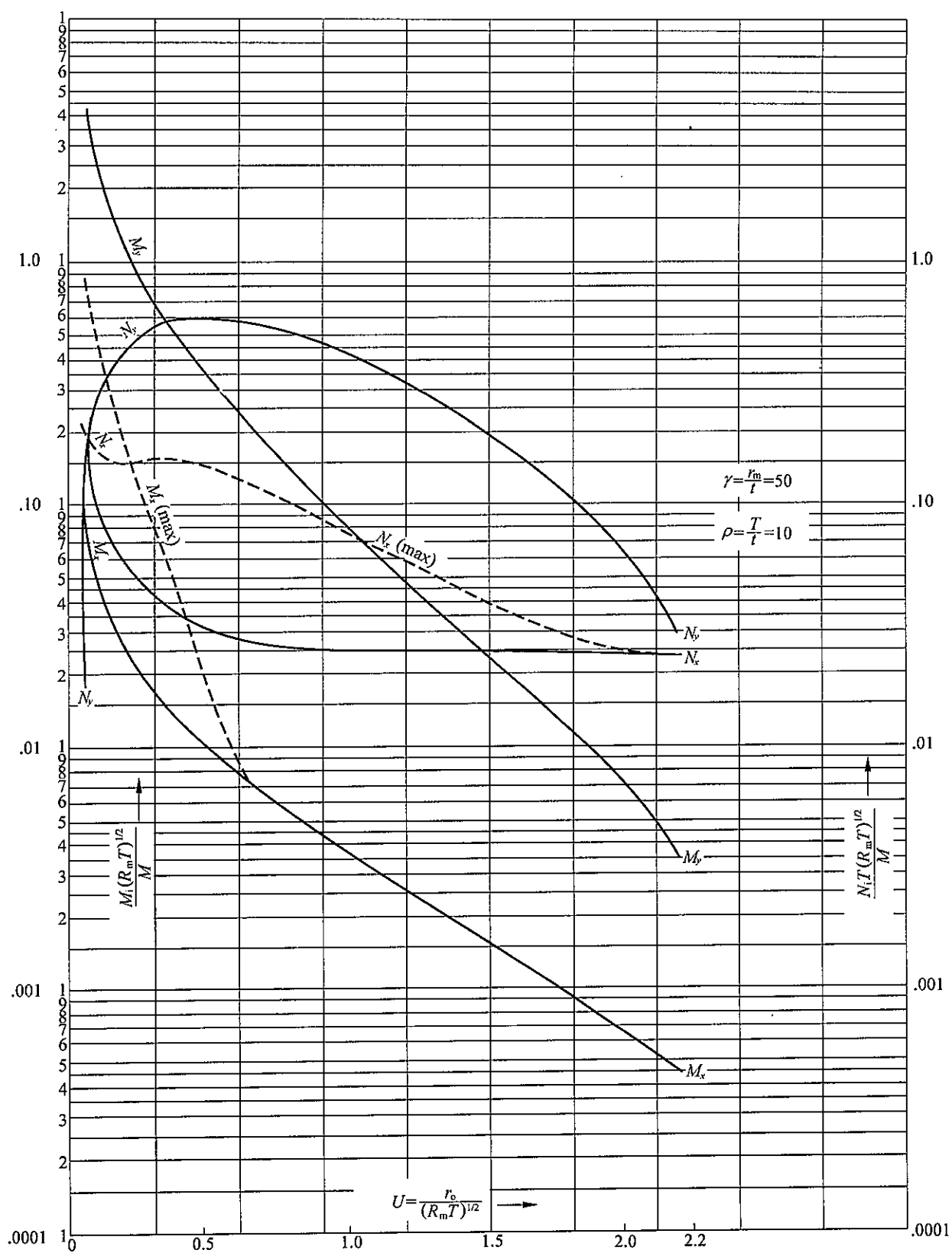


图 27.3.2-20 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

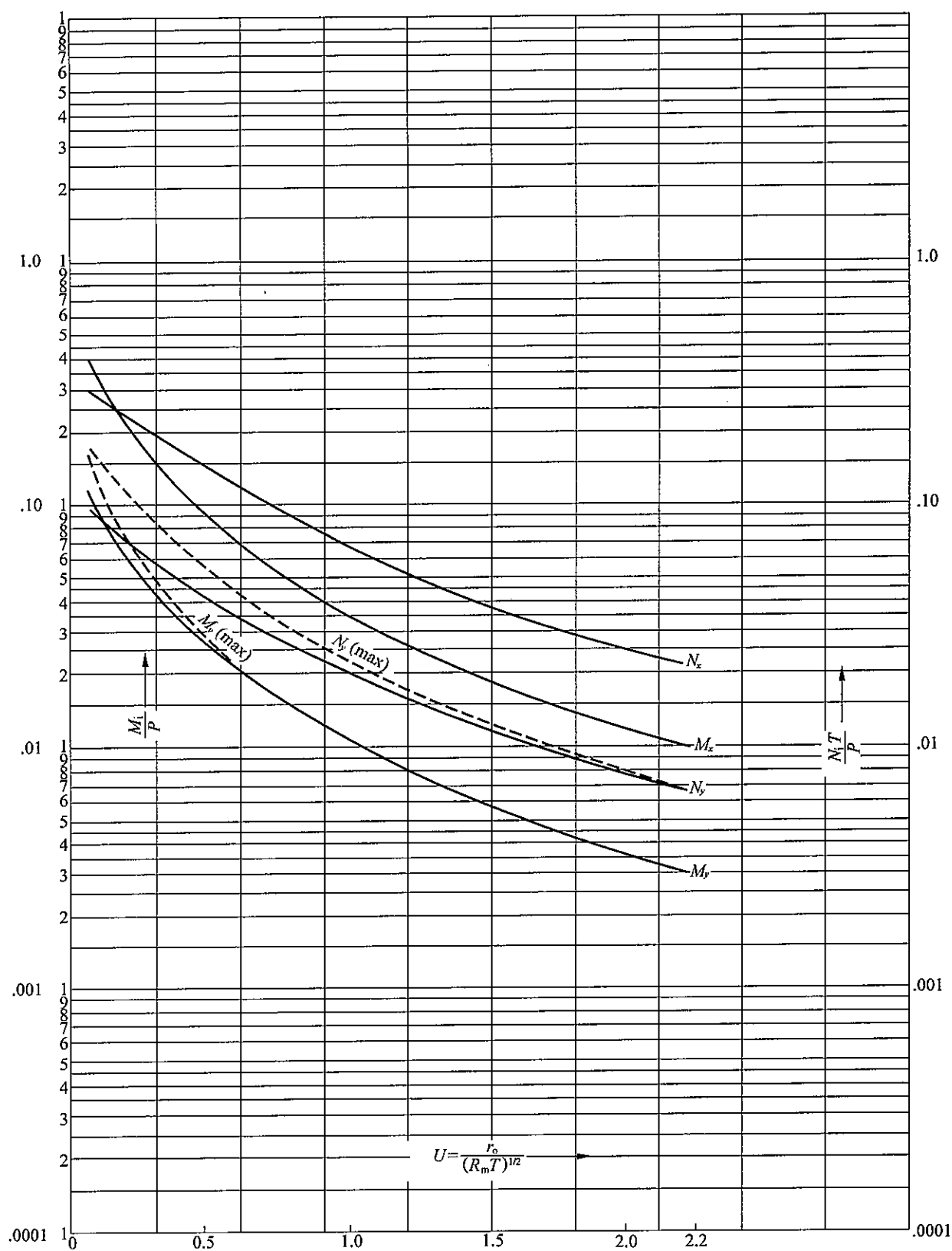


图 27.3.2-21 径向载荷 P 通过实心附件对球壳引起的应力

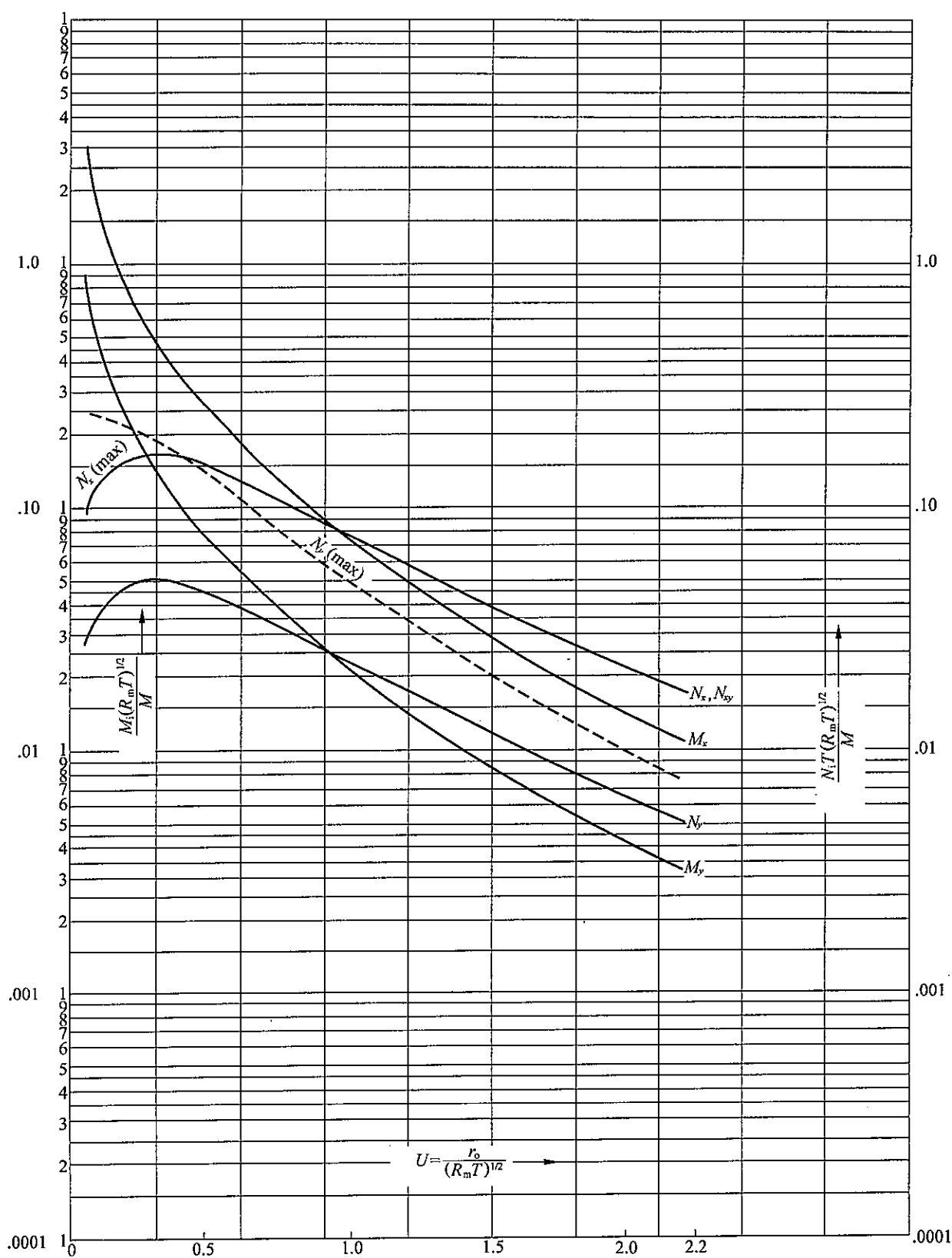


图 27.3.2-22 外力矩 M 通过实心附件对球壳引起的应力

28 外载荷通过开孔接管对圆筒(包括和圆筒连接处的接管)引起的局部应力计算

28.1 概 述

28.1.1 本章适用于外载荷作用于圆筒上的开孔接管后对圆筒、以及和圆筒连接处接管上引起的局部应力计算,见图 28.1.1。

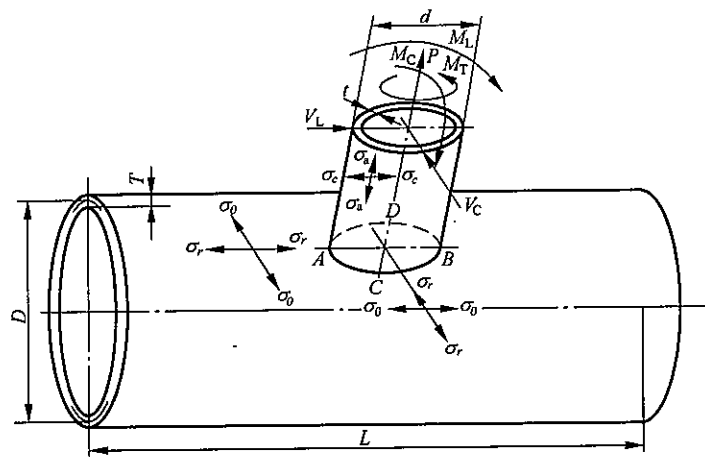


图 28.1.1 外载荷作用在圆筒开孔接管上对圆筒和接管所引起的局部应力

当计及压力的影响时,开孔接管应先按《钢制压力容器》GB 150 的规定满足开孔补强要求。

为降低圆筒或接管上由各种外加载荷引起的局部应力,在圆筒上可以设置衬垫板或补强圈,或可以加厚离圆筒一定距离内的接管,但都必须满足本章规定的衬垫板或补强圈宽度或接管的加厚长度后,在计算圆筒或接管的局部应力时才能计入衬垫板或补强圈或接管加厚部分的厚度。如在圆筒上设置衬垫板或补强圈,应采用和圆筒同样的材料。

28.1.2 本章的适用条件。

$$2500 \geq \frac{D}{t} \geq 20$$

$$100 \geq \frac{d}{t} \geq 10$$

$$\text{且 } \frac{d}{T} \geq 5$$

$$\frac{d}{D} \leq 0.5$$

28.1.3 本章对所涉及的除压力以外的各种载荷,不论属于静止或交变性质都能适用,但只能用于恒定压力、或虽有交变但按判别不需要进行疲劳分析的交变压力循环。

28.2 符号说明

以下符号说明可参见本标准图 28.1.1。

外力、外力矩均以本标准图 28.1.1 所示的方向为正号,如外力、外力矩中之任一者和图中所示方向相反,则由该载荷所致的各项应力取与本标准表 28.3.2-1 和表 28.3.2-2 中所列的符号相反。

A_L ——A 点内壁表面,见本标准图 28.1.1

A_m ——A 点器壁中面

A_U ——A 点外壁表面,见本标准图 28.1.1

B_L ——B 点内壁表面,见本标准图 28.1.1

B_m ——B 点器壁中面

B_U ——B 点外壁表面,见本标准图 28.1.1

C_L ——C 点内壁表面,见本标准图 28.1.1

C_m ——C 点器壁中面

C_U ——C 点外壁表面,见本标准图 28.1.1

D ——圆筒的平均直径(mm)

D_L ——D 点内壁表面,见本标准图 28.1.1

D_m ——D 点器壁中面

D_U ——D 点外壁表面,见本标准图 28.1.1

d ——接管外径(mm)

d_R ——补强圈外径(mm)

K_e ——计及简化弹—塑性分析的系数

M_C ——作用在附件上沿圆筒周向的外力矩(N·mm)

M_L ——作用在附件上沿圆筒轴向的外力矩(N·mm)

M_T ——作用在附件中心轴上的扭矩(N·mm)

M_r ——由外载荷引起在圆筒上沿接管径向应力的内力矩(N·mm/mm)

M_θ ——由外载荷引起在圆筒上沿接管周向应力的内力矩(N·mm/mm)

m_r ——系数, $m_r = M_r/P$ 或 $M_r d/M_C$ 或 $M_r d/M_L$, 由圆筒、接管参数由本标准图 28.3.2-1~图 28.3.2-56 查取

m_θ ——系数, $m_\theta = M_\theta/P$ 或 $M_\theta d/M_C$ 或 $M_\theta d/M_L$, 由圆筒、接管参数由本标准图 28.3.2-1~图 28.3.2-56 查取

N_r ——由外载荷引起在圆筒上沿圆筒轴向应力的内力(N/mm)

N_θ ——由外载荷引起在圆筒上沿圆筒周向应力的内力(N/mm)

n_r ——系数, $n_r = N_r T/P$ 或 $N_r T d/M_C$ 或 $N_r T d/M_L$, 由圆筒、接管参数由本标准图 28.3.2-1~图 28.3.2-56 查取

n_θ ——系数, $n_\theta = N_\theta T/P$ 或 $N_\theta T d/M_C$ 或 $N_\theta T d/M_L$, 由圆筒、接管参数由本标准图 28.3.2-1~图 28.3.2-56 查取

p_c ——圆筒计算压力(MPa)

P ——通过附件作用在圆筒径向的集中载荷或均布总载荷(N)

R ——圆筒平均半径(mm)

S_a ——圆筒或接管材料的许用应力幅(MPa),由《钢制压力容器 分析计算标准》JB 4732 中的图 C-1 确定

S_n ——由各交变外载荷所引起的交变当量应力范围(MPa)

T ——圆筒厚度(mm)

T_R ——补强圈厚度(mm)

t ——接管厚度(mm)

V_c ——作用在接管上沿圆筒周向的横剪力(N)

V_L ——作用在接管上沿圆筒轴向的横剪力(N)

λ ——圆筒和接管的结构参数, $\lambda = \frac{d}{D} \sqrt{\frac{D}{T}}$

σ ——复合应力的当量强度(MPa)

σ_a ——在接管上沿接管轴向的正应力(MPa)

σ_c ——在接管上沿接管周向的正应力(MPa)

σ_r ——在圆筒上沿接管径向的正应力(MPa)

σ_θ ——圆筒上沿接管周向的正应力(MPa)

$[\sigma]'$ ——圆筒材料在设计温度下的许用应力(MPa)

$[\sigma]_t$ ——接管材料在设计温度下的许用应力(MPa)

τ ——圆筒或接管上的剪切应力(MPa)

28.3 圆筒上局部应力的计算和校核

28.3.1 圆筒和接管参数的确定。

由圆筒平均直径 D 、厚度 T 、接管外径 d 、厚度 t 确定结构参数 λ 和 d/t 值。

28.3.2 局部应力的计算。

沿圆筒径向(即接管轴向)的外力 P 、沿圆筒周向或轴向的外力矩 M_c 、 M_L 都会在圆筒和接管上引起周向和轴向的薄膜应力和弯曲应力,其代表性的地点为本标准图 28.1.1 所示的 A 、 B 、 C 、 D 四点,其中薄膜应力沿壁厚均布,弯曲应力在内、外壁处大小相等,方向相反,在中面处为 0。

沿圆筒周向和轴向的横剪力 V_c 、 V_L 以及作用在接管轴线上的扭矩 M_T 都会在圆筒和接管上引起沿壁厚均布的剪切应力。

1 圆筒上未设补强圈、接管上未局部加厚时的局部应力计算。

根据本标准图 28.1.1 所示作用在接管上的各个外载荷,分别由表 28.3.2-1 和表 28.3.2-2 确定在圆筒或与圆筒连接处接管上各点的应力。涉及系数 m_r 、 m_θ 、 n_r 、 n_θ 可由该两表指出的所用图号由结构参数 λ 、 $\frac{T}{t}$ 和 d/t 值查取。

2 圆筒上设有补强圈时的局部应力计算。

表 28.3.2-1 外载荷通过接管对圆筒引起的局部应力

应力起因及性质	所用图号	计算公式	A_U	A_L	B_U	B_L	C_U	C_L	D_U	D_L	A_m	B_m	C_m	D_m
由 P 引起薄膜	图 28.3.2-16~图 28.3.2-20	$\frac{P}{T^2}n_0$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
由 P 引起弯曲	图 28.3.2-11~图 28.3.2-15	$\frac{6P}{T^2}m_0$	+	-	+	-	+	-	+	-	/	/	/	/
由 M_c 引起薄膜	图 28.3.2-34~图 28.3.2-38	$\frac{M_c}{T^2}d^{n_0}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_c 引起弯曲	图 28.3.2-30~图 28.3.2-33	$\frac{6M_c}{T^2}d^{m_0}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_L 引起薄膜	图 28.3.2-52~图 28.3.2-56	$\frac{M_L}{T^2}d^{n_0}$	+	+	-	-	/	/	/	/	+	-	/	/
由 M_L 引起弯曲	图 28.3.2-48~图 28.3.2-51	$\frac{6M_L}{T^2}d^{m_0}$	+	-	-	+	/	/	/	/	/	/	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R}{T}$	+	+	+	+	/	/	/	/	+	+	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R}{2T}$	/	/	/	/	+	+	+	+	/	/	+	+
θ 方向代数和														
由 P 引起薄膜	图 28.3.2-6~图 28.3.2-10	$\frac{P}{T^2}n_r$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
由 P 引起弯曲	图 28.3.2-1~图 28.3.2-5	$\frac{6P}{T^2}m_r$	+	-	+	-	+	-	+	-	/	/	/	/
由 M_c 引起薄膜	图 28.3.2-25~图 28.3.2-29	$\frac{M_c}{T^2}d^{n_r}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_c 引起弯曲	图 28.3.2-21~图 28.3.2-24	$\frac{6M_c}{T^2}d^{m_r}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_L 引起薄膜	图 28.3.2-43~图 28.3.2-47	$\frac{M_L}{T^2}d^{n_r}$	+	+	-	-	/	/	/	/	+	-	/	/
由 M_L 引起弯曲	图 28.3.2-39~图 28.3.2-42	$\frac{6M_L}{T^2}d^{m_r}$	+	-	-	+	/	/	/	/	/	/	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R}{T}$	/	/	/	/	+	+	+	+	/	/	+	+
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c R}{2T}$	+	+	+	+	/	/	/	/	+	+	/	/
r 方向代数和														
由 V_c 引起剪切	/	$\frac{2V_c}{\pi d T}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 V_L 引起剪切	/	$\frac{2V_L}{\pi d T}$	/	/	/	/	+	+	-	-	/	/	+	-
由 M_T 引起剪切	/	$\frac{2M_T}{\pi d^2 T}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和														

表 28.3.2-2 外载荷通过接管对接管和圆筒连接处接管引起的局部应力

应力起因及性质	所用图号	计算公式	A_U	A_L	B_U	B_L	C_U	C_L	D_U	D_L	A_m	B_m	C_m	D_m
由 P 引起薄膜	图 28.3.2-16~图 28.3.2-20	$\frac{P}{T^2}n_0$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
由 M_C 引起薄膜	图 28.3.2-34~图 28.3.2-38	$\frac{M_C}{T^2}n_0$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_L 引起薄膜	图 28.3.2-52~图 28.3.2-56	$\frac{M_L}{T^2}n_0$	+	+	-	-	/	/	/	/	+	-	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c d}{2t}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
C 方向代数和			σ_c											
由 P 引起薄膜	/	$\frac{P}{\pi d t}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
由 P 引起弯曲	图 28.3.2-1~图 28.3.2-5 图 28.3.2-6~图 28.3.2-10	$\frac{P}{t^2}(6m_r - 3n_r)$	+	-	+	-	+	-	+	-	/	/	/	/
由 M_C 引起薄膜	/	$\frac{4M_C}{\pi d^2 t}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_C 引起弯曲	图 28.3.2-21~图 28.3.2-24 图 28.3.2-25~图 28.3.2-29	$\frac{M_C}{t^2 d}(6m_r - 3n_r)$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_L 引起薄膜	/	$\frac{4M_L}{\pi d^2 t}$	+	+	-	-	/	/	/	/	+	-	/	/
由 M_L 引起弯曲	图 28.3.2-39~图 28.3.2-42 图 28.3.2-43~图 28.3.2-47	$\frac{M_L}{t^2 d}(6m_r - 3n_r)$	+	-	-	+	/	/	/	/	/	/	/	/
由 p_c 引起薄膜	/	$\frac{p_c d}{4t}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
a 方向代数和			σ_a											
由 V_C 引起剪切	/	$\frac{2V_C}{\pi d t}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 V_L 引起剪切	/	$\frac{2V_L}{\pi d t}$	/	/	/	/	+	+	-	-	/	/	+	-
由 M_T 引起剪切	/	$\frac{2M_T}{\pi d^2 t}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和			τ											

当圆筒上设有厚度为 T_R 的补强圈(或整体补强),且其宽度(从接管外表面量起)不小于 $1.65 \sqrt{RT}$ 时,在用表 28.3.2-1 计算圆筒各项应力时可用 $(T+T_R)$ 代替各式中的 T 项,并用 $(T+T_R)^2$ 代替各式中的 T^2 项,此时所得为 A、B、C、D 各点处圆筒(包括补强圈)上的各项应力。

此外,尚应以补强圈外径 d_R 代替接管外径 d ,以 $(T+T_R)$ 代替 T 值确定结构附件参数 λ 、 $\frac{T}{t}$ 和 $\frac{d}{t}$,查取各应力系数,代入表 28.3.2-1 中的计算公式,此时 T 、 T^2 值中不再计入补强圈厚度 T_R ,以求取补强圈外周边处圆筒上的各项应力。

当圆筒上所设补强圈的宽度(从接管外表面量起)小于 $1.65 \sqrt{RT}$ 时,在用表 28.3.2-1 计算圆筒各项应力时不能计入补强圈厚度 T_R 。但只要设置了补强圈,不论其宽度大小,在查取图 28.3.2-1~

图 28.3.2-56 的 $m_r, m_\theta, n_r, n_\theta$ 时,所采用结构参数中的 T 值都可用 $(T+T_R)$ 代替。

3 接管上局部加厚时的局部应力计算。

当接管局部加厚时,如其加厚部分的长度(从圆筒外表面量起)不小于 $1.65\sqrt{rt}$,在用表 28.3.2-2 计算接管各项应力时,涉及到 t 时都可用经加厚的接管厚度计算,此时所得为与圆筒相交处接管上的应力。当接管加厚部分的长度(从圆筒外表面量起)小于 $1.65\sqrt{rt}$ 时,在用表 28.3.2-2 计算接管各项应力时,涉及到 t 时都只能用未经加厚的接管厚度计算,此时所得为未经加厚接管上的应力。但只要对接管进行局部加厚,不论其加厚长度大小,在查取图 28.3.2-1~图 28.3.2-56 的 $m_r, m_\theta, n_r, n_\theta$ 时,所采用结构参数 $\frac{T}{t}, \frac{d}{t}$ 中的 t 值都可用经加厚的接管厚度代替。

28.3.3 局部应力的校核。

按本标准表 28.3.2-1 或表 28.3.2-2 求出圆筒或接管上各点处的应力后,根据各类应力的校核条件逐点将各项应力叠加,求得圆筒上沿接管的径向和周向正应力 σ_r 和 σ_θ ,以及剪切应力 τ ;或接管上的轴向和周向正应力 σ_a 和 σ_c ,以及剪切应力 τ ,然后分别按式(28.3.3-1)和式(28.3.3-2)作为圆筒或接管复合应力的当量强度:

对圆筒

$$\sigma = \max \left\{ \frac{1}{2} [\sigma_r + \sigma_\theta \pm \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau^2}], \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + 4\tau^2} \right\} \quad (28.3.3-1)$$

对接管

$$\sigma = \max \left\{ \frac{1}{2} [\sigma_a + \sigma_c \pm \sqrt{(\sigma_a - \sigma_c)^2 + 4\tau^2}], \sqrt{(\sigma_a - \sigma_c)^2 + 4\tau^2} \right\} \quad (28.3.3-2)$$

当各外载荷都不带交变性质,或按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定可以免除疲劳分析时,各点复合应力当量强度的校核条件为:

仅压力引起的薄膜应力 $\sigma \leq [\sigma]^t$ (接管为) $[\sigma]^t$ 。

压力和各外载荷引起薄膜应力的总值 $\sigma \leq 1.5[\sigma]^t$ (接管为) $1.5[\sigma]^t$ 。

压力和各外载荷引起薄膜加弯曲应力的总值 $\sigma \leq 3[\sigma]^t$ (接管为) $3[\sigma]^t$ 。

当外载荷(部分或全部)带有交变性质,且按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的判定要求进行疲劳分析时,除按可以免除疲劳分析同样的应力计算并校核外,还应对各交变载荷引起的当量应力范围进行疲劳校核。

$$S_n \leq 2K_e S_a$$

$$S_n \leq 3[\sigma]^t \text{ 时, } K_e = 1.0$$

$$3[\sigma]^t < S_n < 3m[\sigma]^t \text{ 时, } K_e = 1.0 + \frac{(1-n)}{n(m-1)} \left(\frac{S_n}{3[\sigma]^t} - 1 \right)$$

$$S_n \geq 3m[\sigma]^t \text{ 时, } K_e = \frac{1}{n}$$

对各类材料, m, n 值列于表 28.3.3。

表 28.3.3 材料参数 m, n 值

材料	m	n	最高温度(°C)
低合金钢	2.0	0.2	370
马氏体不锈钢	2.0	0.2	370
碳钢	3.0	0.2	370
奥氏体不锈钢	1.7	0.3	425

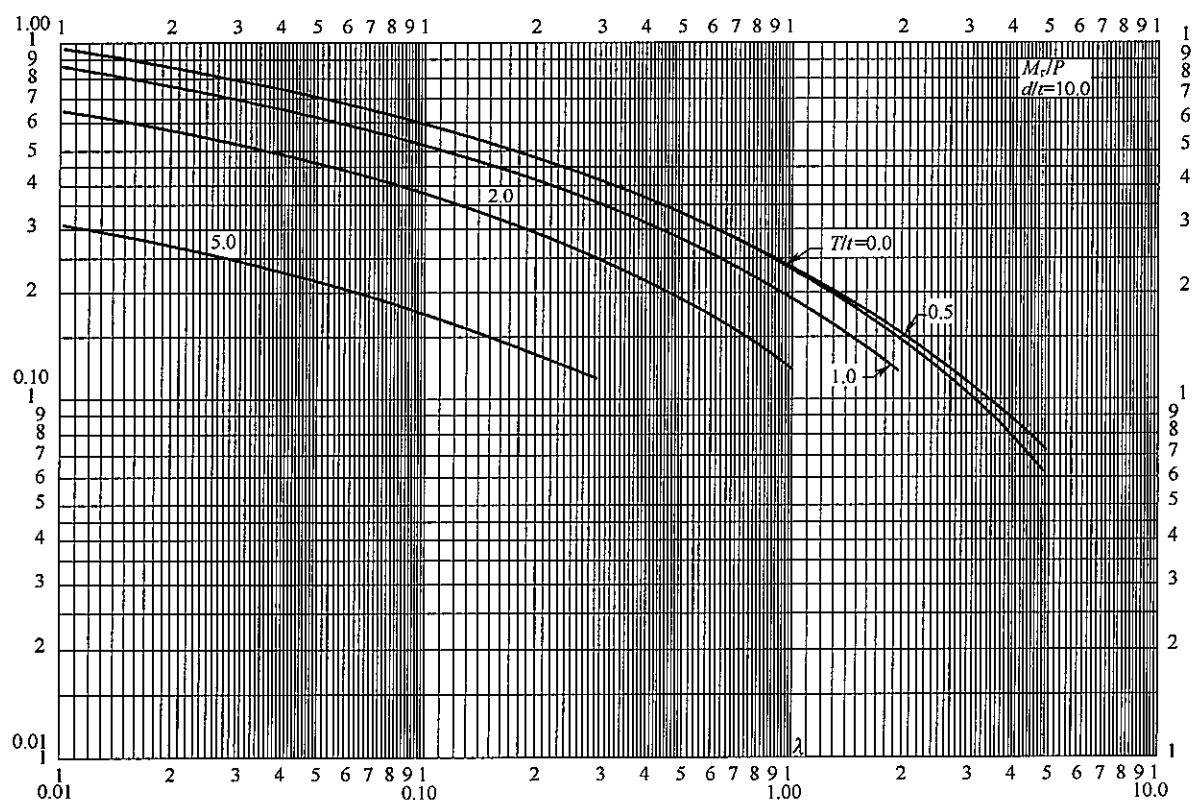


图 28.3.2-1 由于载荷 P 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=10.0$)

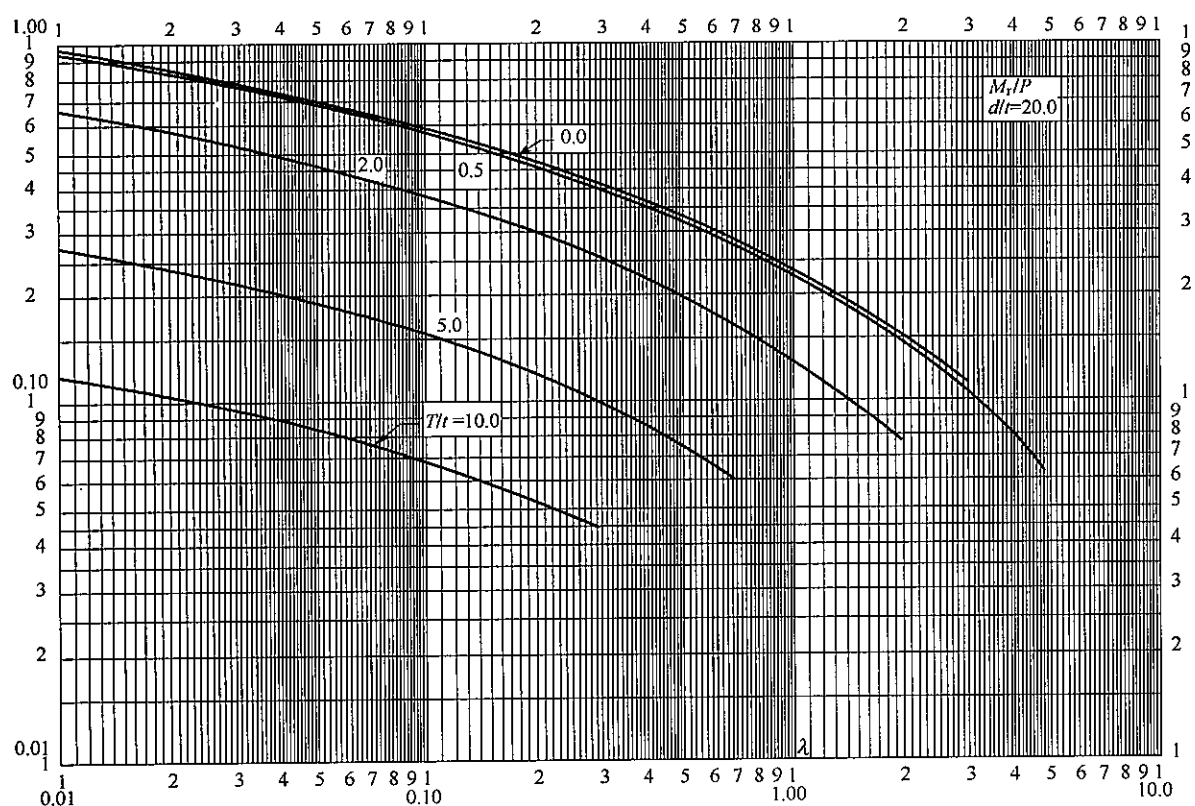


图 28.3.2-2 由于载荷 P 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=20.0$)

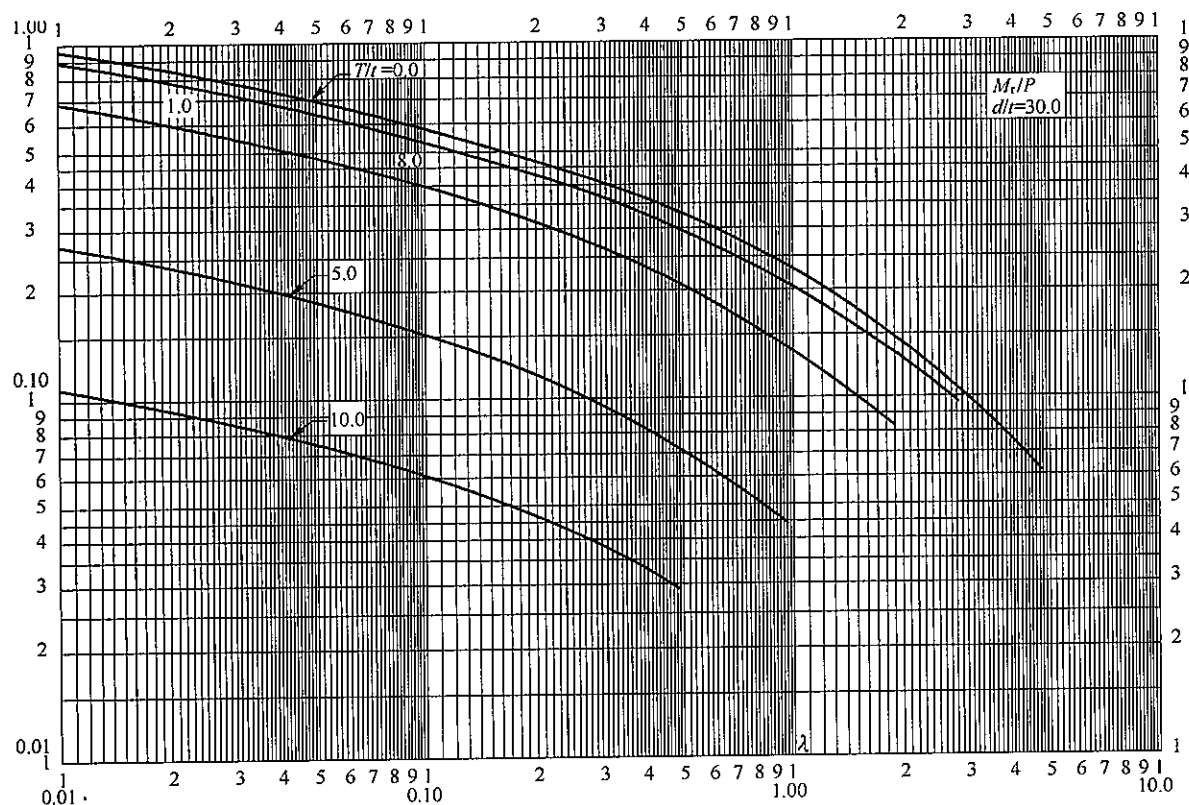


图 28.3.2-3 由于载荷 P 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=30.0$)

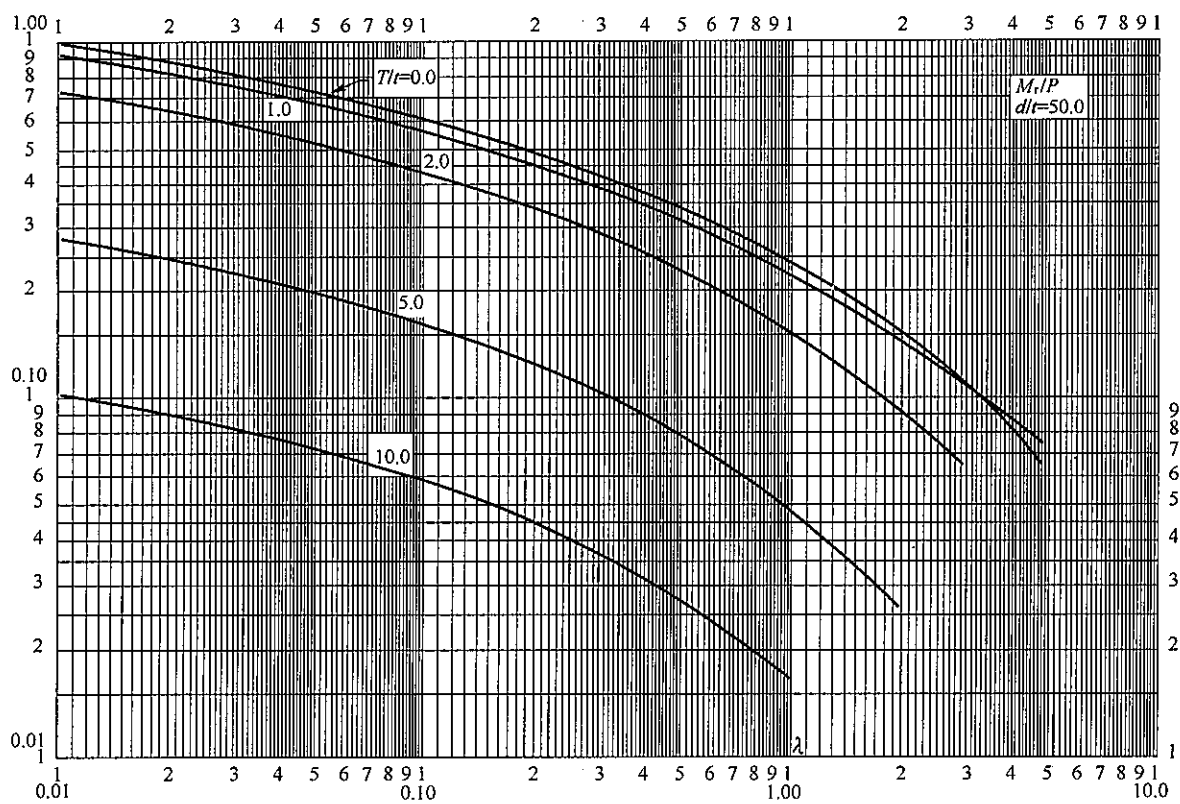


图 28.3.2-4 由于载荷 P 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=50.0$)

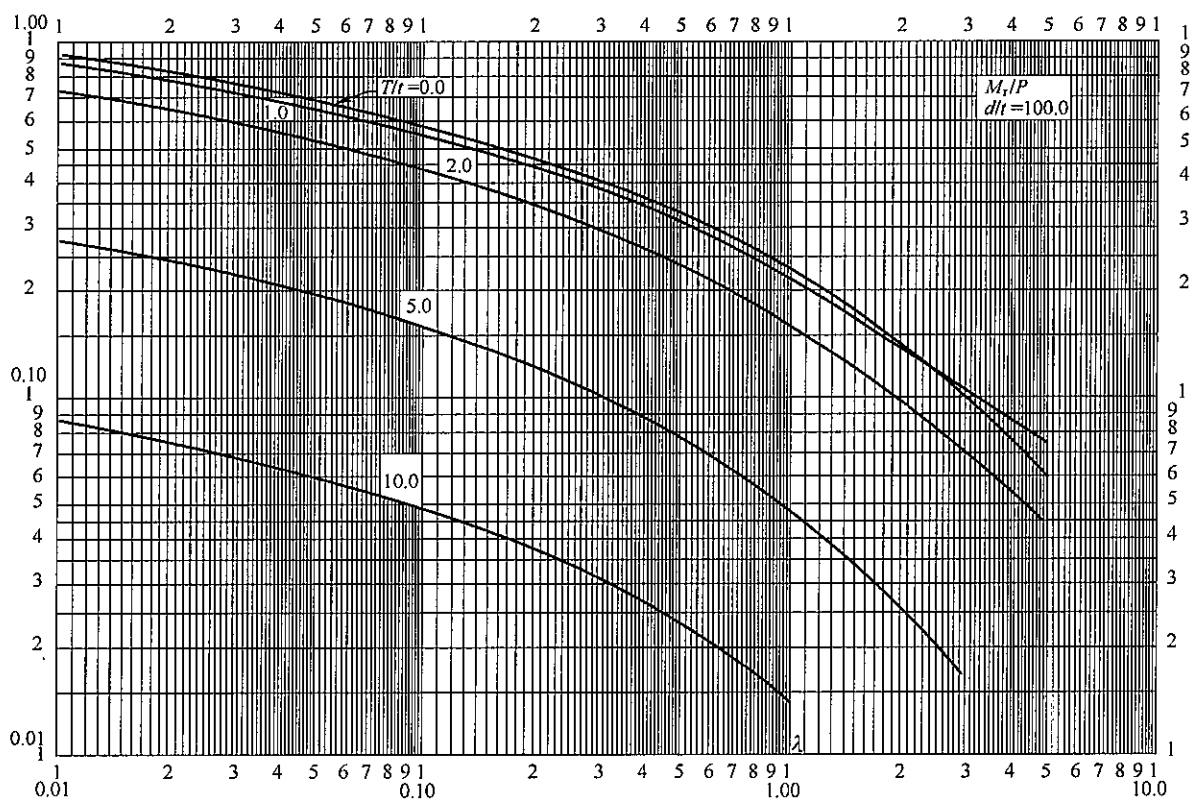


图 28.3.2-5 由于载荷 P 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=100.0$)

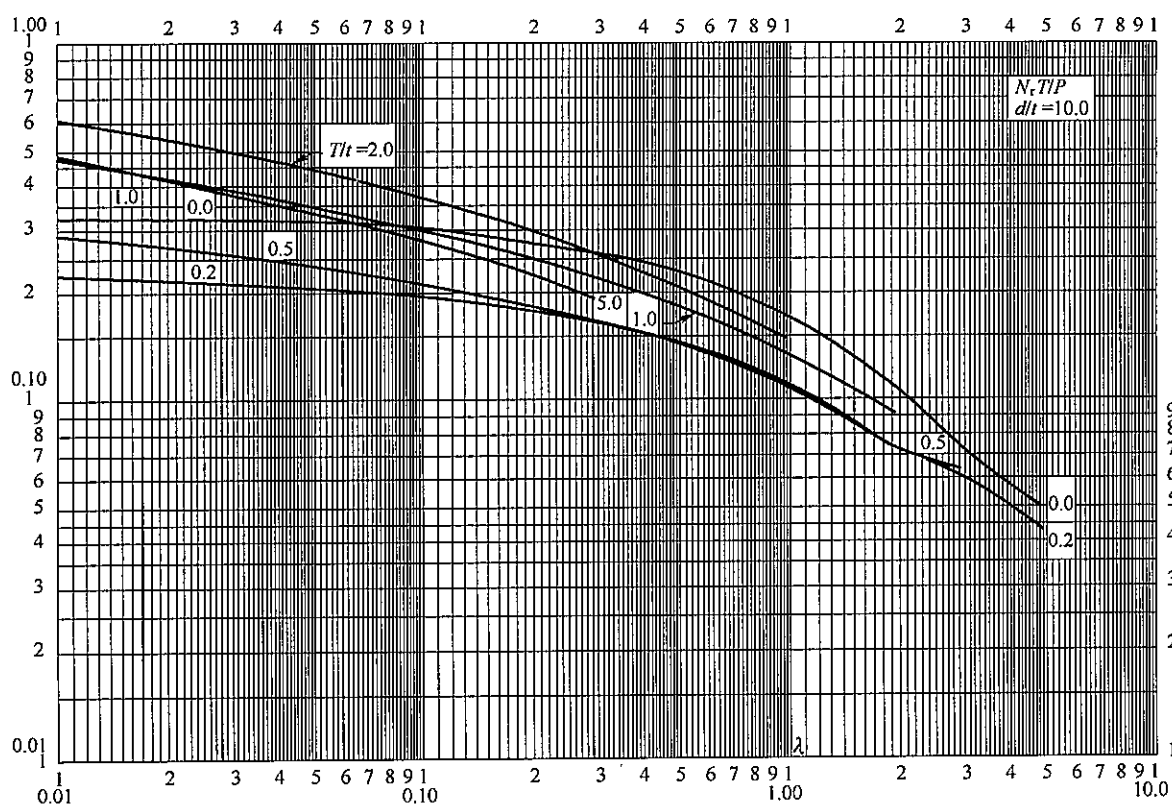


图 28.3.2-6 由于载荷 P 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=10.0$)

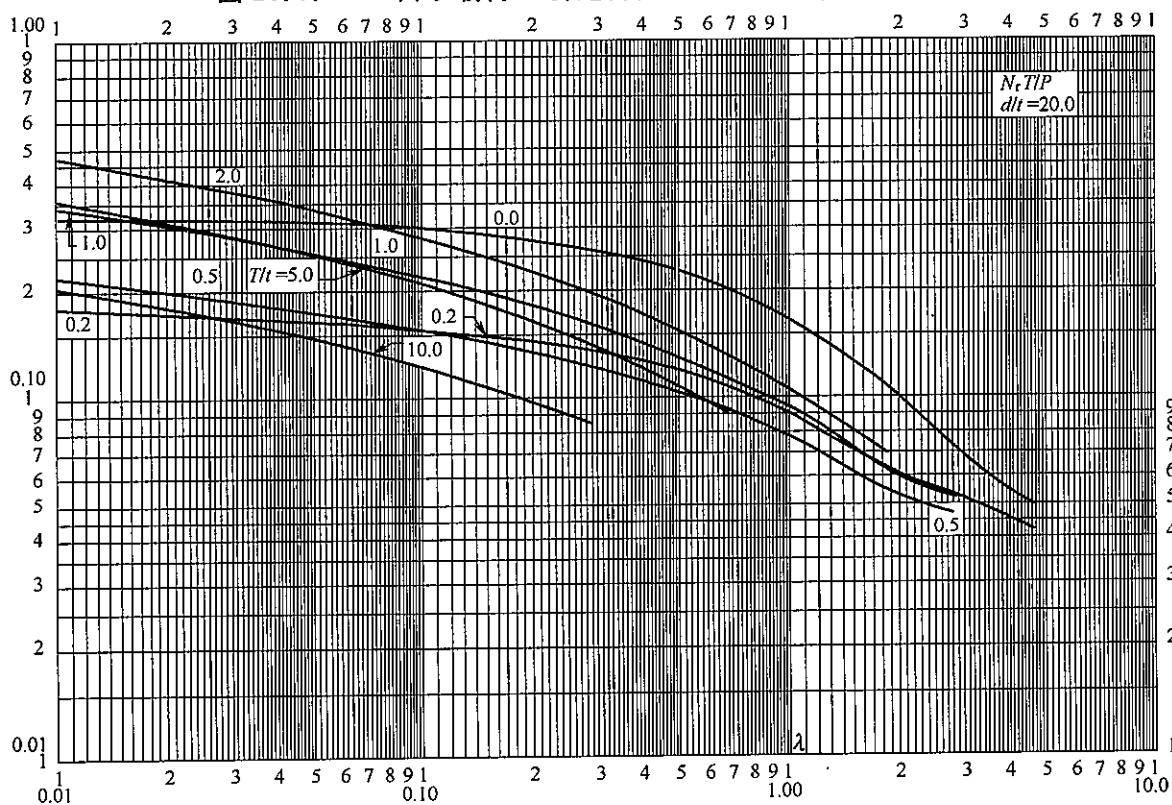


图 28.3.2-7 由于载荷 P 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=20.0$)

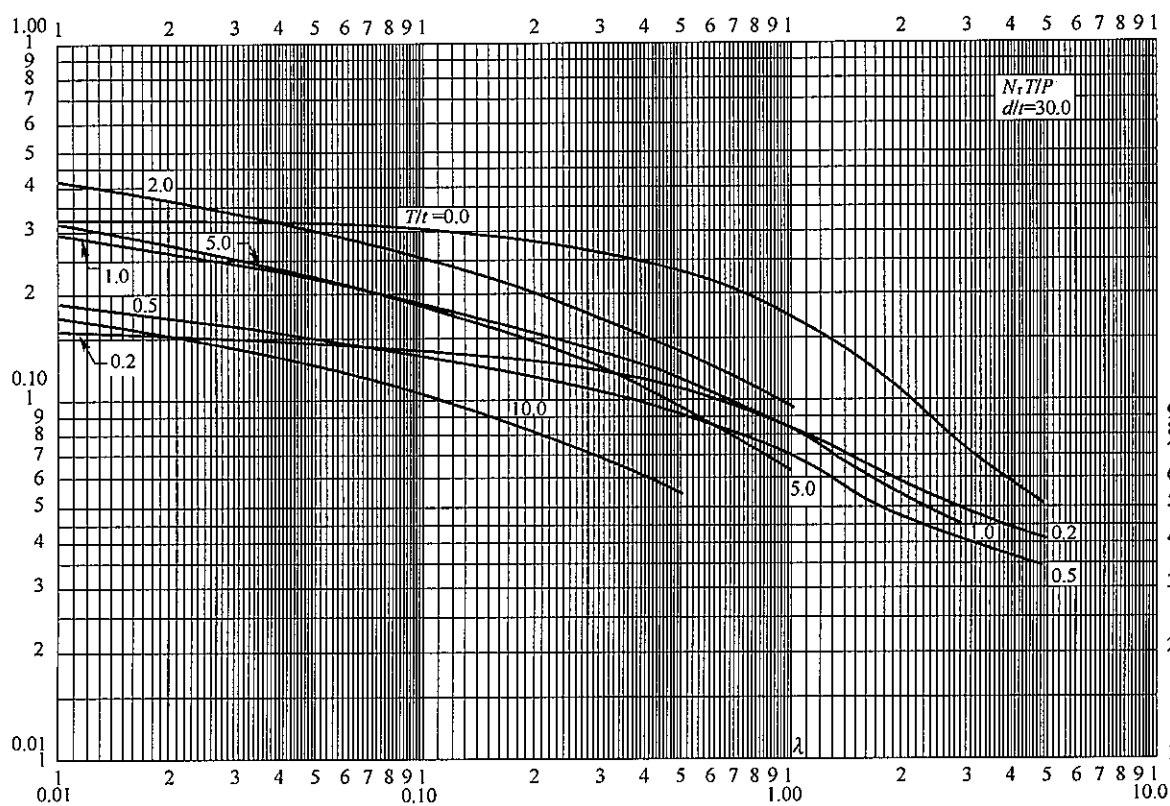


图 28.3.2-8 由于载荷 P 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=30.0$)

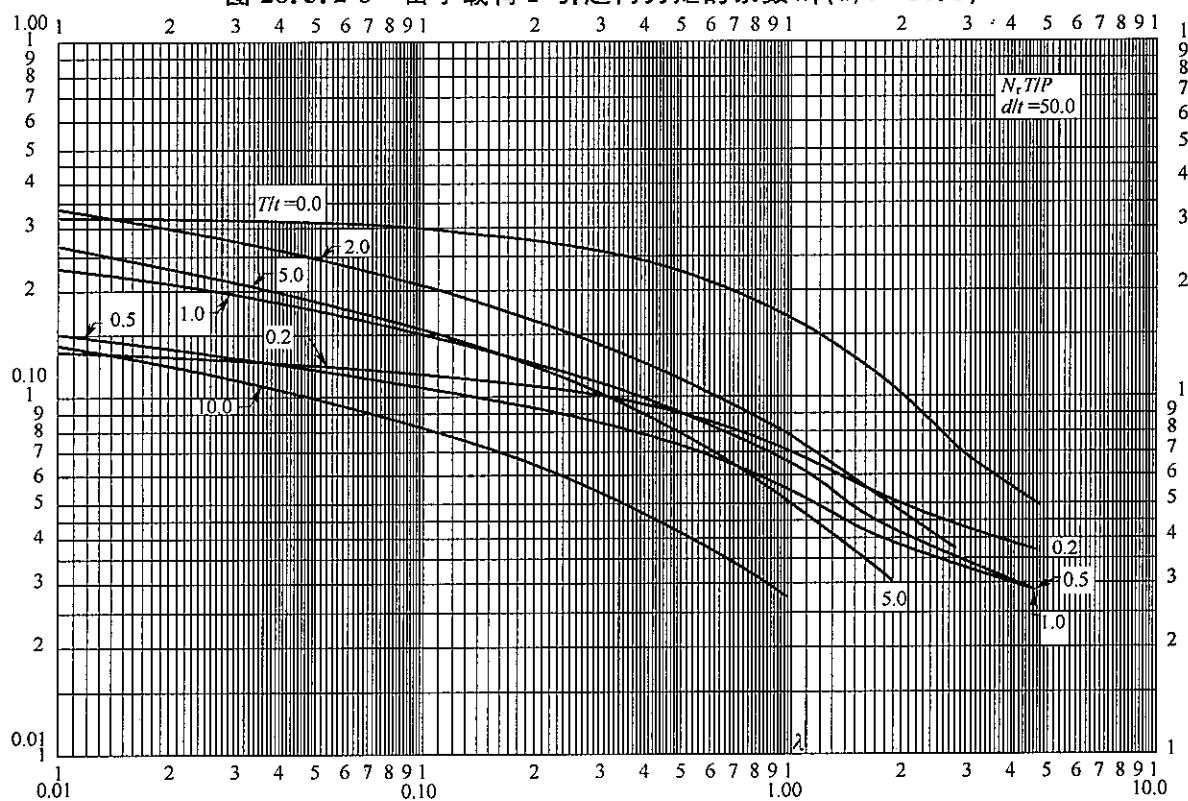


图 28.3.2-9 由于载荷 P 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=50.0$)

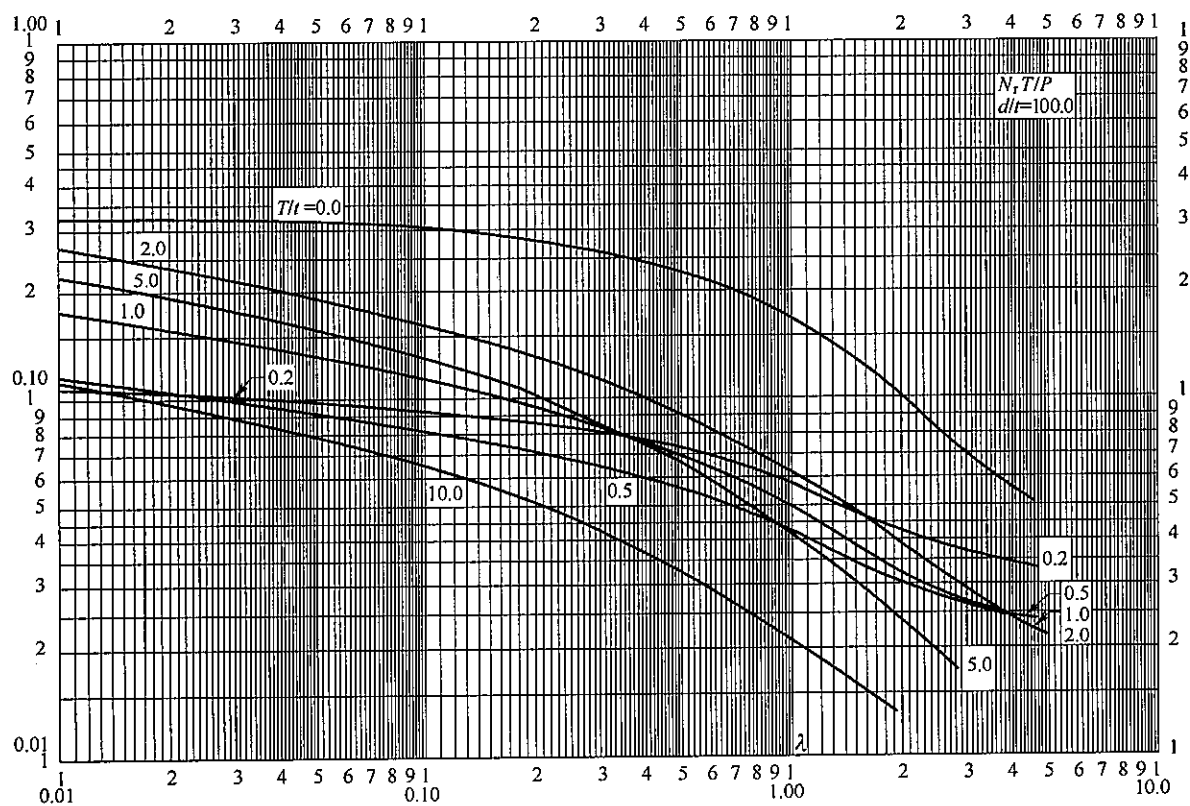


图 28.3.2-10 由于载荷 P 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=100.0$)

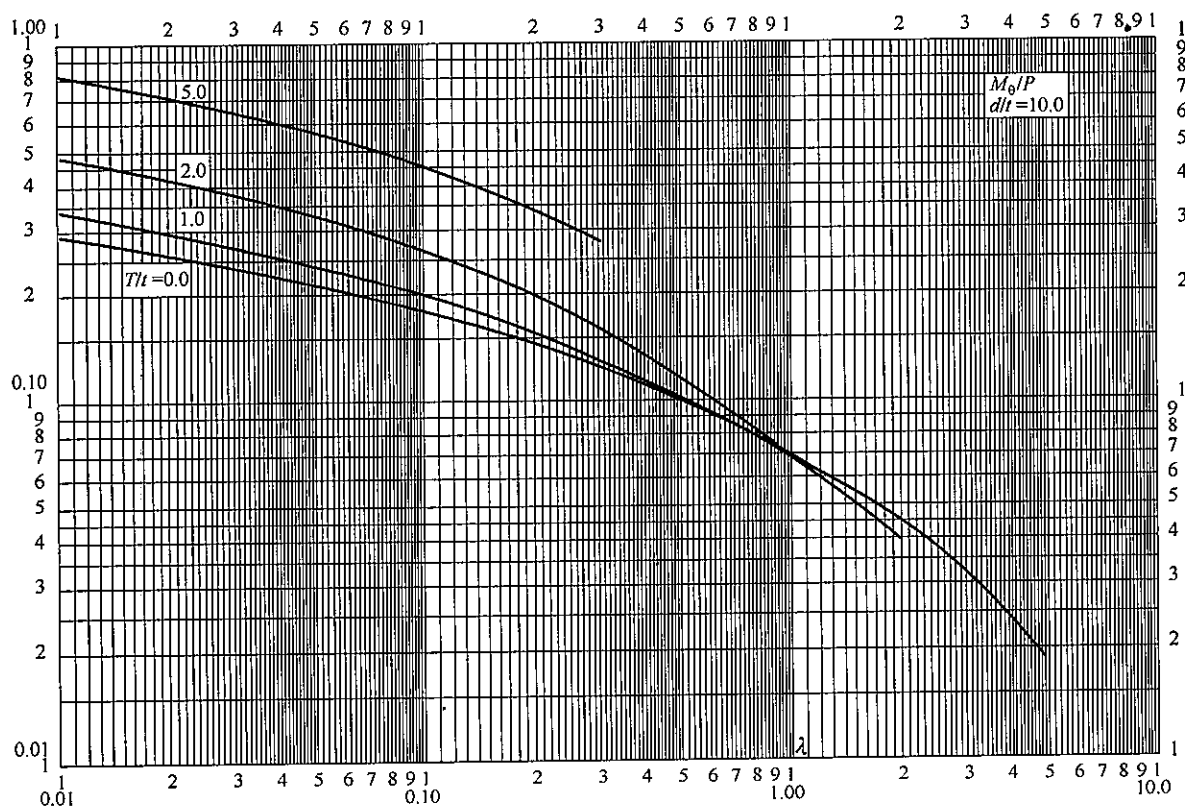


图 28.3.2-11 由于载荷 P 引起内力矩的系数 m_0 ($d/t=10.0$)

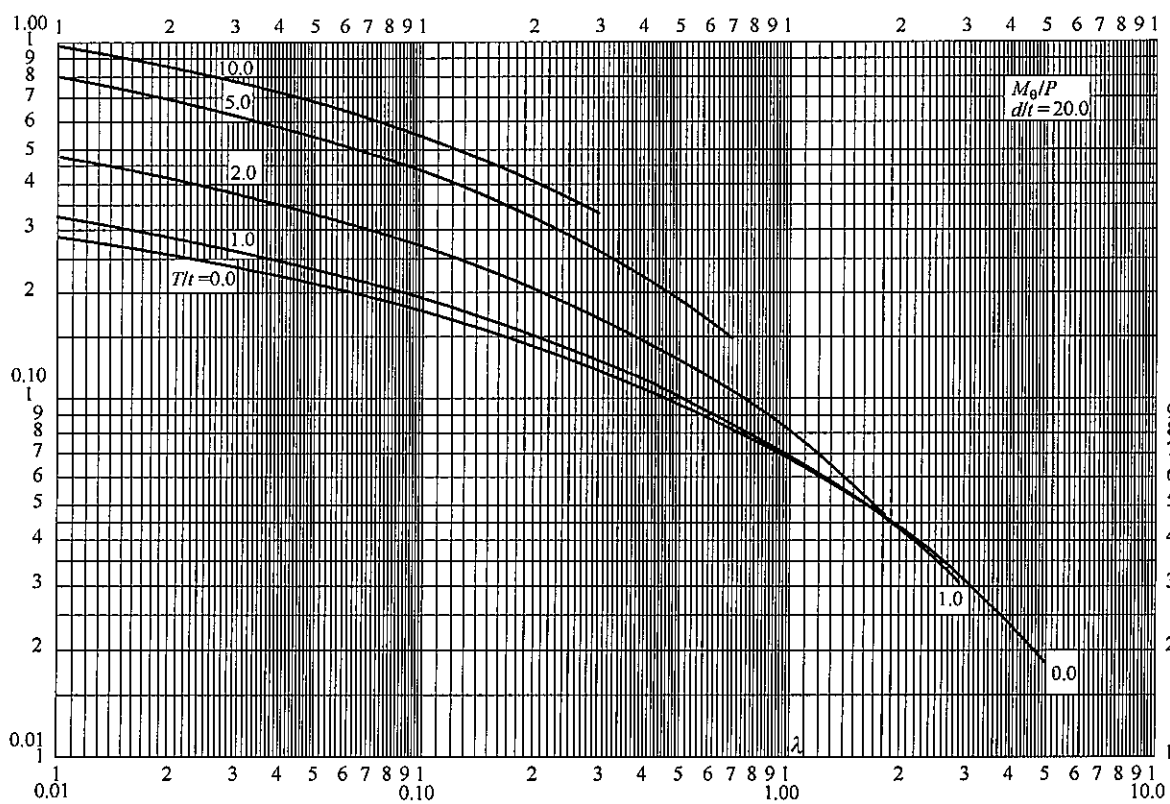


图 28.3.2-12 由于载荷 P 引起内力矩的系数 $m_0(d/t=20.0)$

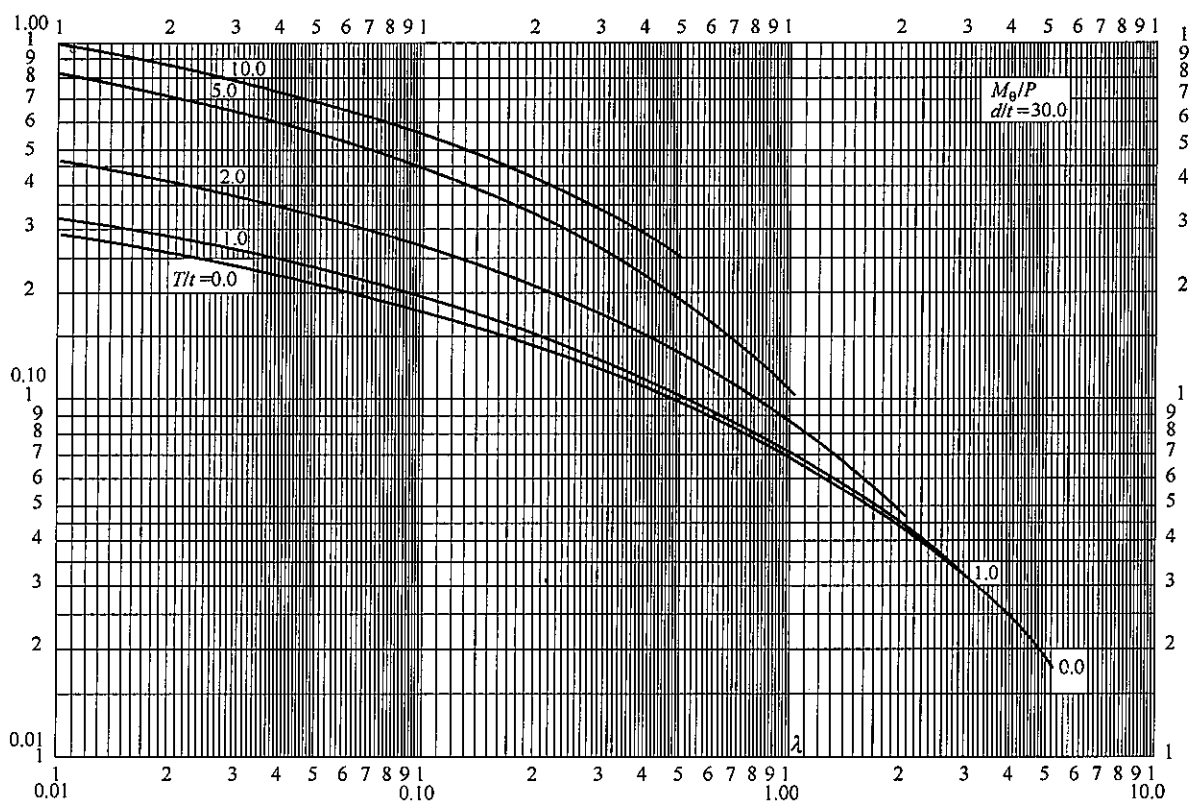


图 28.3.2-13 由于载荷 P 引起内力矩的系数 $m_0(d/t=30.0)$

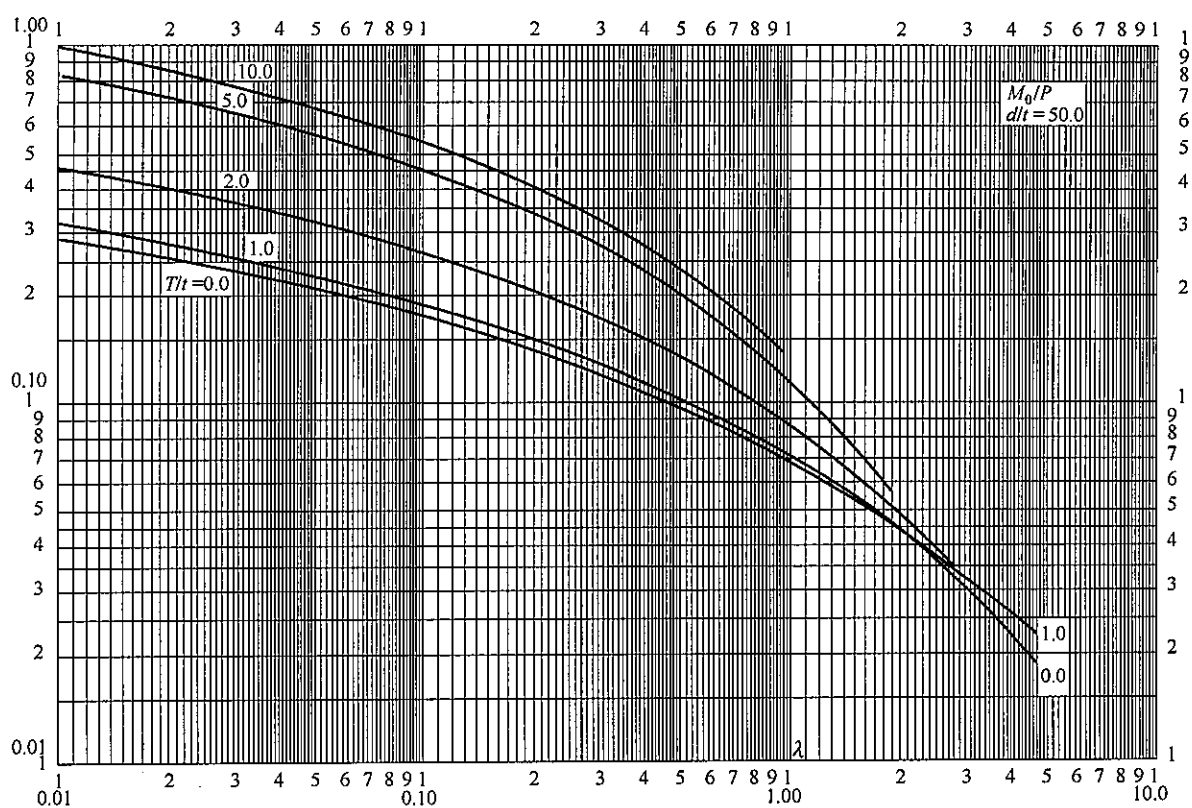


图 28.3.2-14 由于载荷 P 引起内力矩的系数 $m_0(d/t=50.0)$

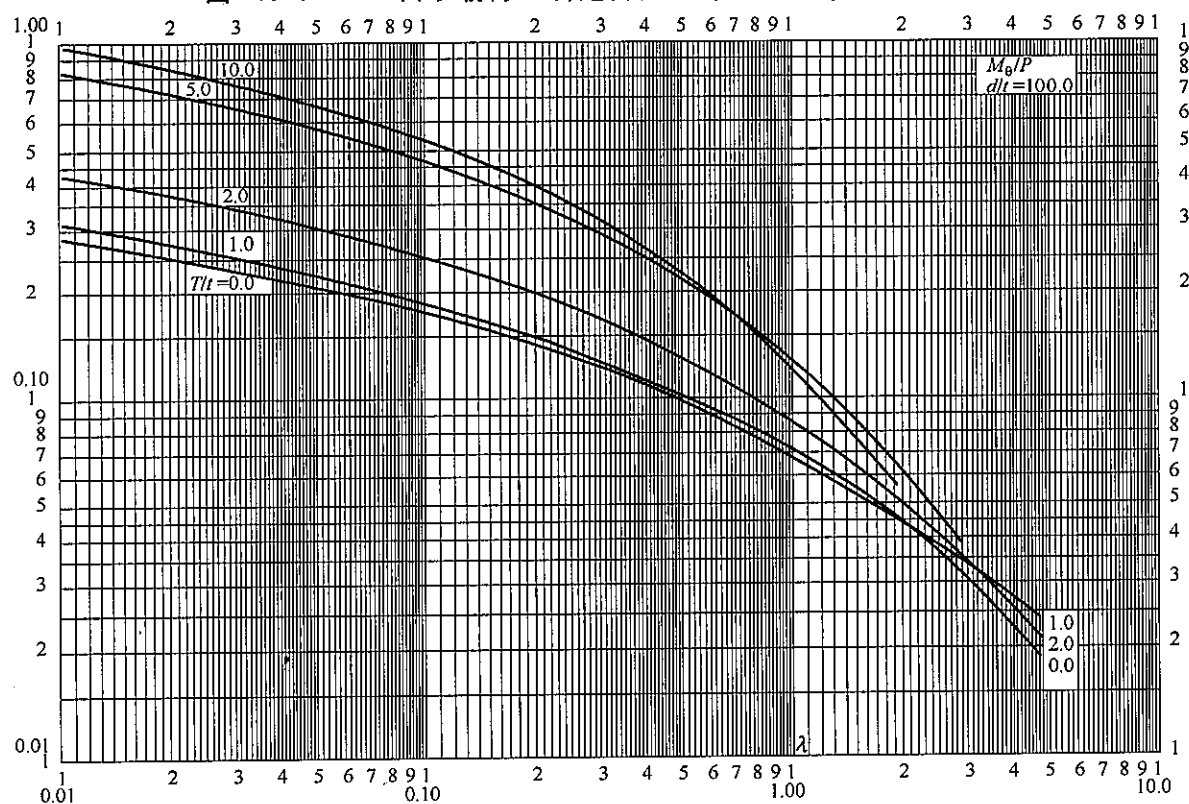


图 28.3.2-15 由于载荷 P 引起内力矩的系数 $m_0(d/t=100.0)$

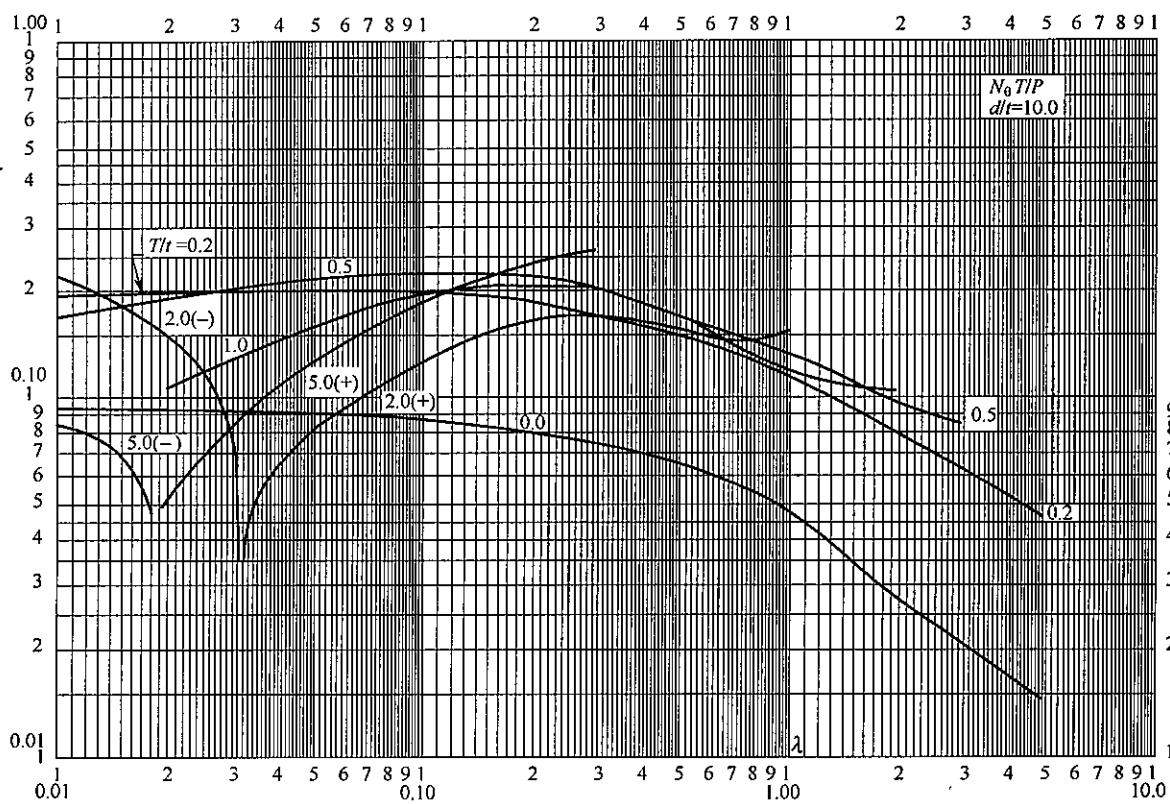


图 28.3.2-16 由于载荷 P 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=10.0)$

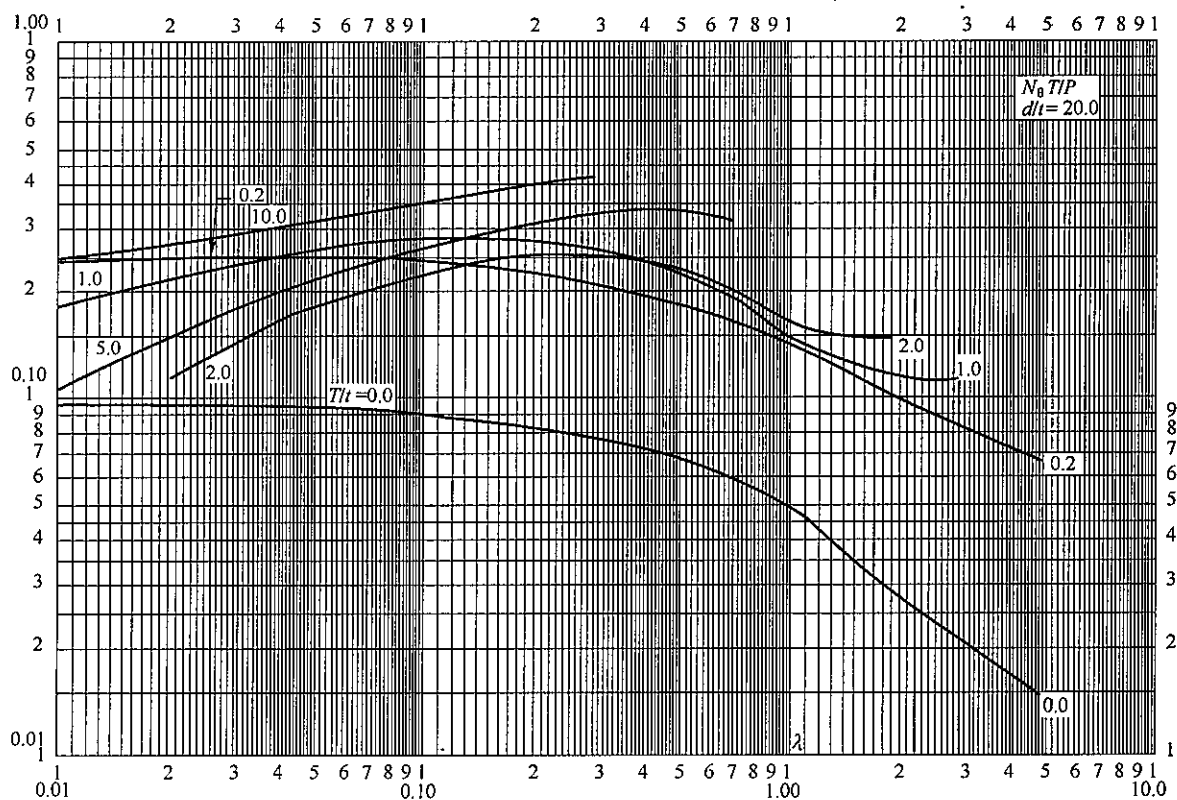


图 28.3.2-17 由于载荷 P 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=20.0)$

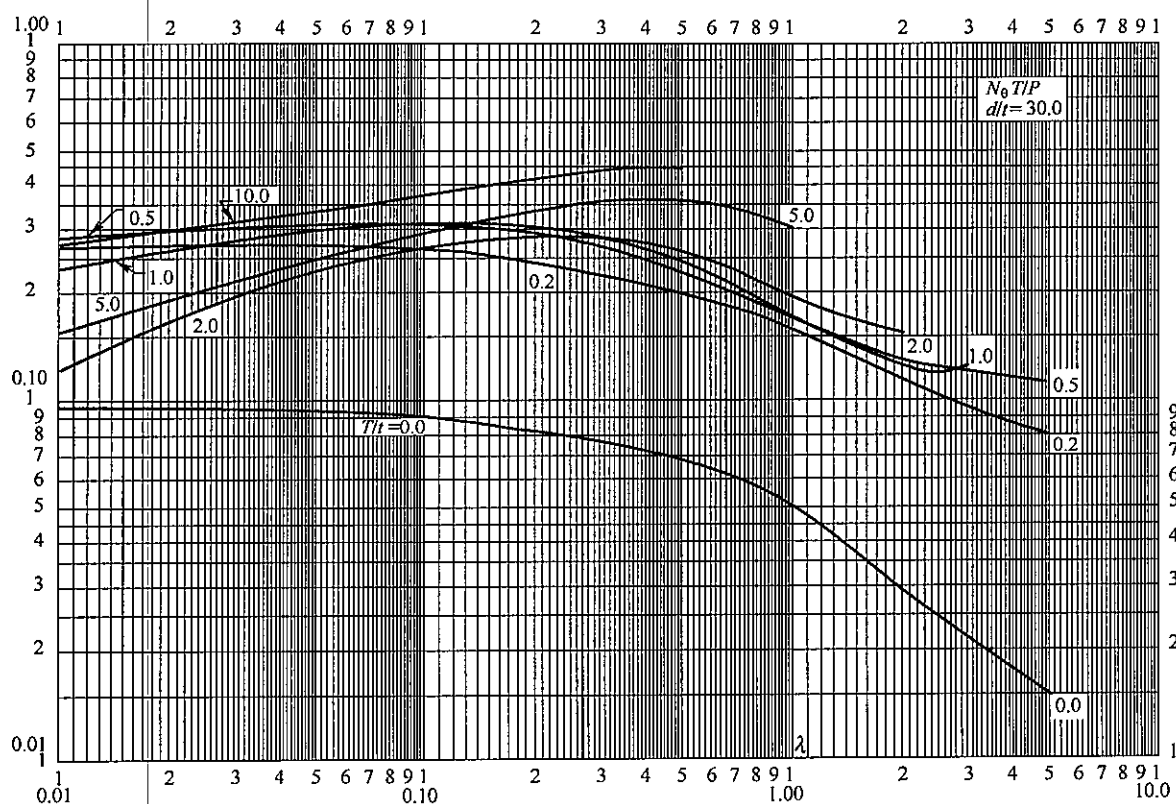


图 28.3.2-18 由于载荷 P 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=30.0)$

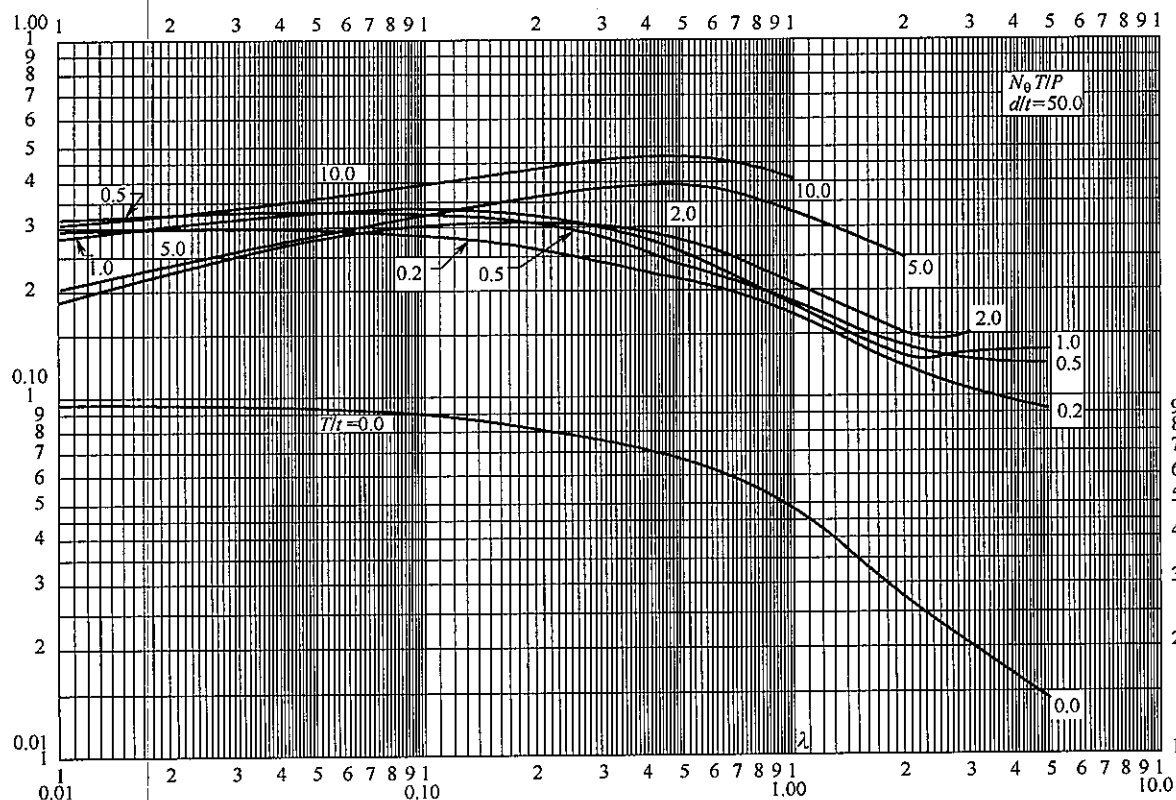


图 28.3.2-19 由于载荷 P 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=50.0)$

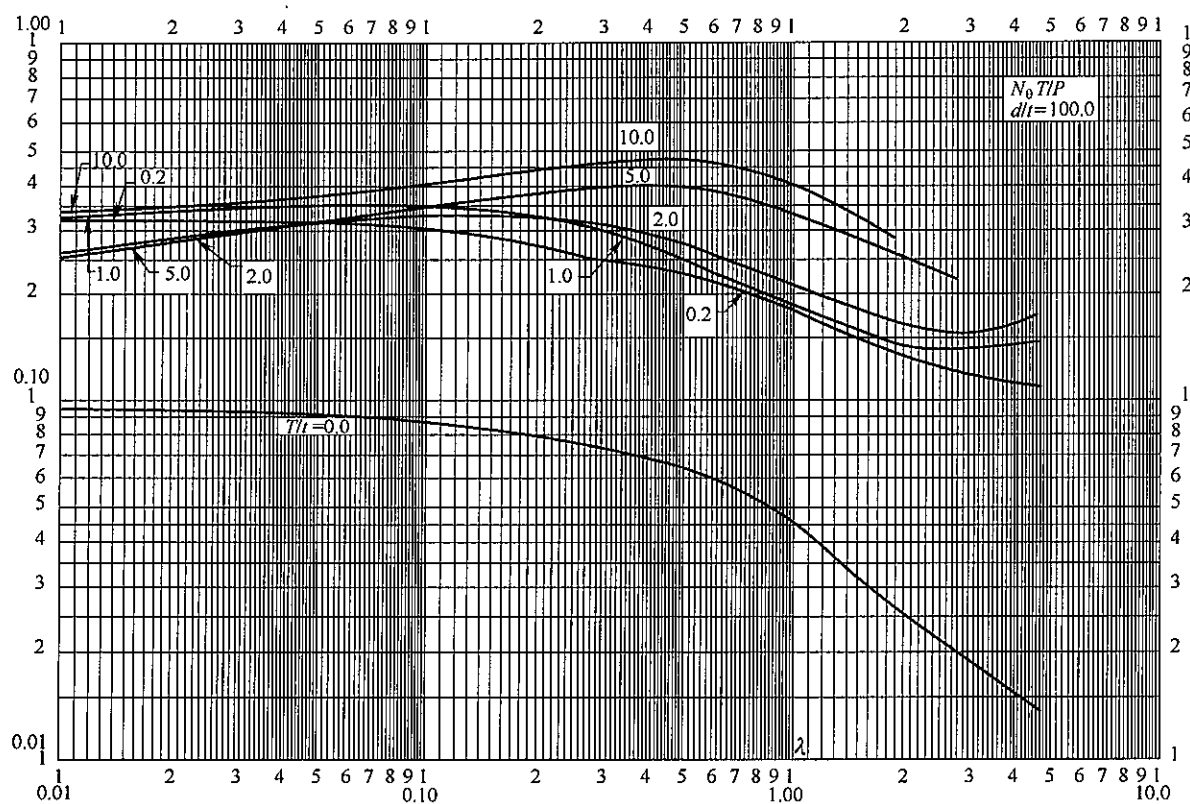


图 28.3.2-20 由于载荷 P 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=100.0)$

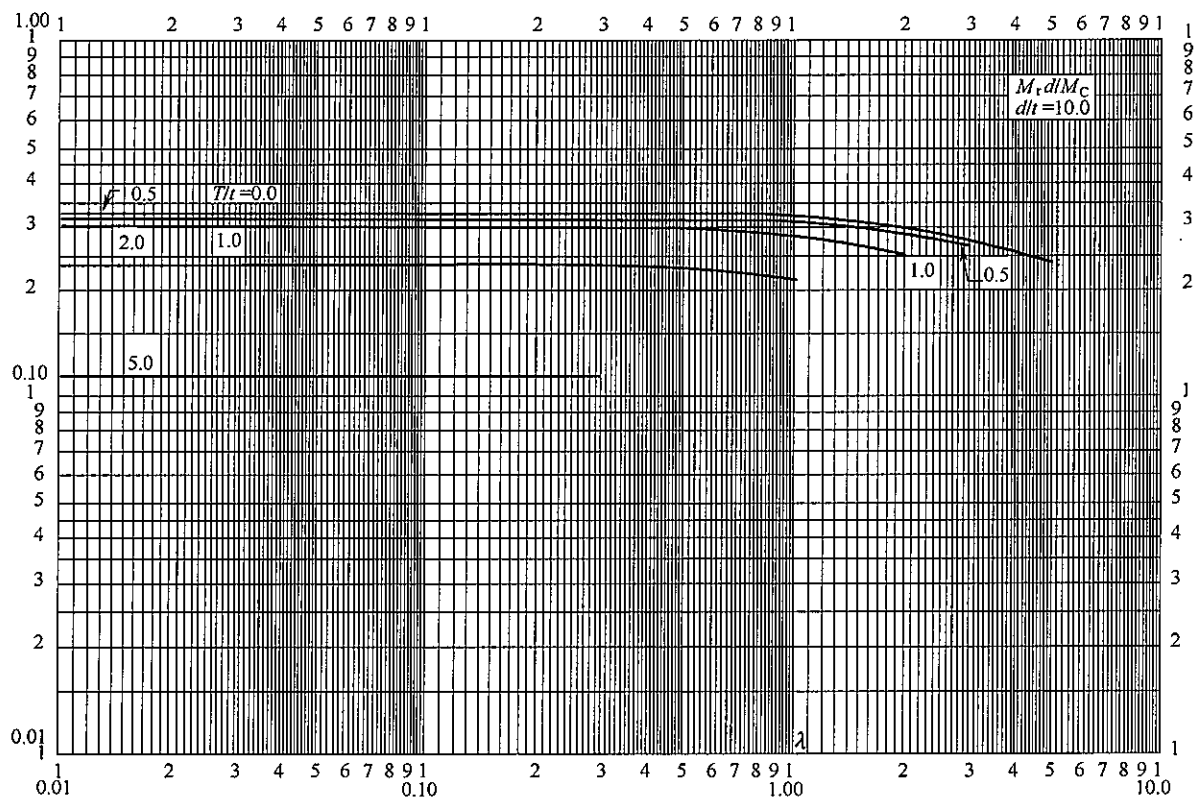


图 28.3.2-21 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 $m_r(d/t=10.0)$

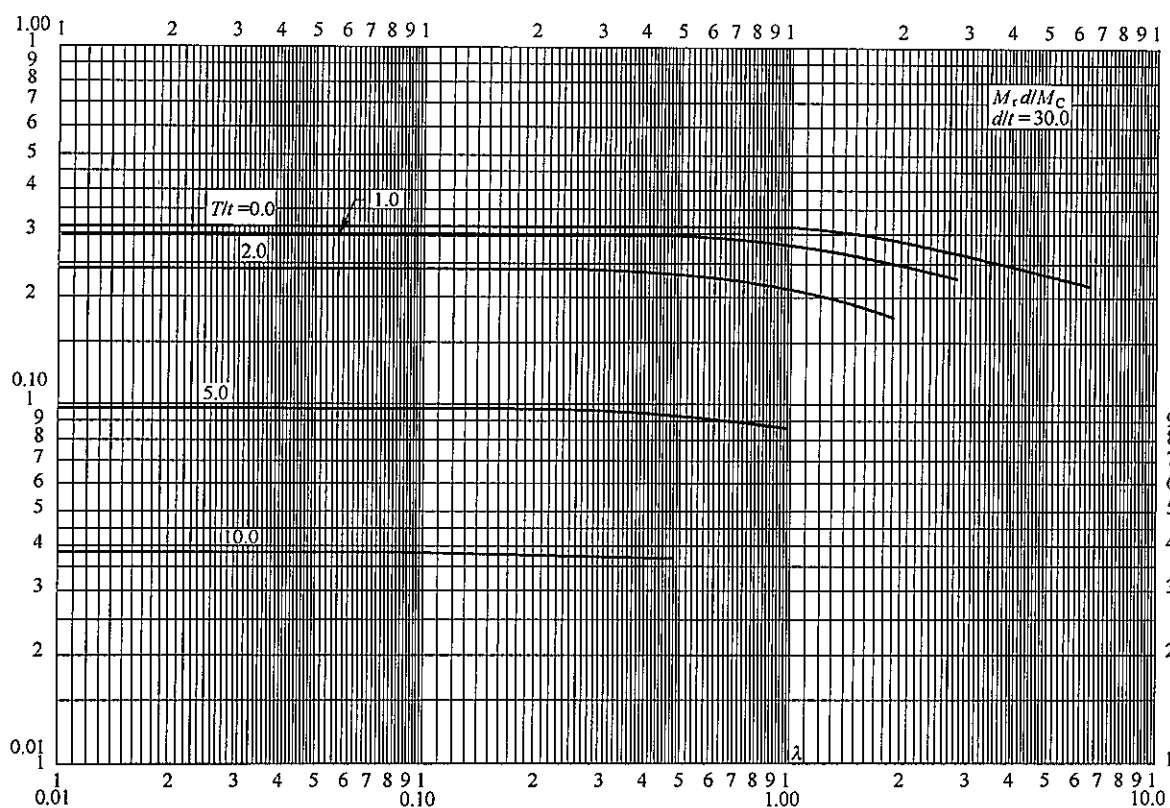


图 28.3.2-22 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=30.0$)

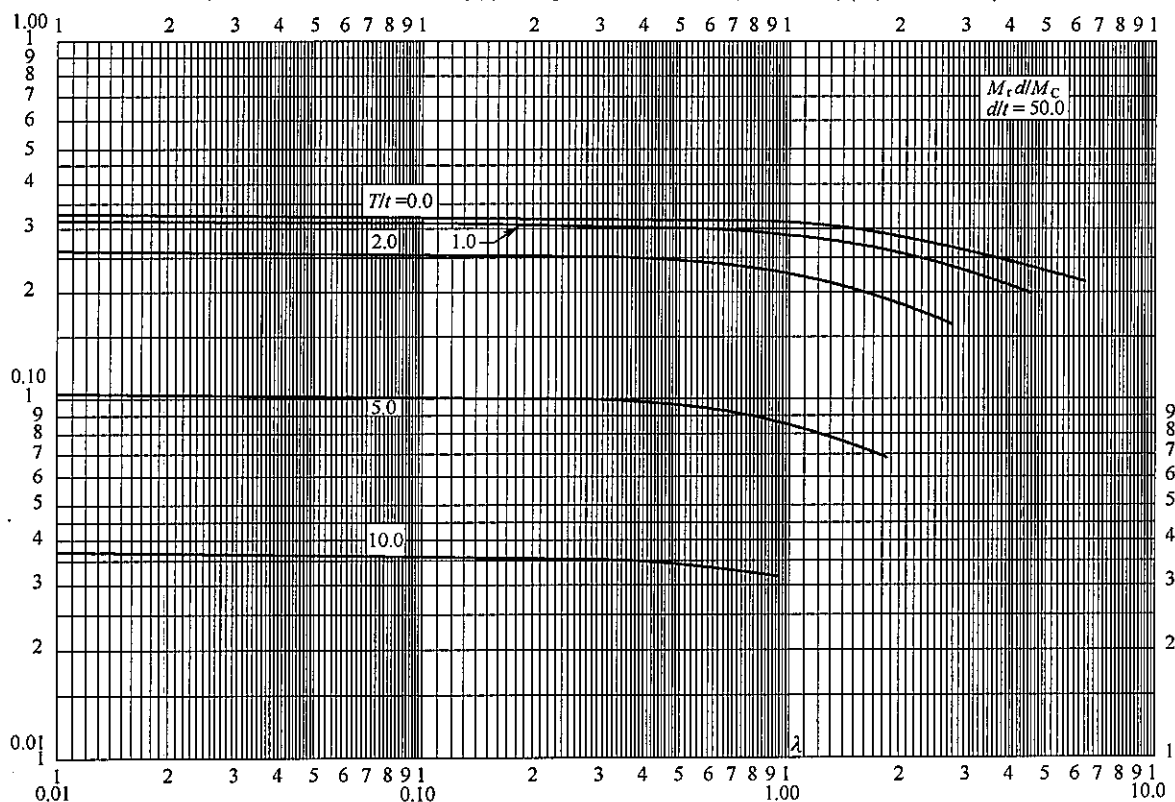


图 28.3.2-23 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=50.0$)

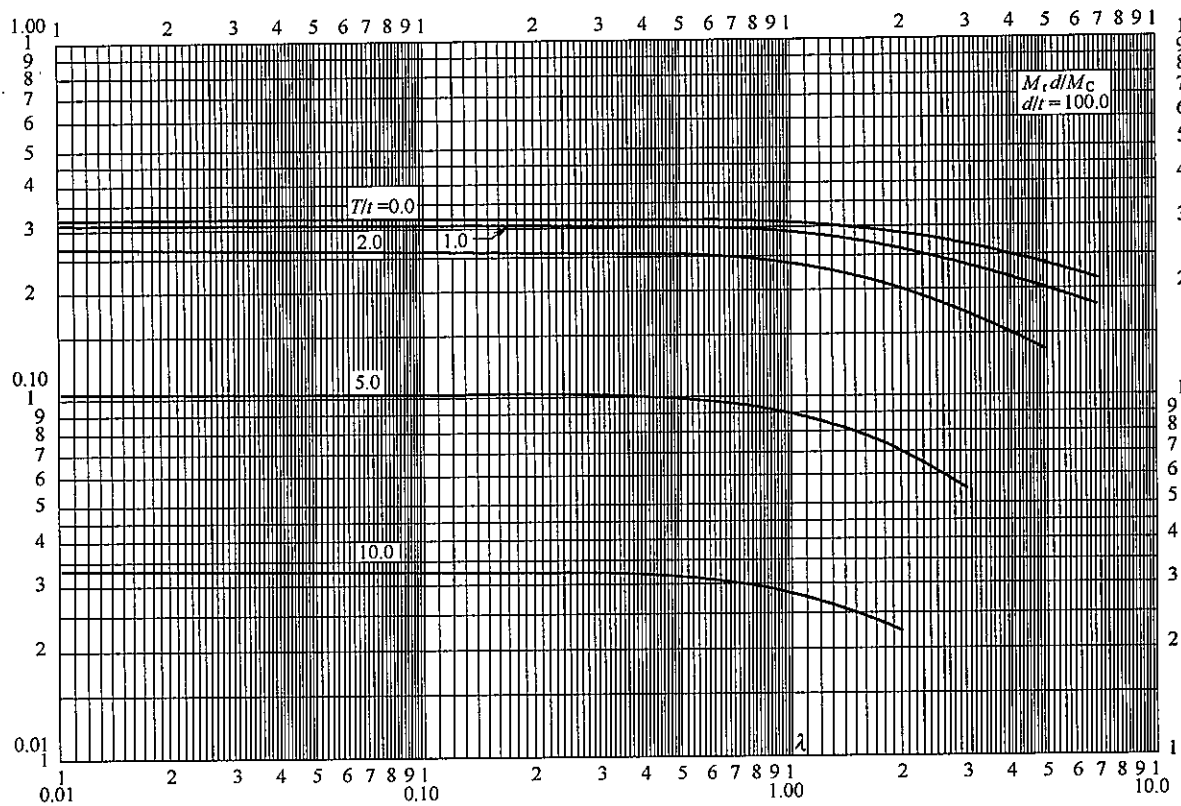


图 28.3.2-24 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 $m_r(d/t=100.0)$

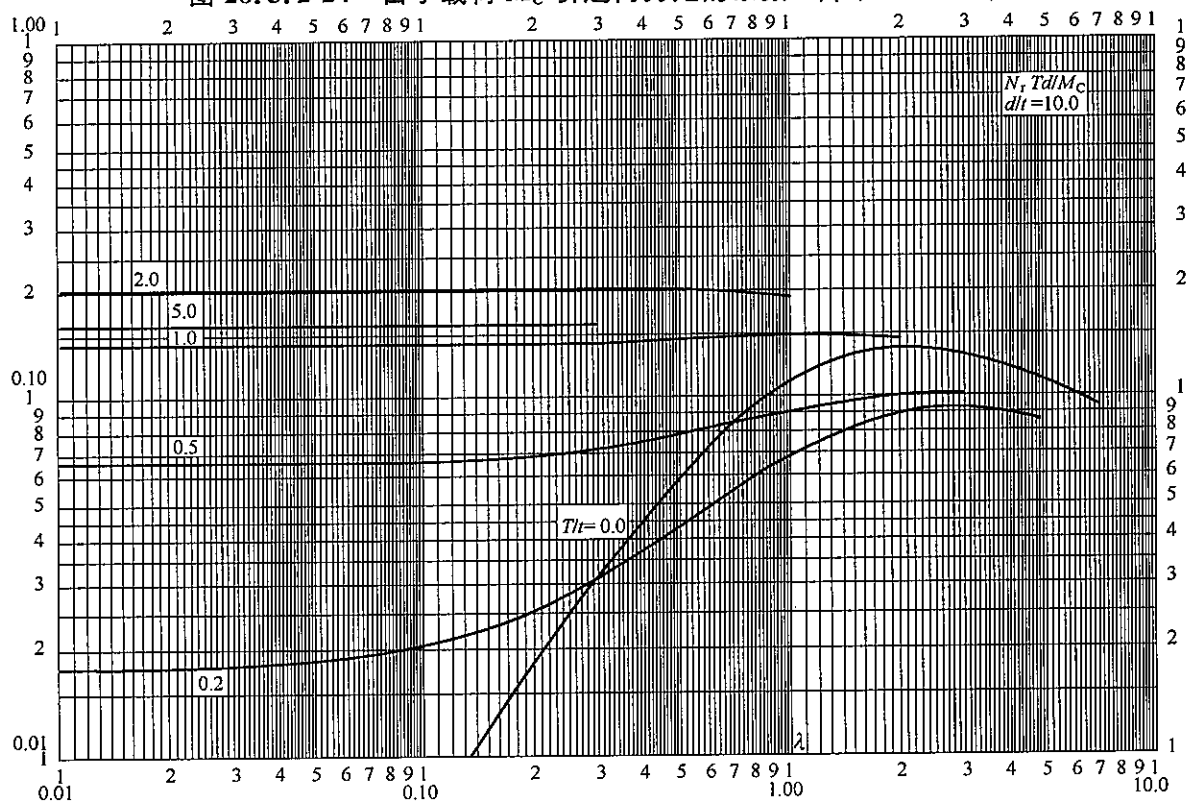


图 28.3.2-25 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 $n_r(d/t=10.0)$

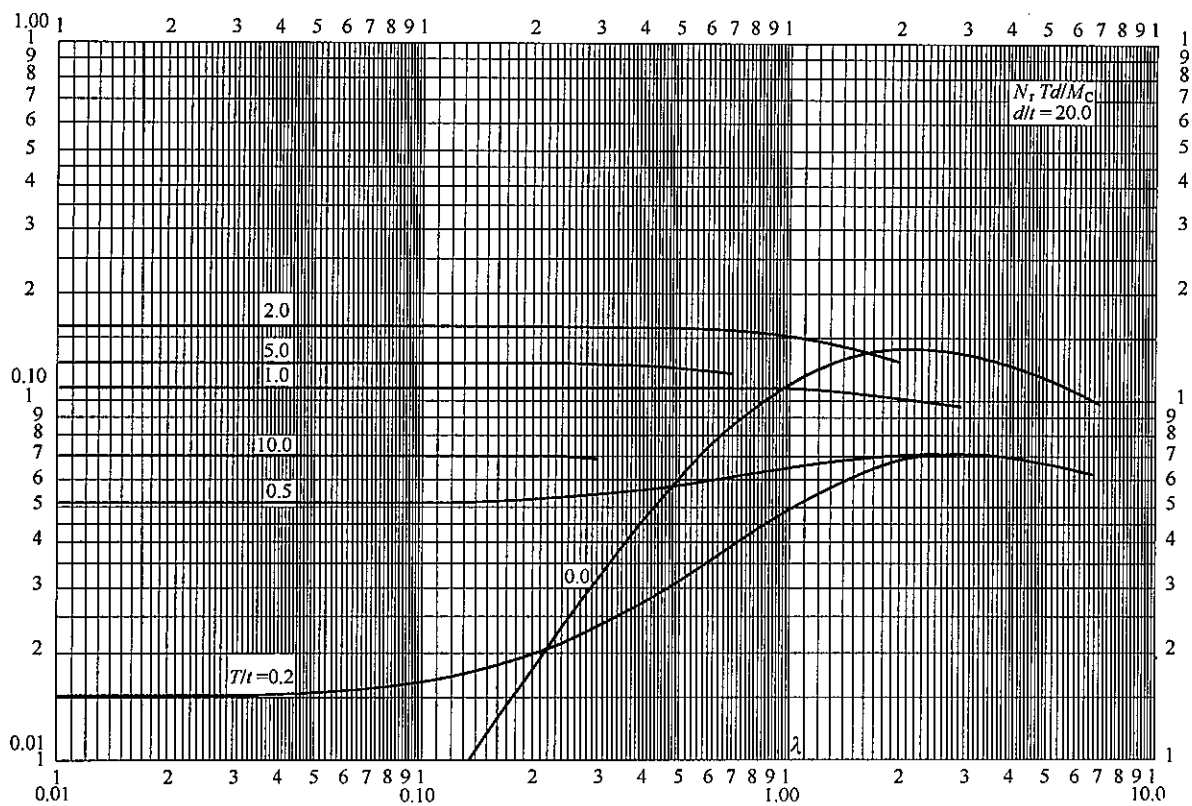


图 28.3.2-26 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=20.0$)

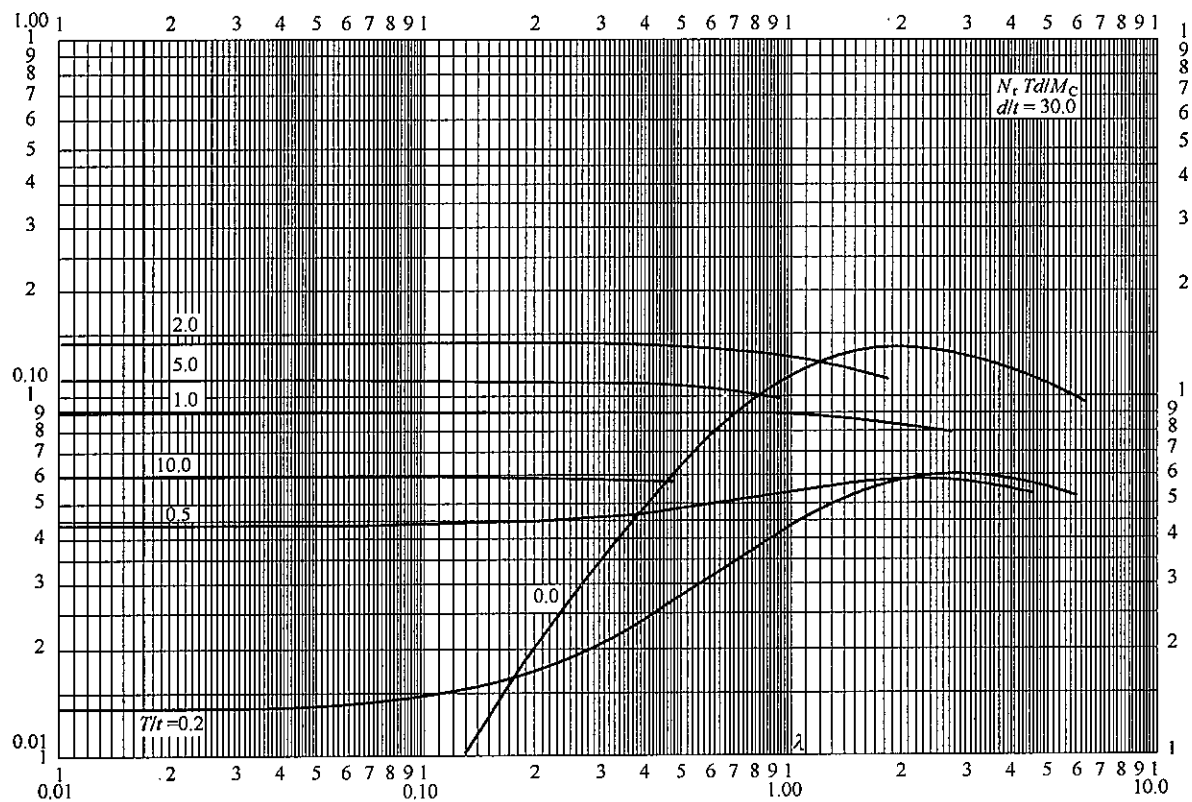


图 28.3.2-27 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=30.0$)

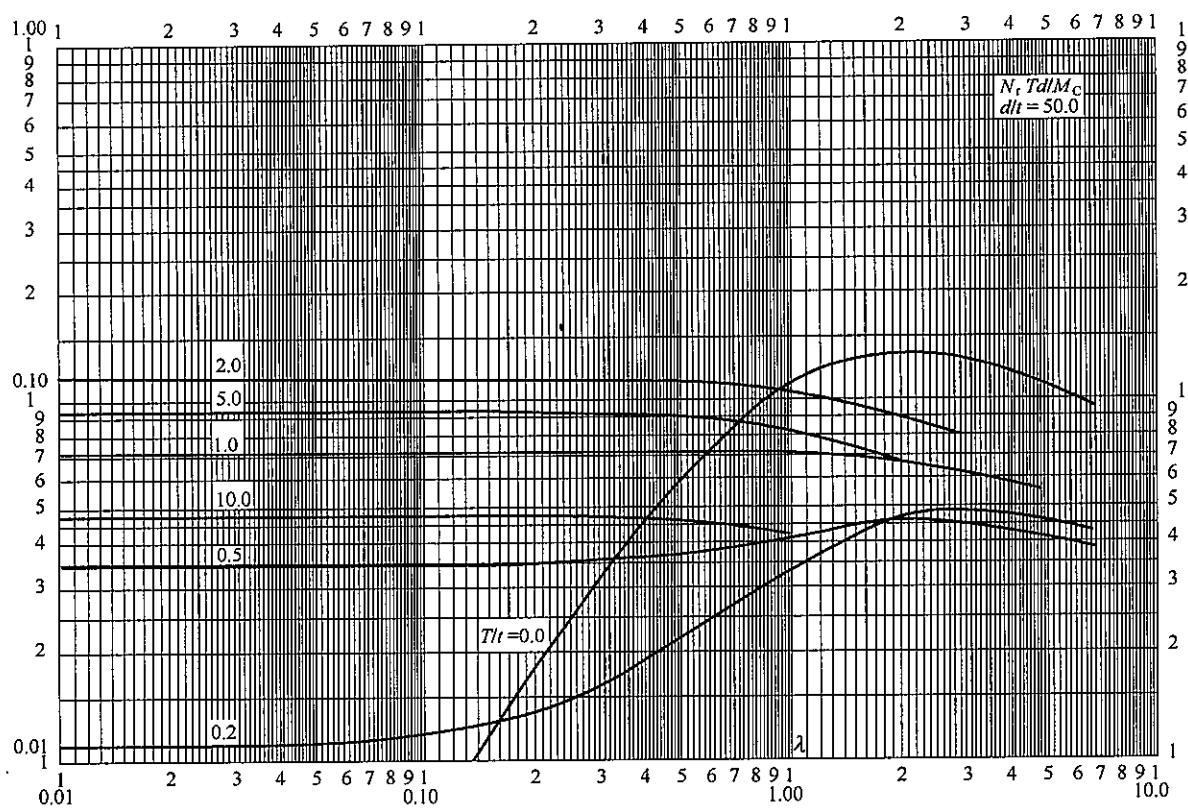


图 28.3.2-28 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=50.0$)

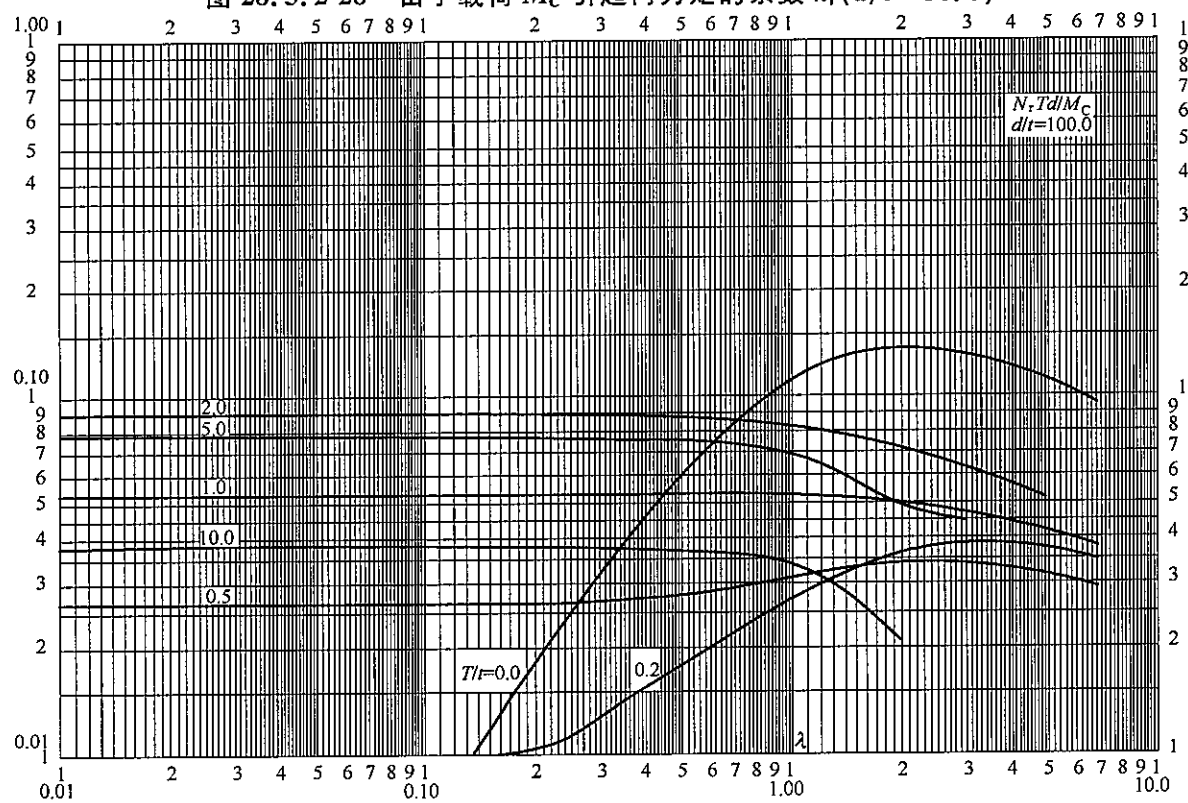


图 28.3.2-29 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=100.0$)

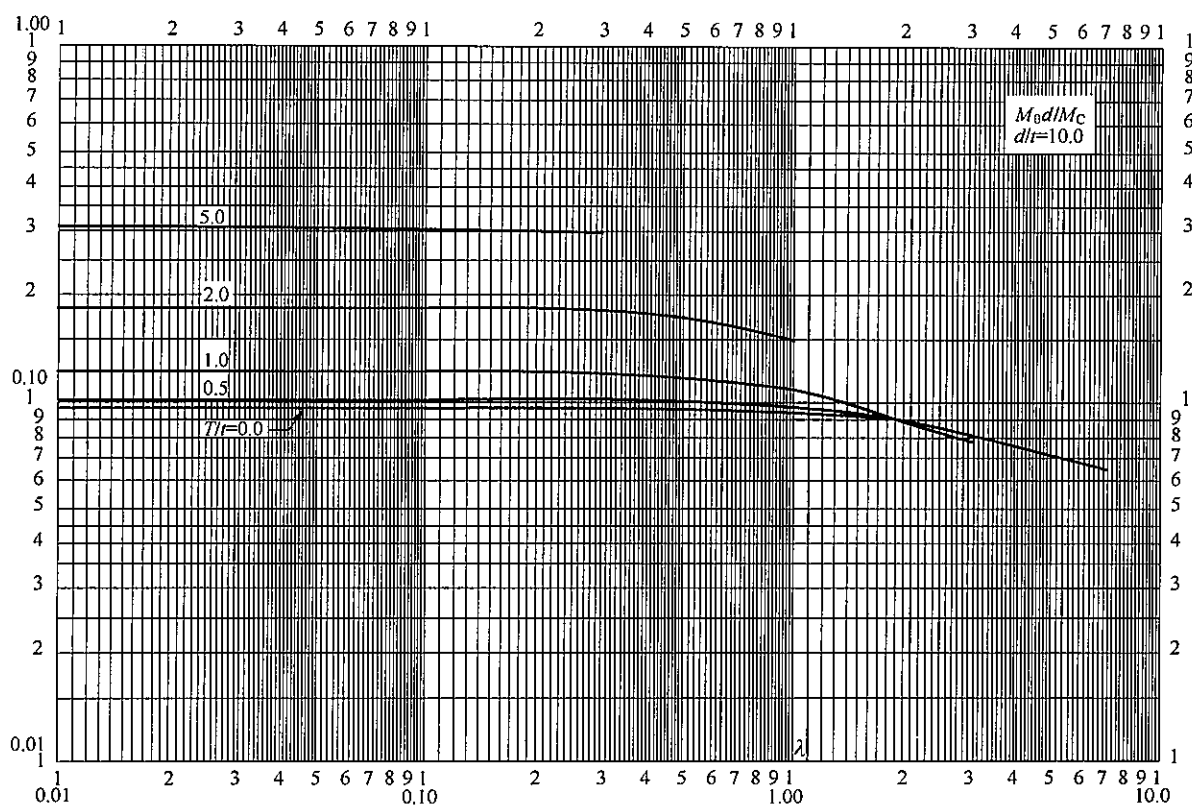


图 28.3.2-30 由于载荷 M_C 引起内力矩的系数 m_0 ($d/t=10.0$)

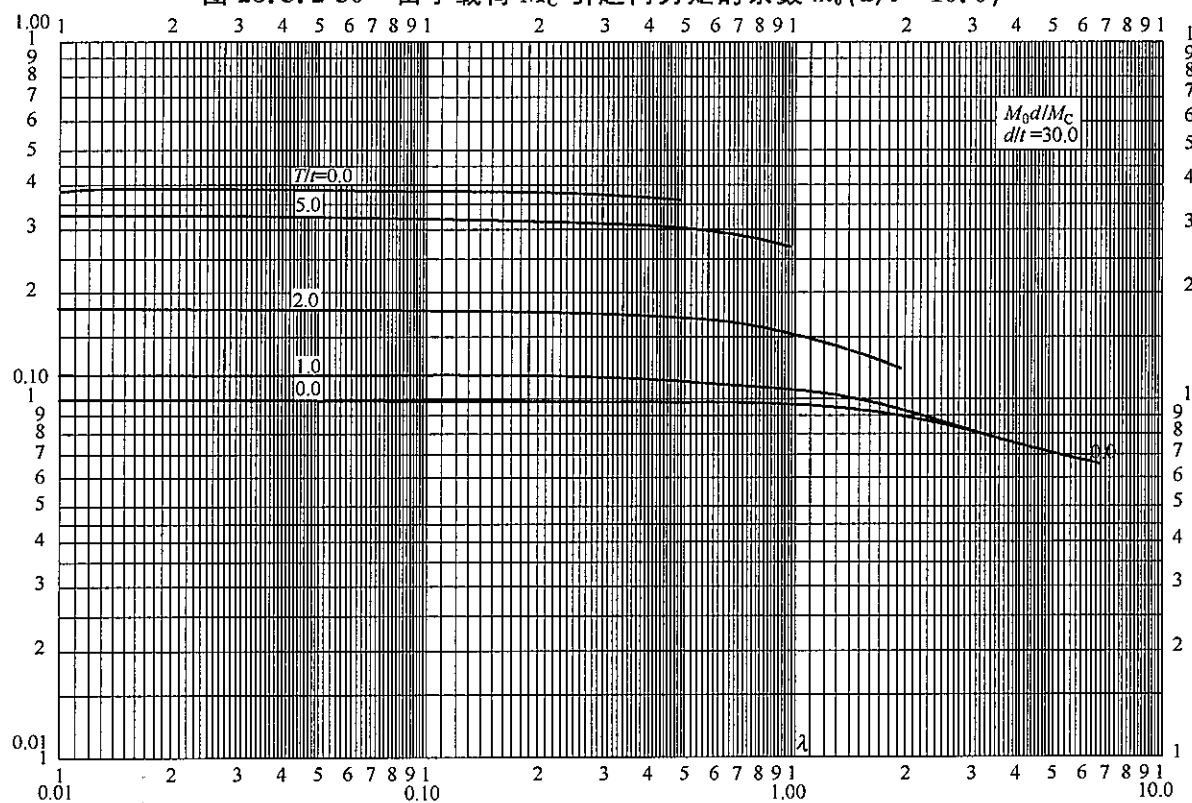


图 28.3.2-31 由于载荷 M_C 引起内力矩的系数 m_0 ($d/t=30.0$)

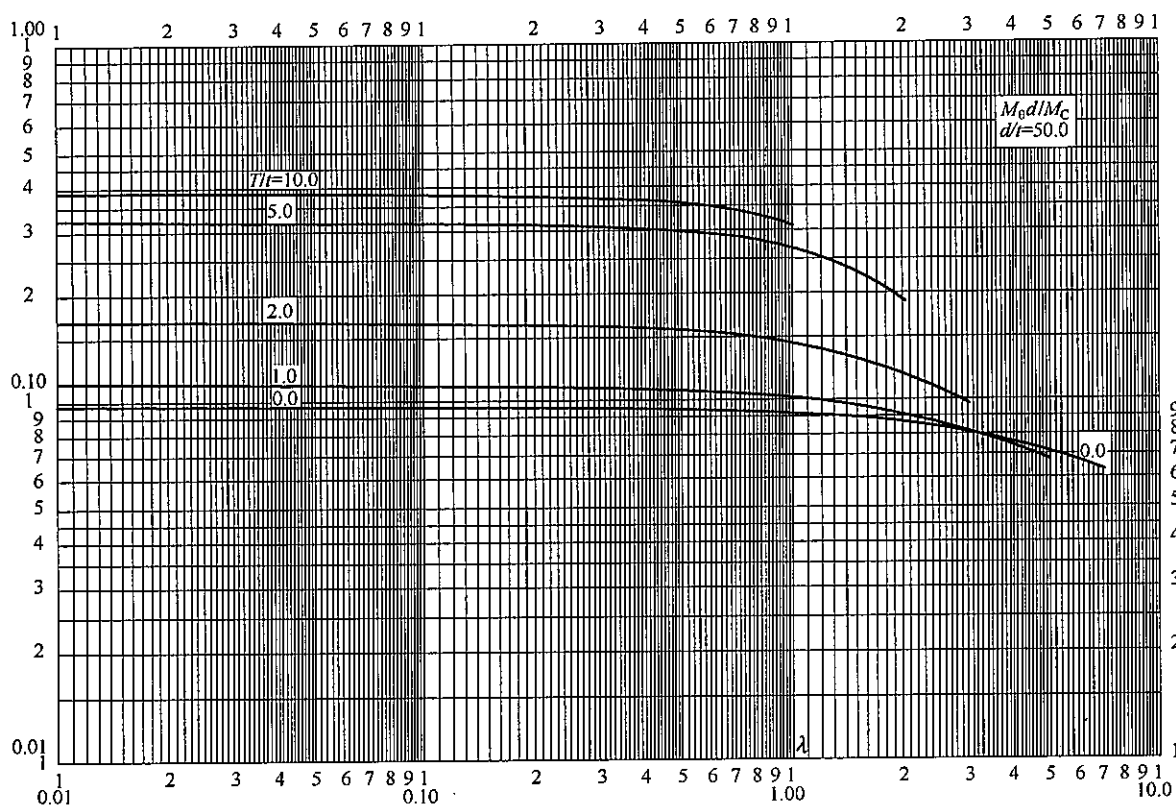


图 28.3.2-32 由于载荷 M_C 引起内力矩的系数 $m_0 (d/t=50.0)$

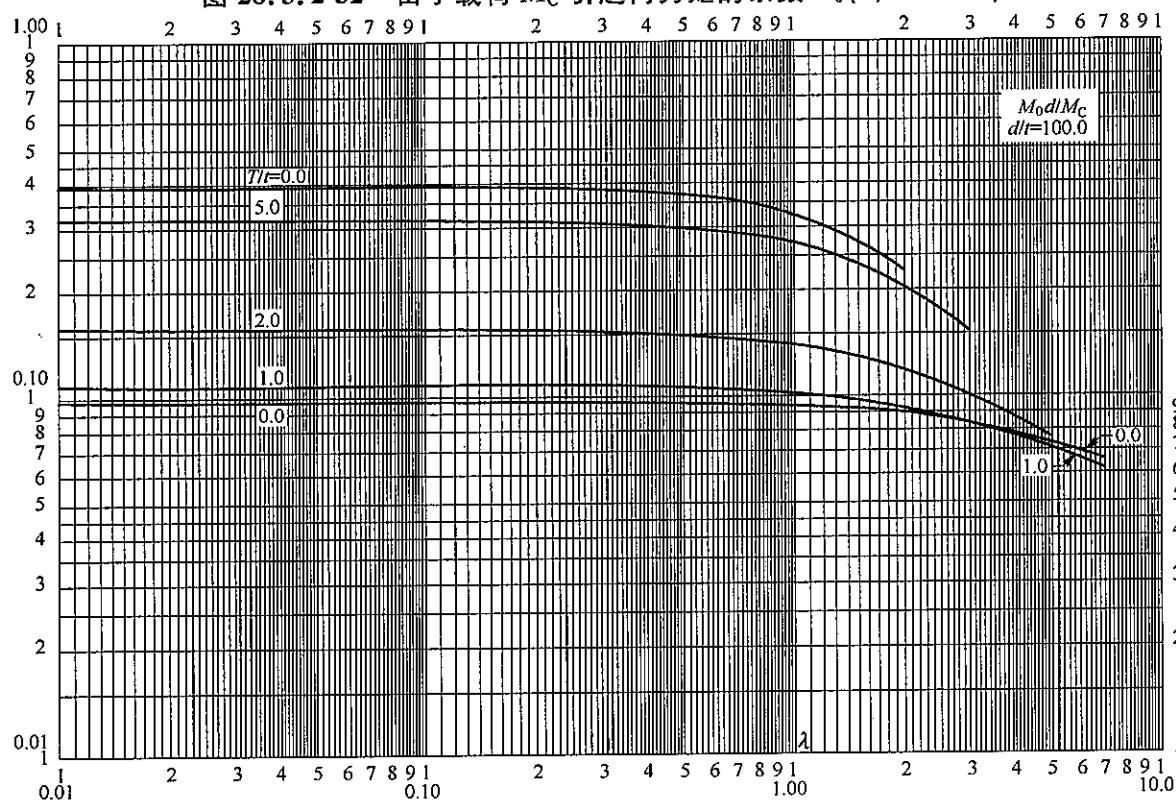


图 28.3.2-33 由于载荷 M_C 引起内力矩的系数 $m_0 (d/t=100.0)$

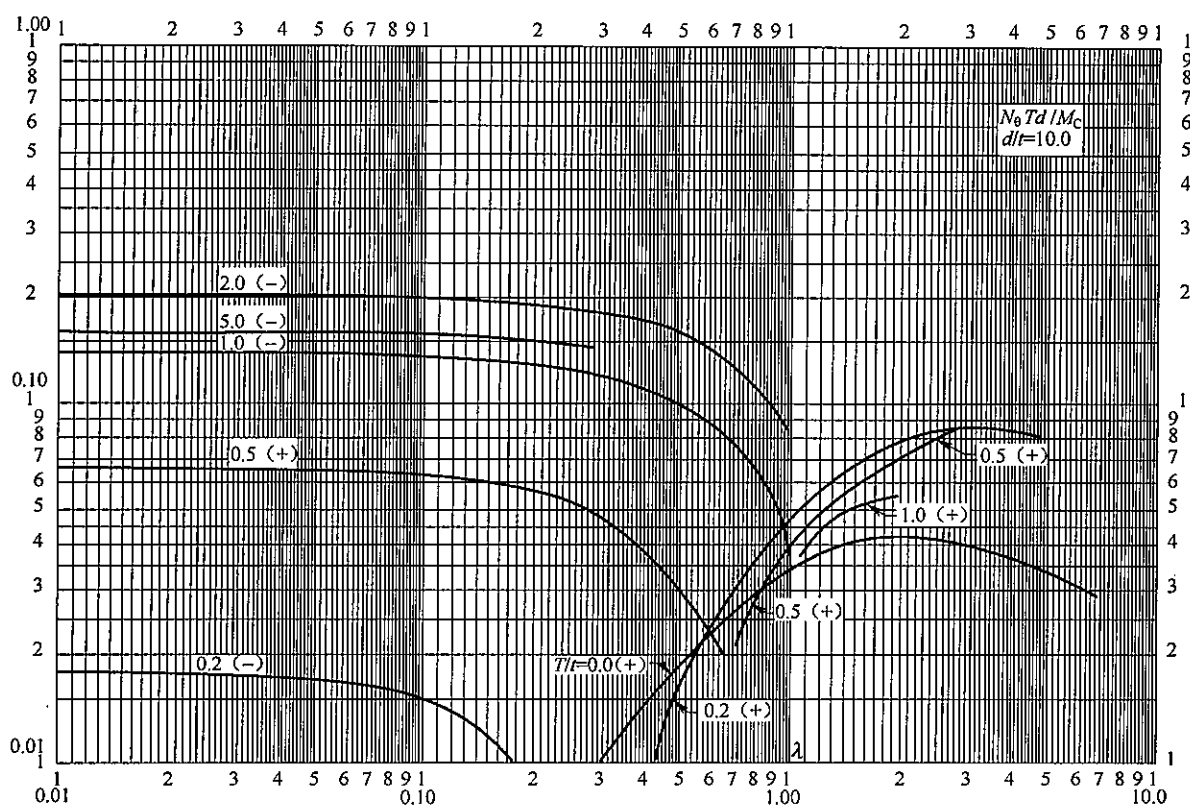


图 28.3.2-34 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=10.0)$

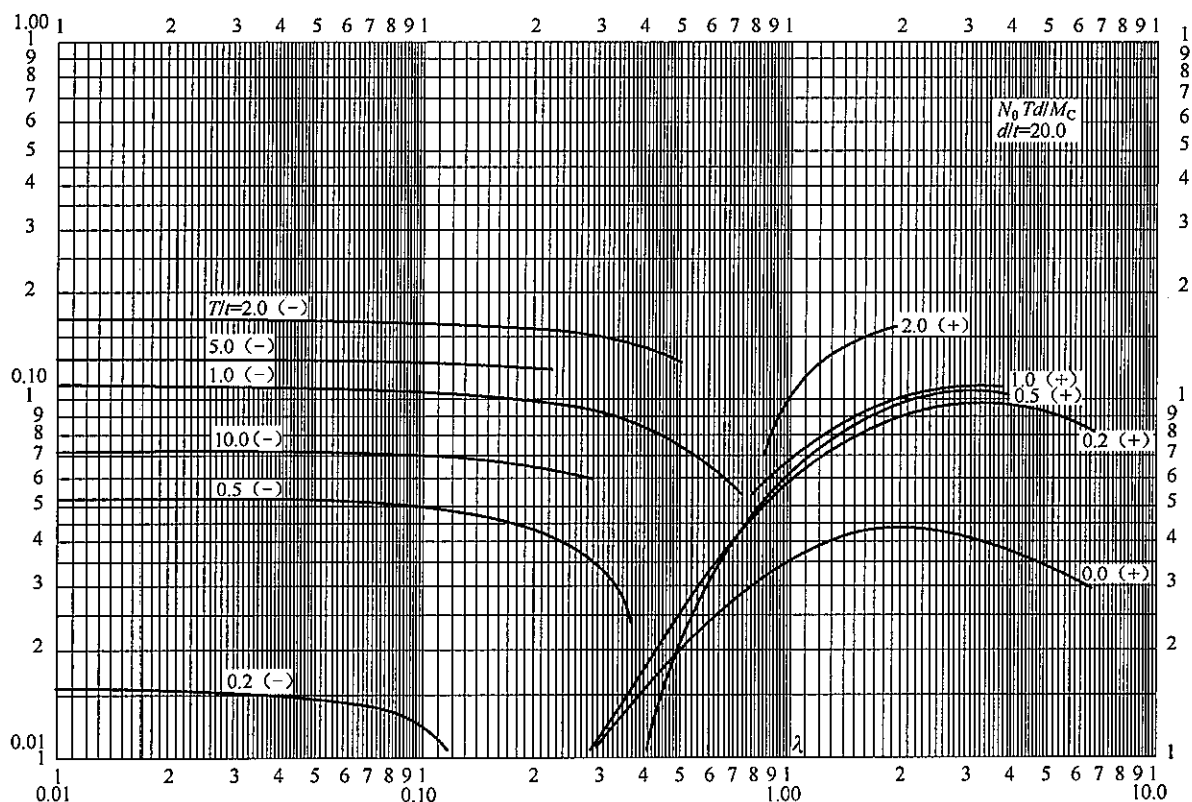


图 28.3.2-35 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=20.0)$

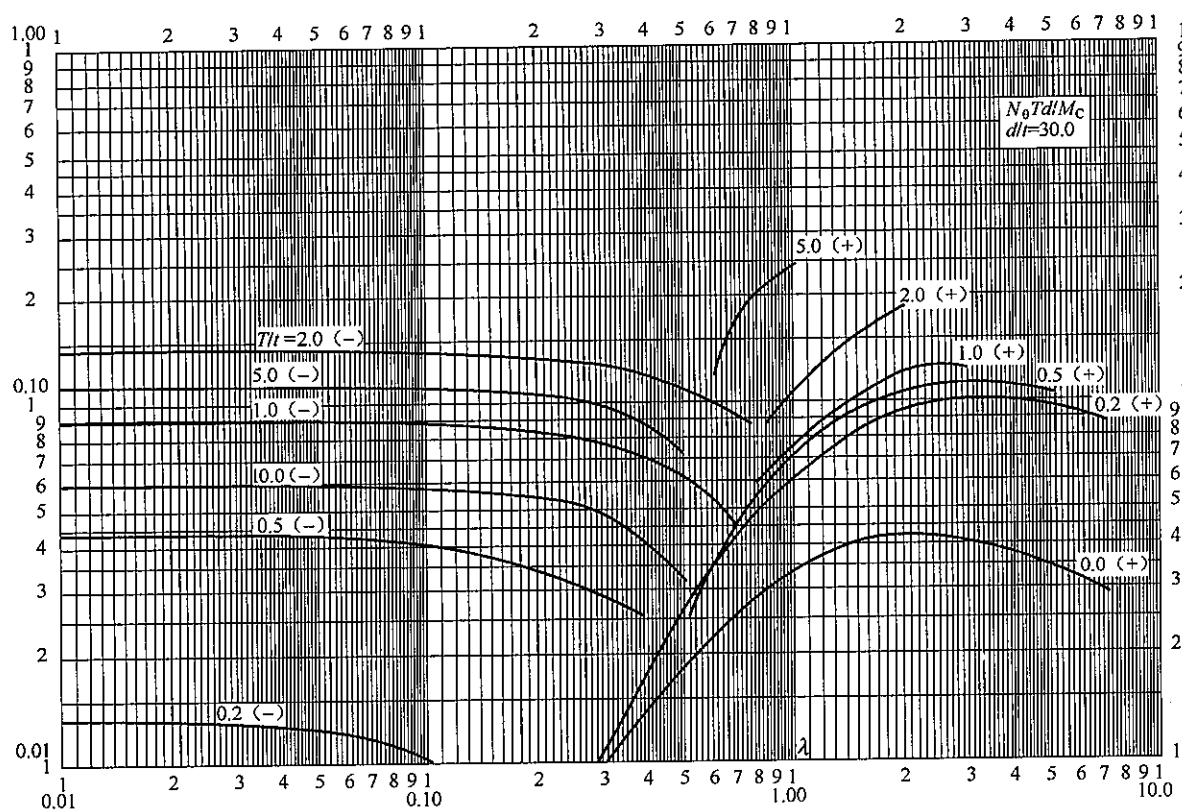


图 28.3.2-36 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=30.0)$

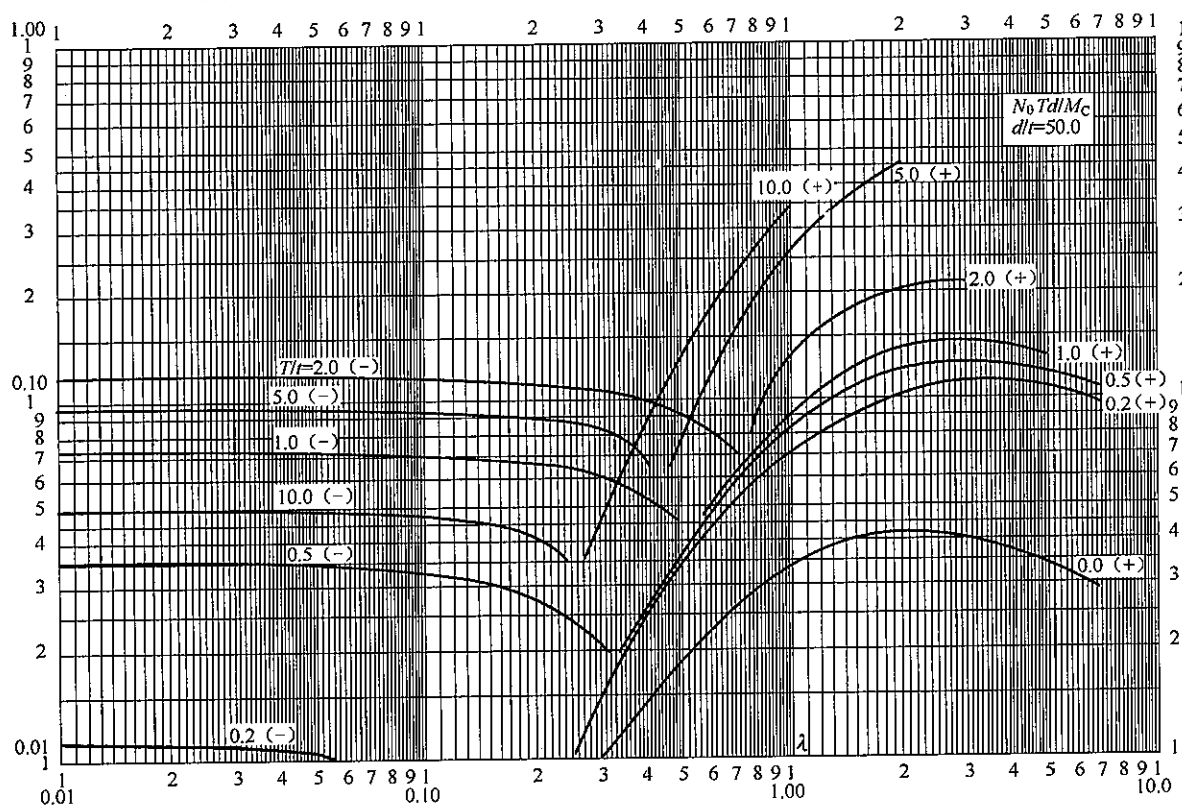


图 28.3.2-37 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=50.0)$

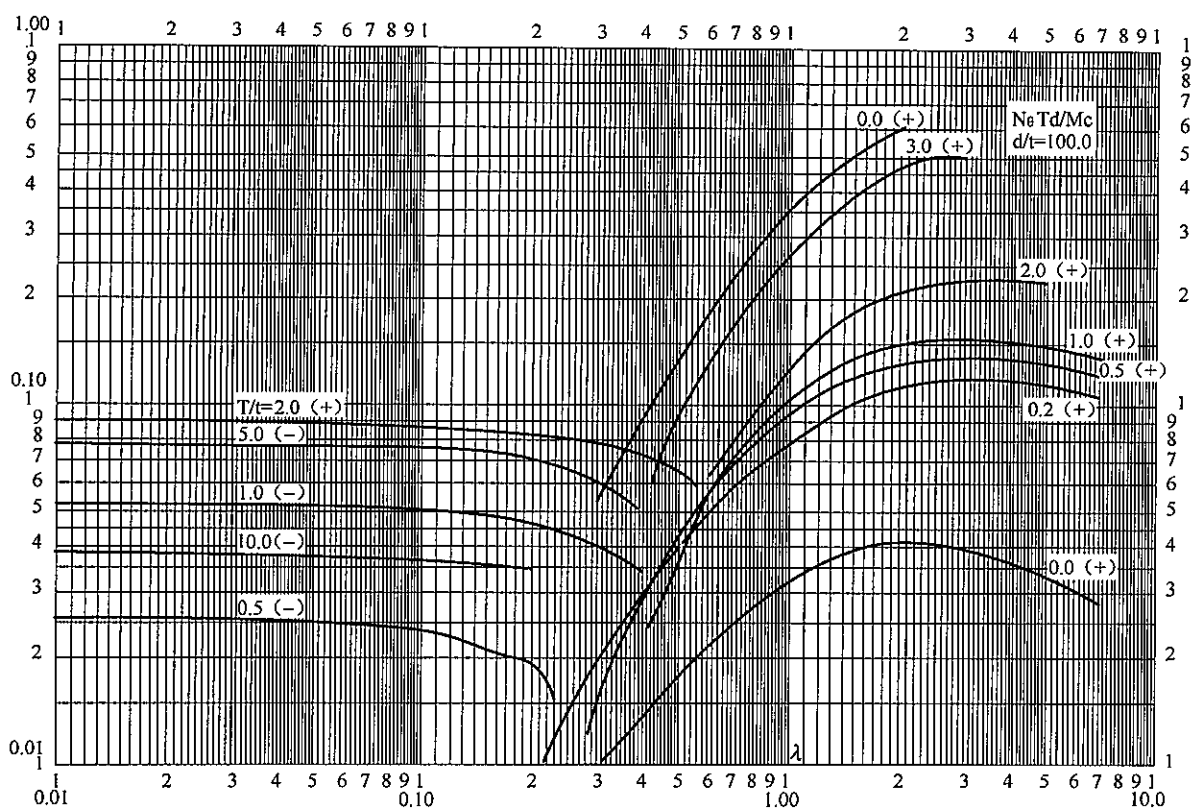


图 28.3.2-38 由于载荷 M_c 引起内力矩的系数 n_0 ($d/t=100.0$)

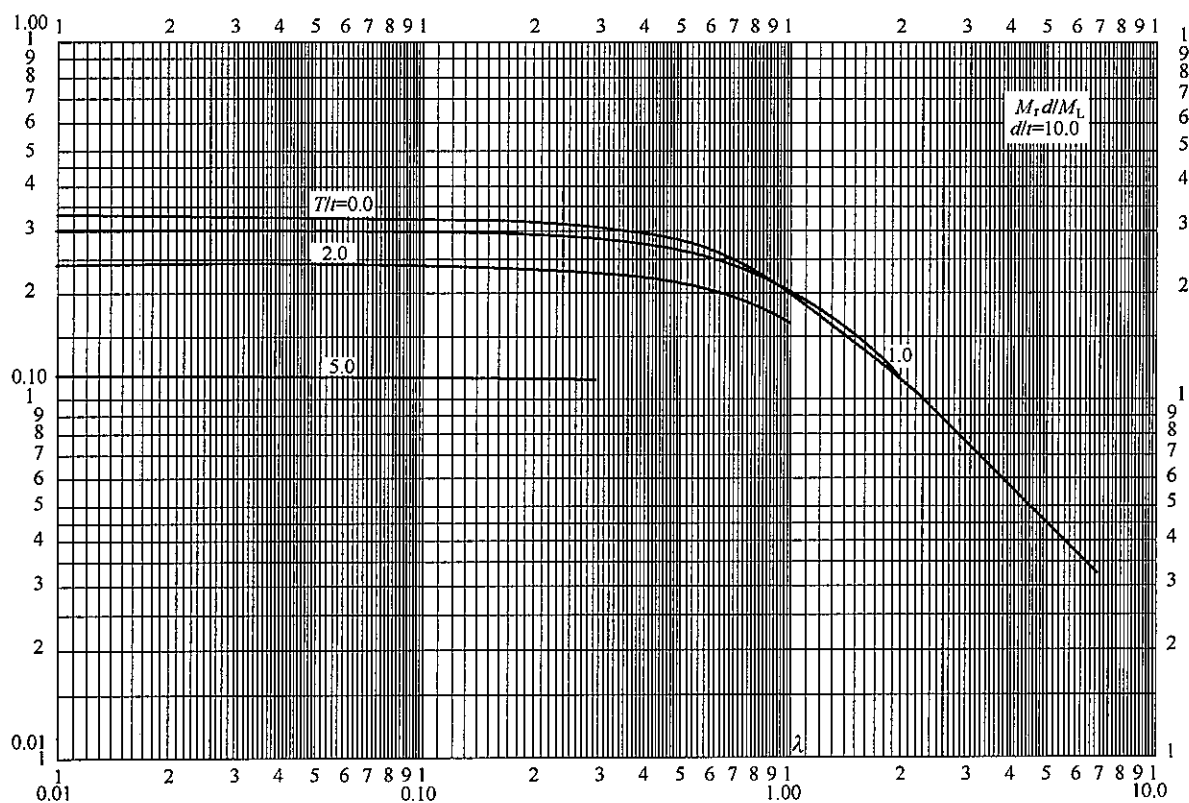


图 28.3.2-39 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=10.0$)

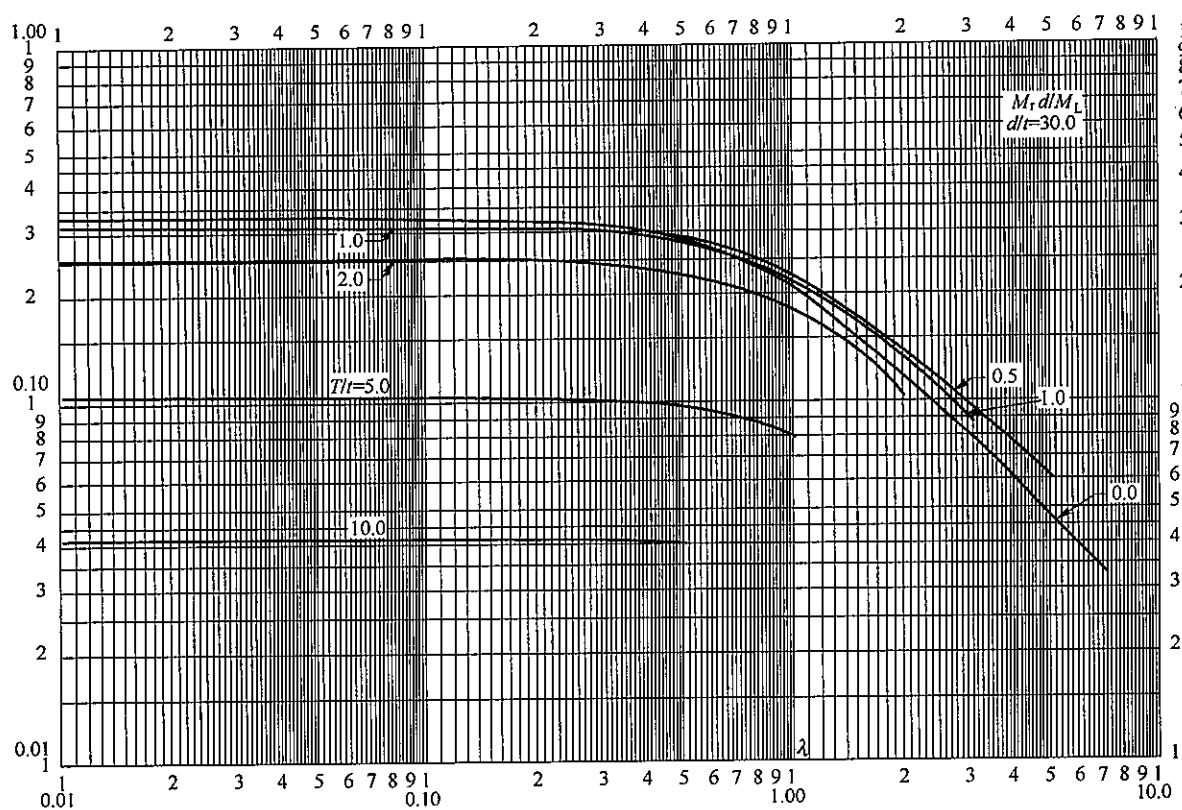


图 28.3.2-40 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=30.0$)

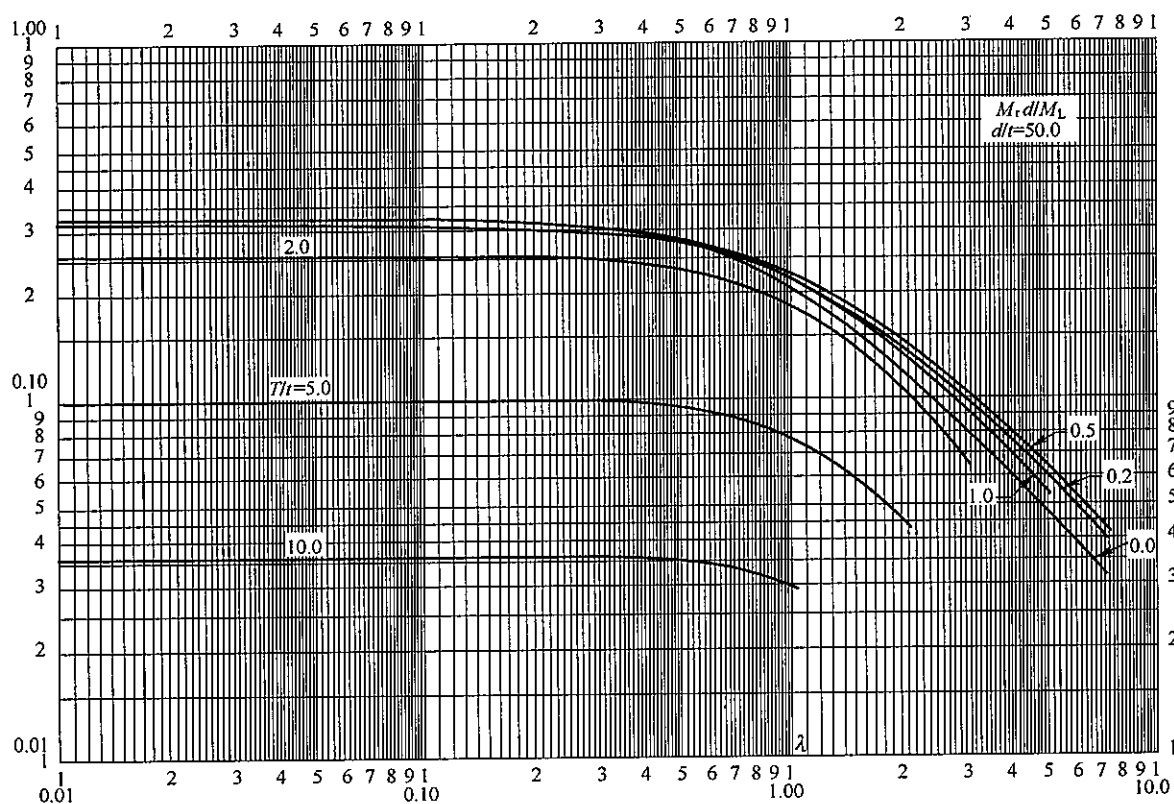


图 28.3.2-41 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=50.0$)

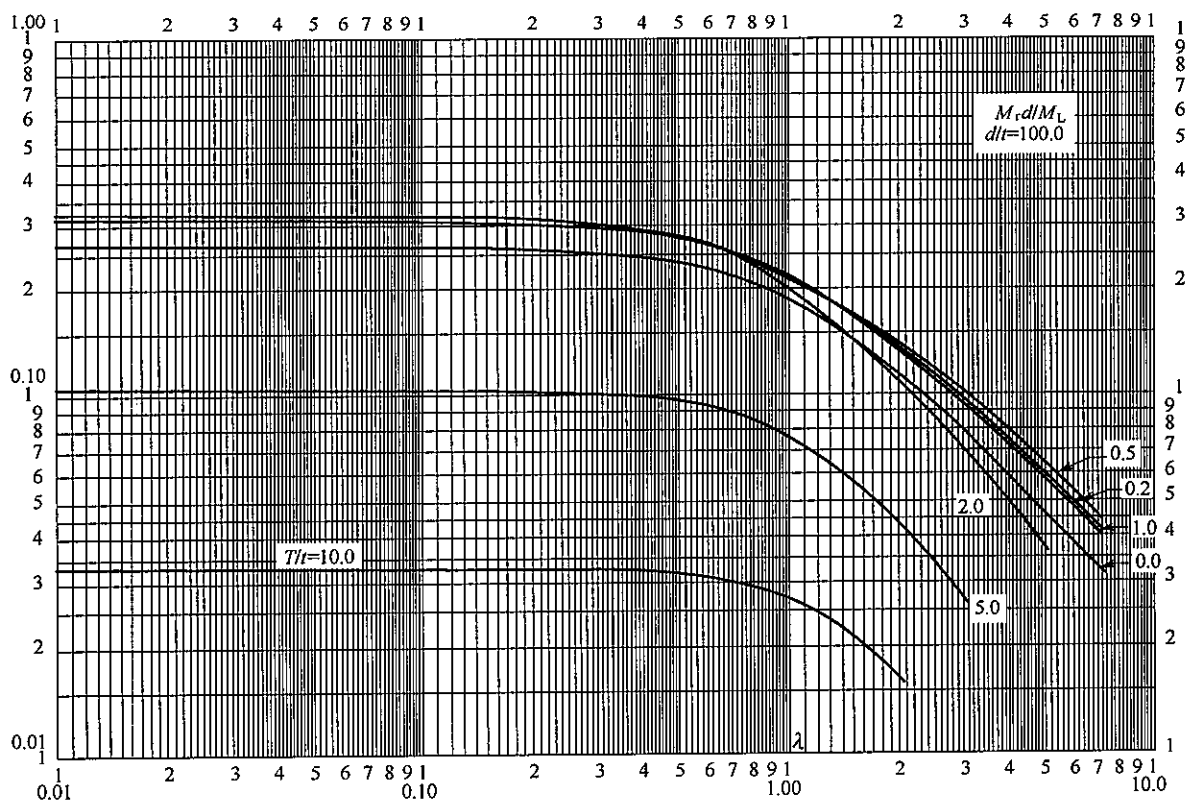


图 28.3.2-42 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 m_r ($d/t=100.0$)

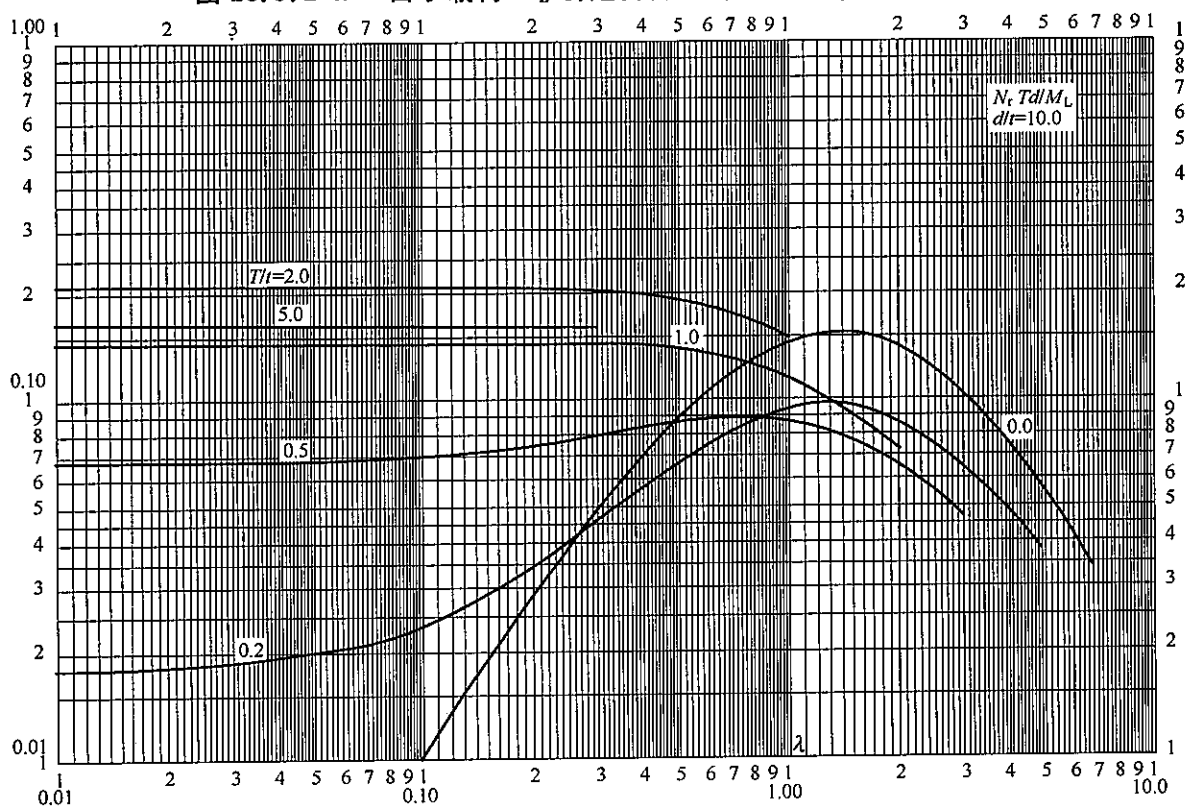


图 28.3.2-43 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=10.0$)

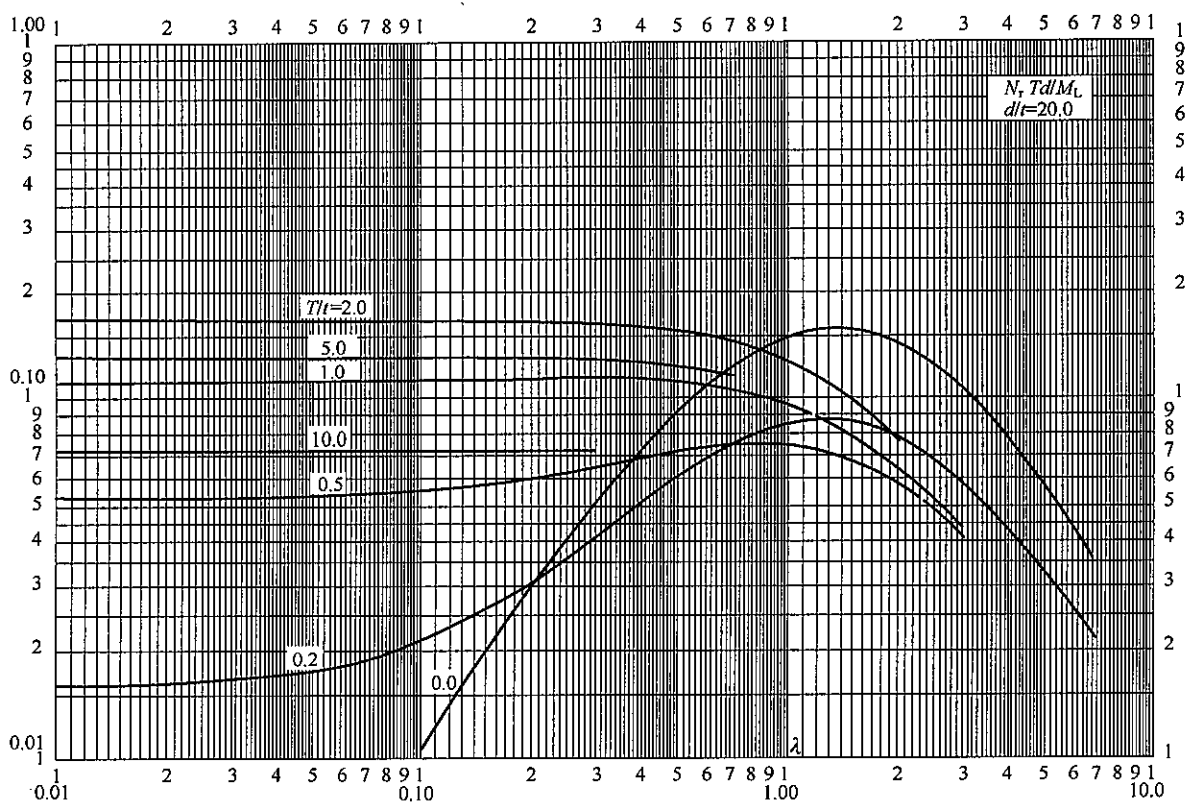


图 28.3.2-44 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=20.0$)

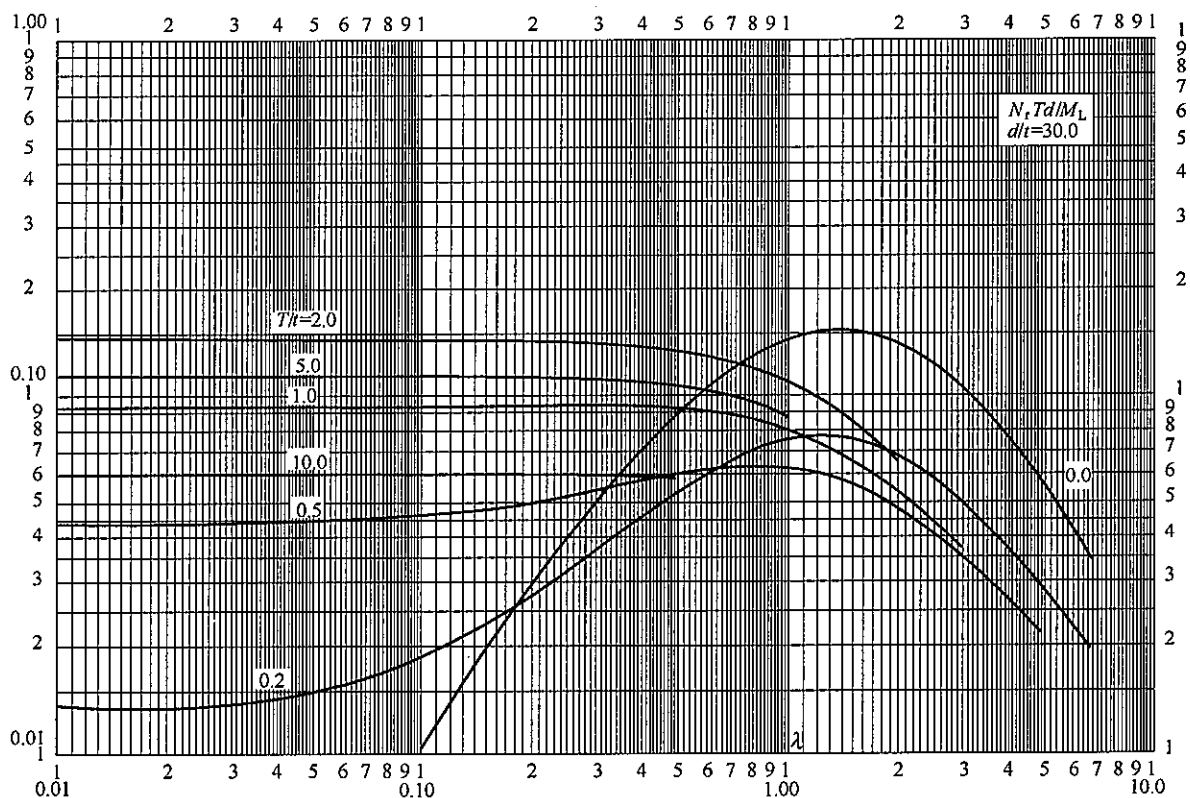


图 28.3.2-45 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=30.0$)

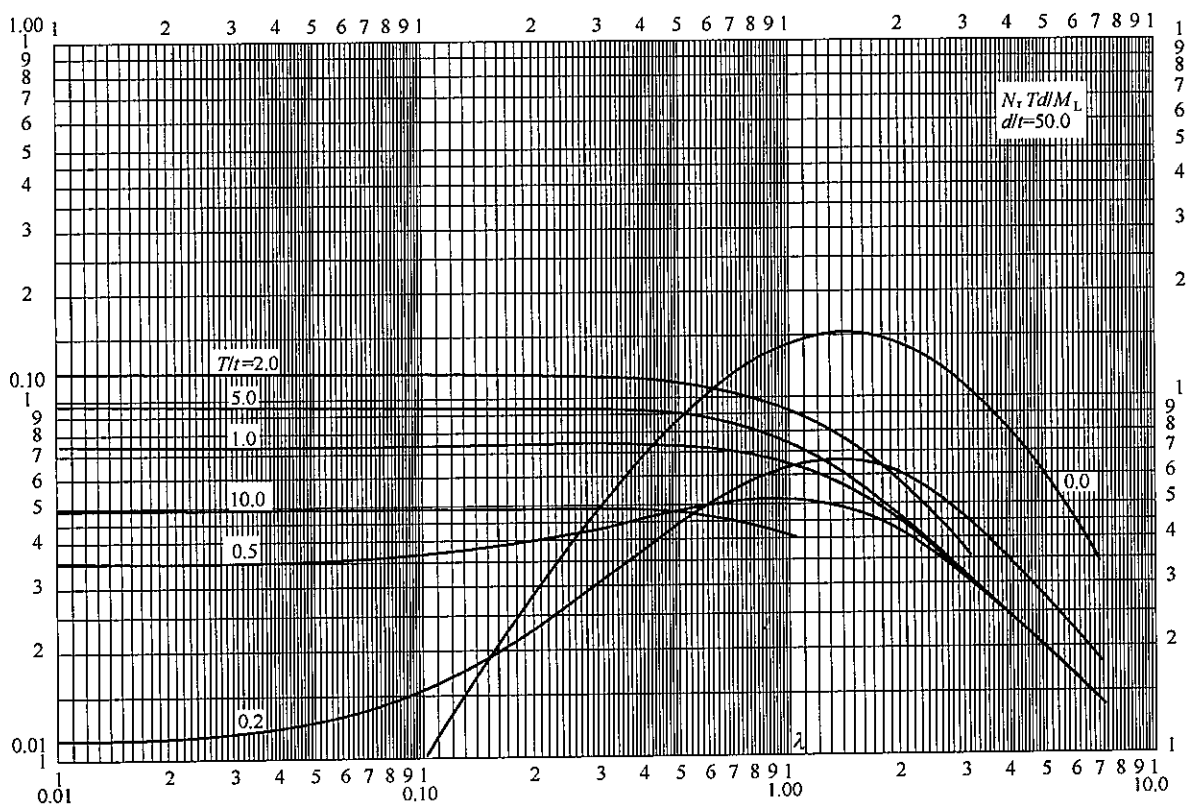


图 28.3.2-46 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=50.0$)

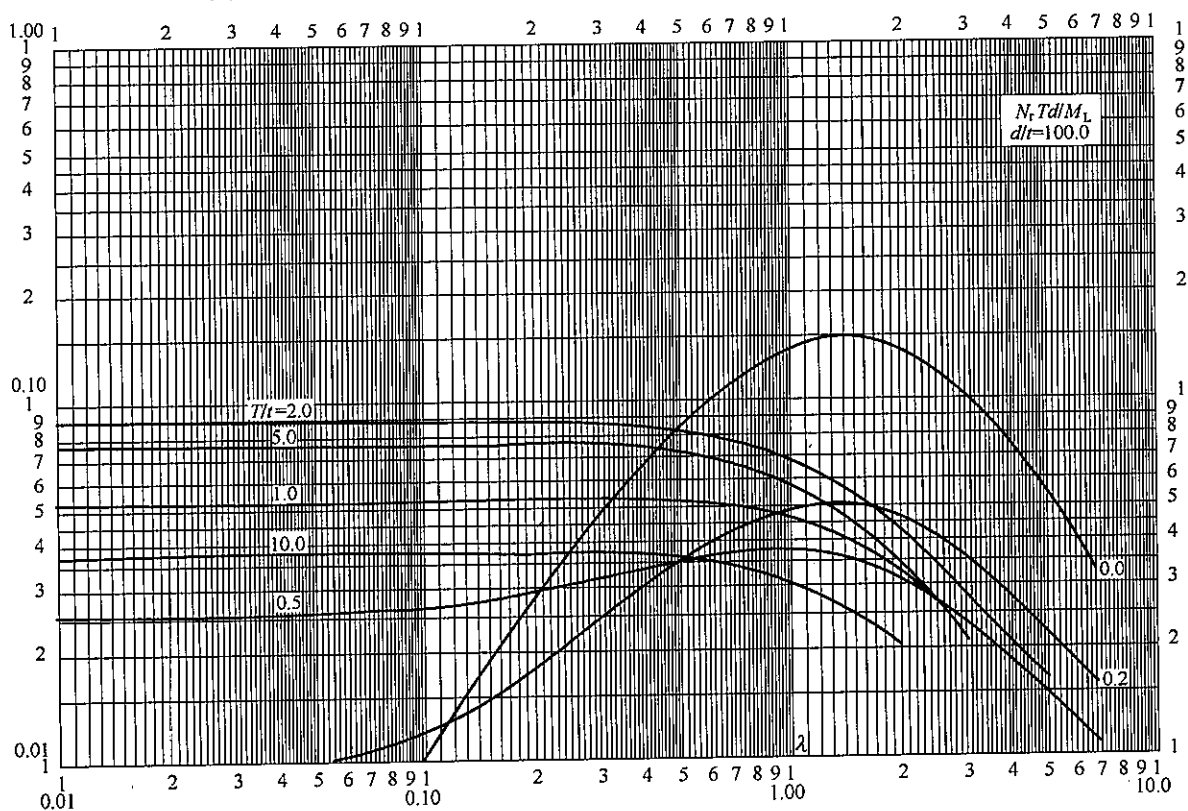


图 28.3.2-47 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 n_r ($d/t=100.0$)

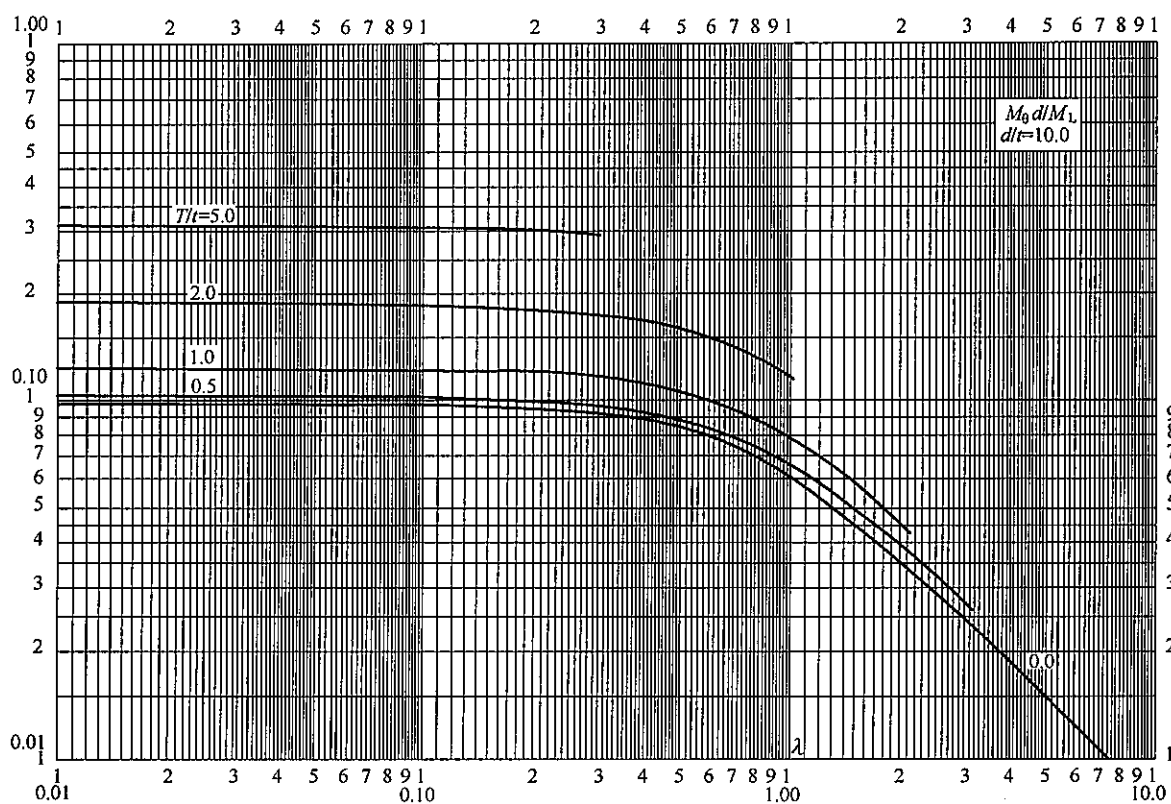


图 28.3.2-48 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 $m_0 (d/t=10.0)$

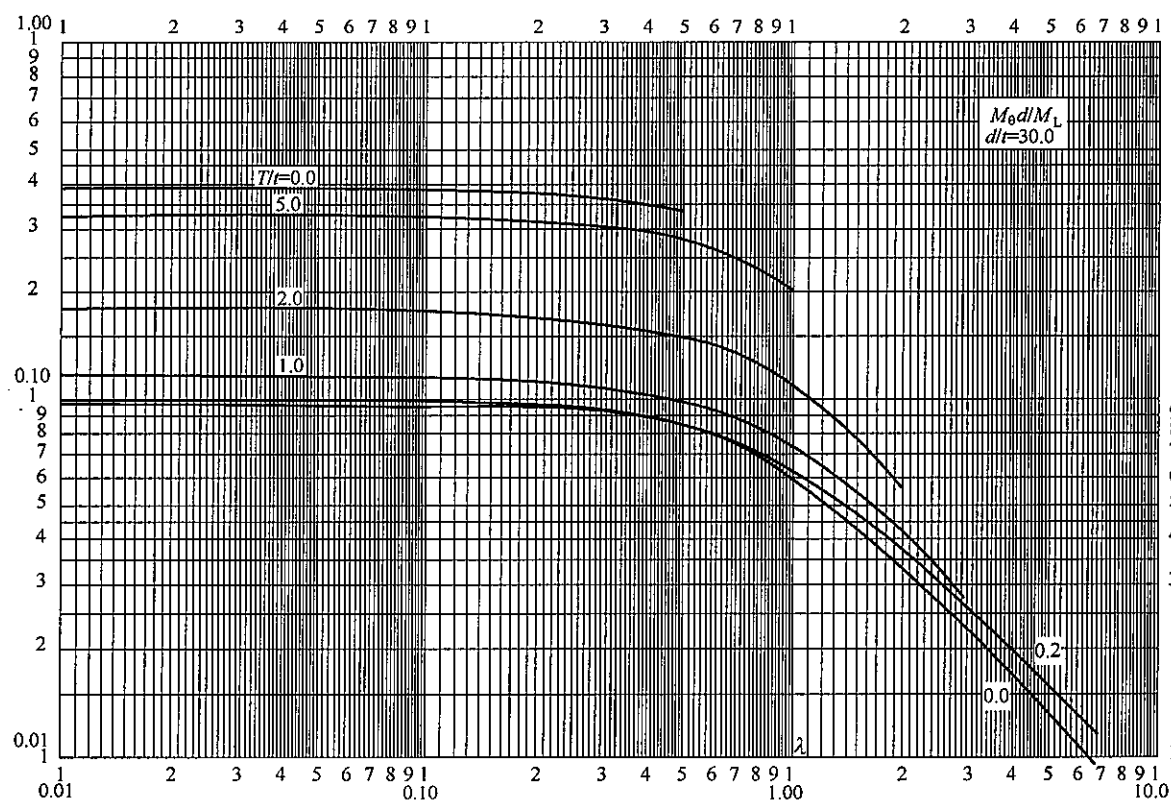


图 28.3.2-49 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 $m_0 (d/t=30.0)$

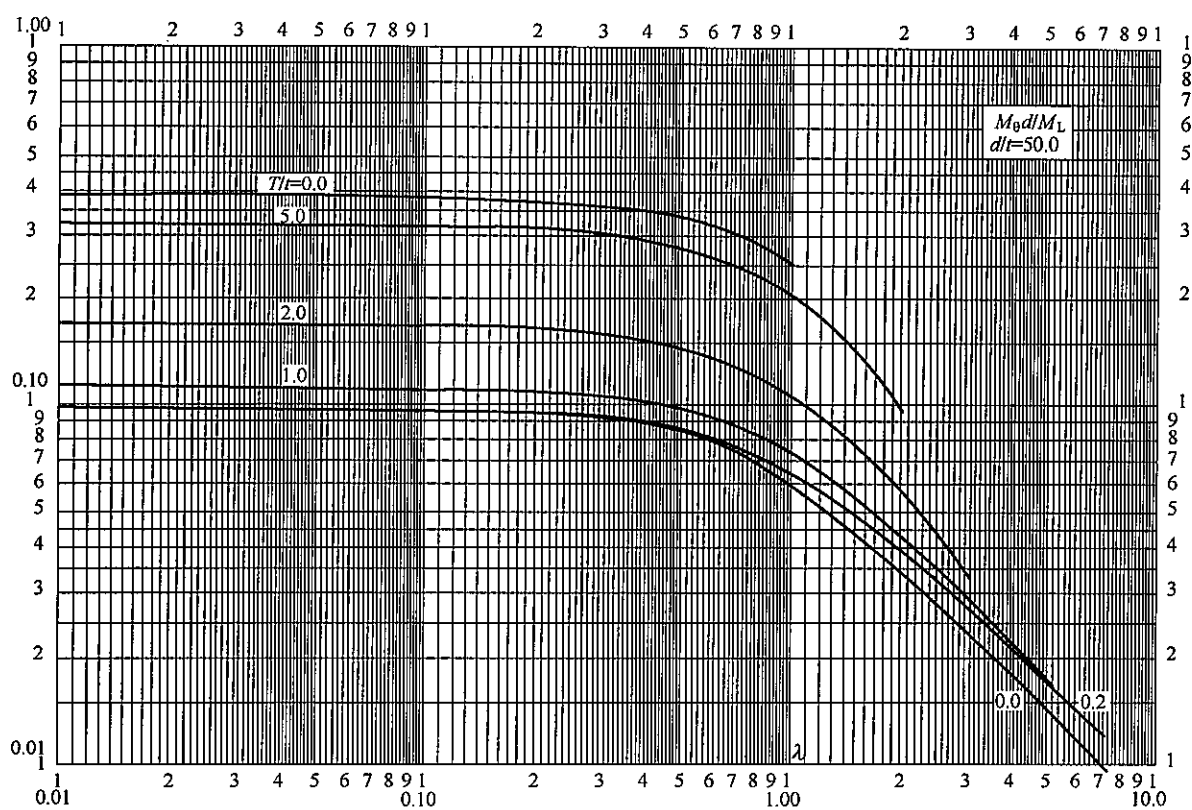


图 28.3.2-50 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 m_0 ($d/t=50.0$)

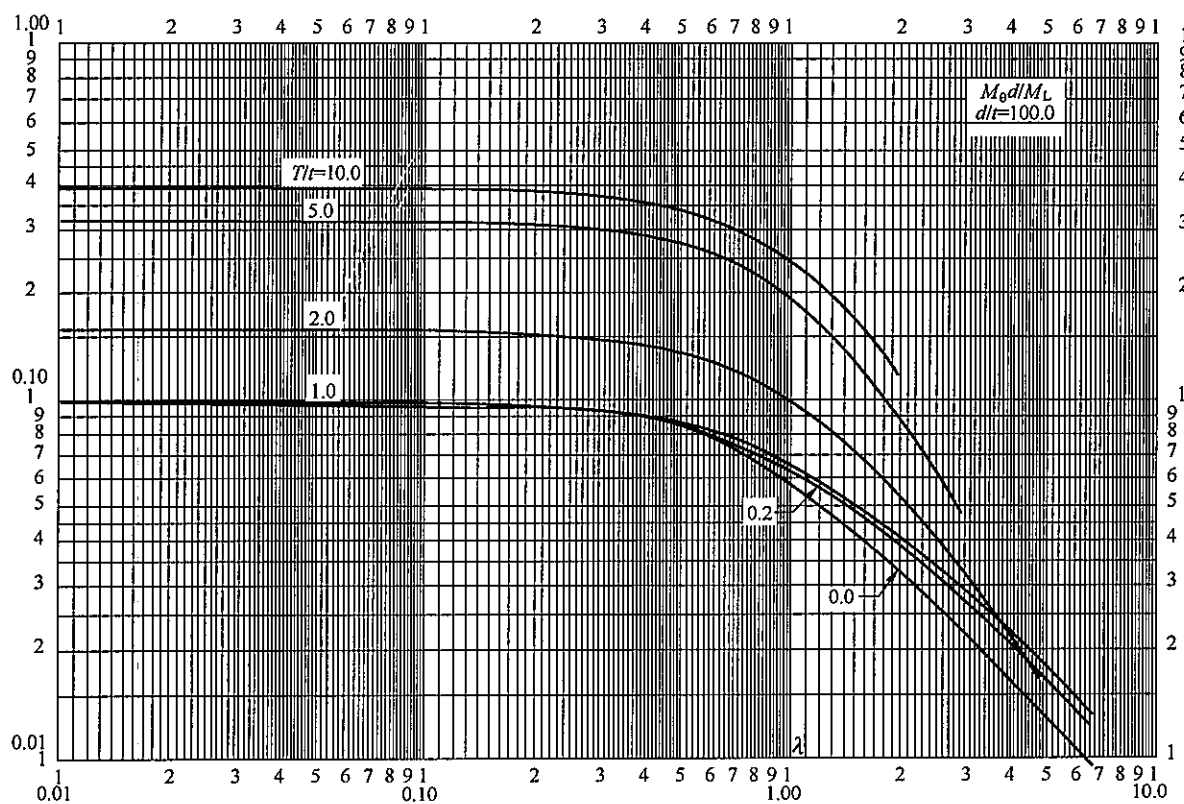


图 28.3.2-51 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 m_0 ($d/t=100.0$)

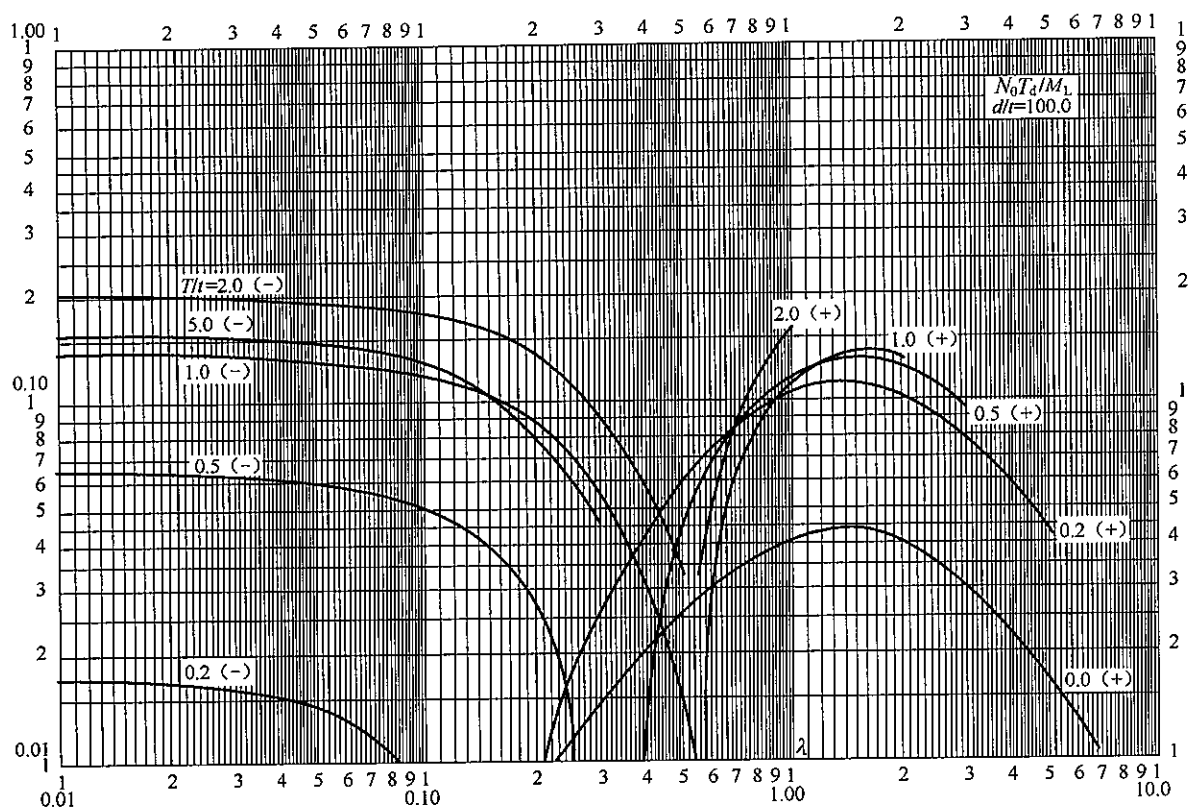


图 28.3.2-52 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=10.0)$

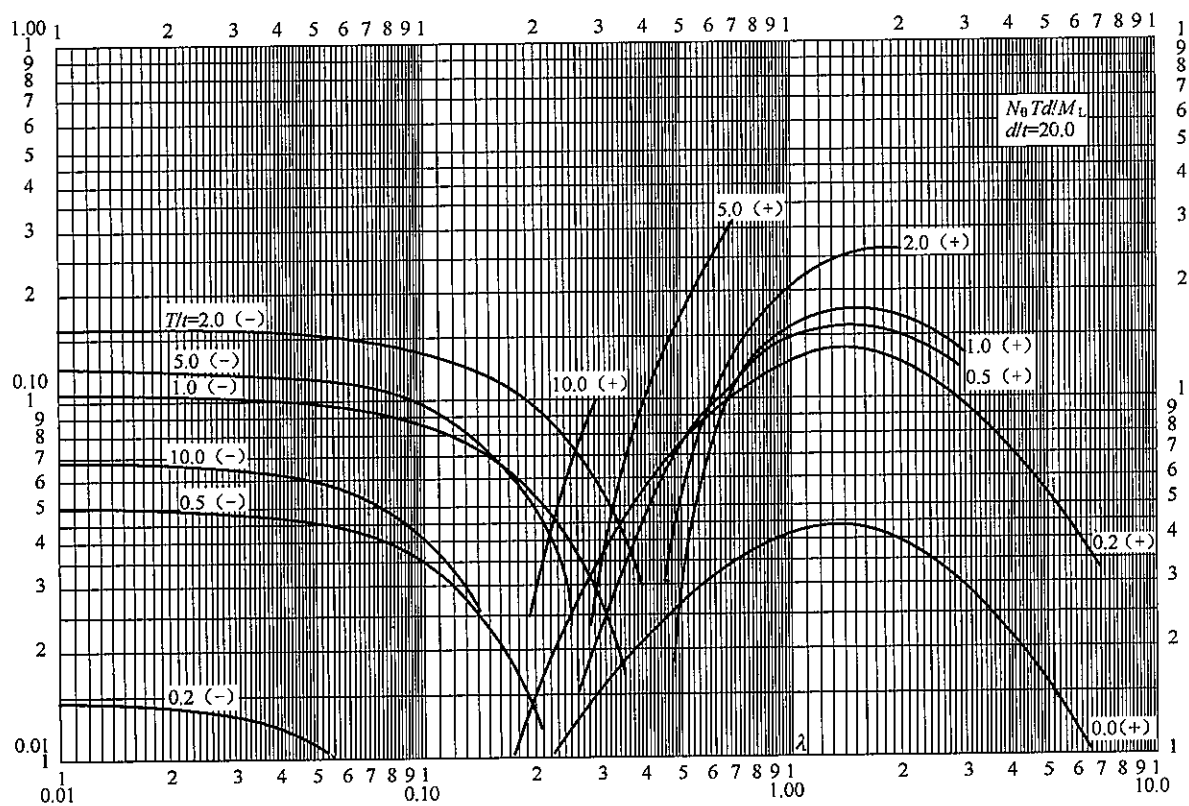


图 28.3.2-53 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=20.0)$

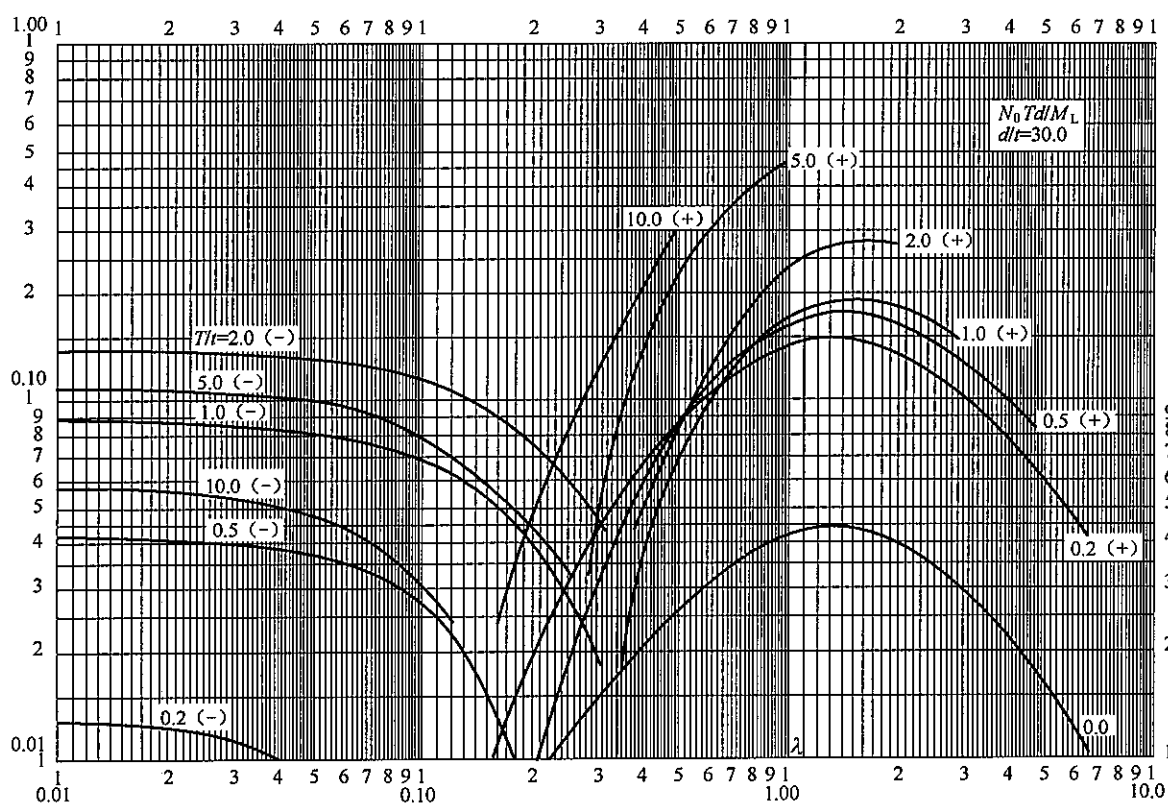


图 28.3.2-54 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=30.0)$

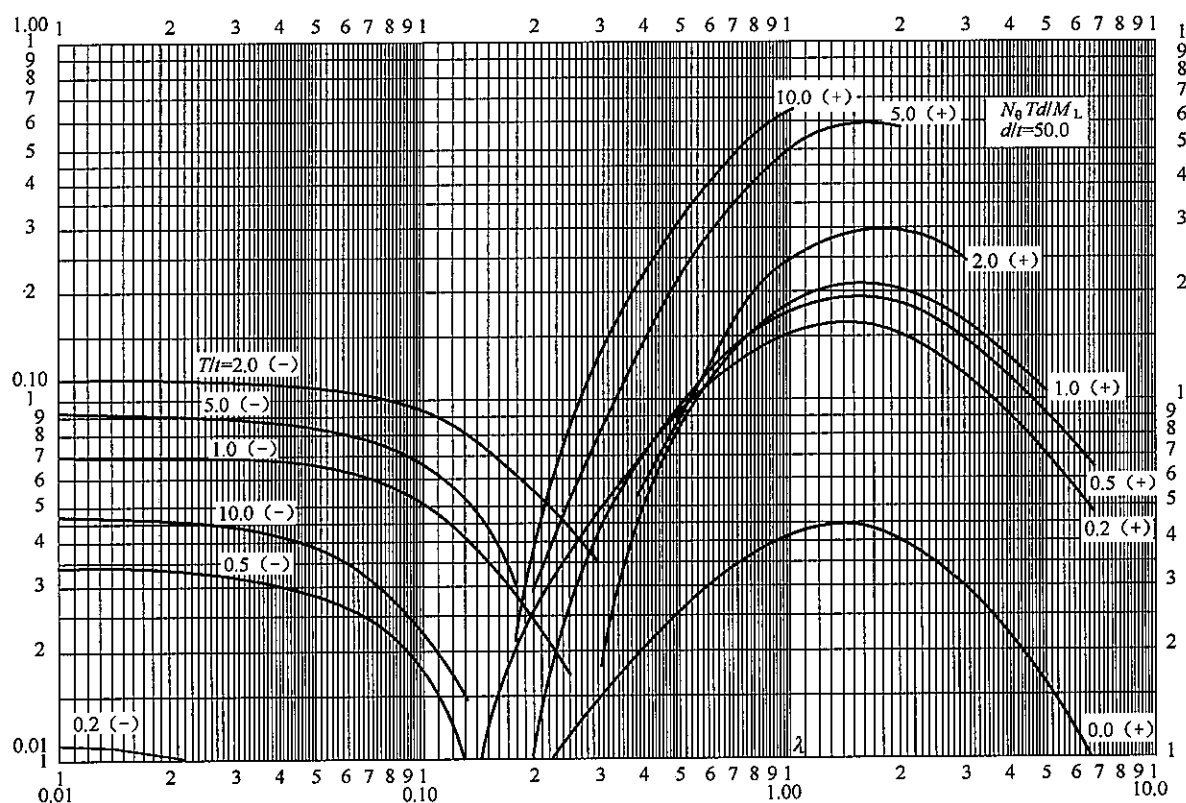


图 28.3.2-55 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 $n_0(d/t=50.0)$

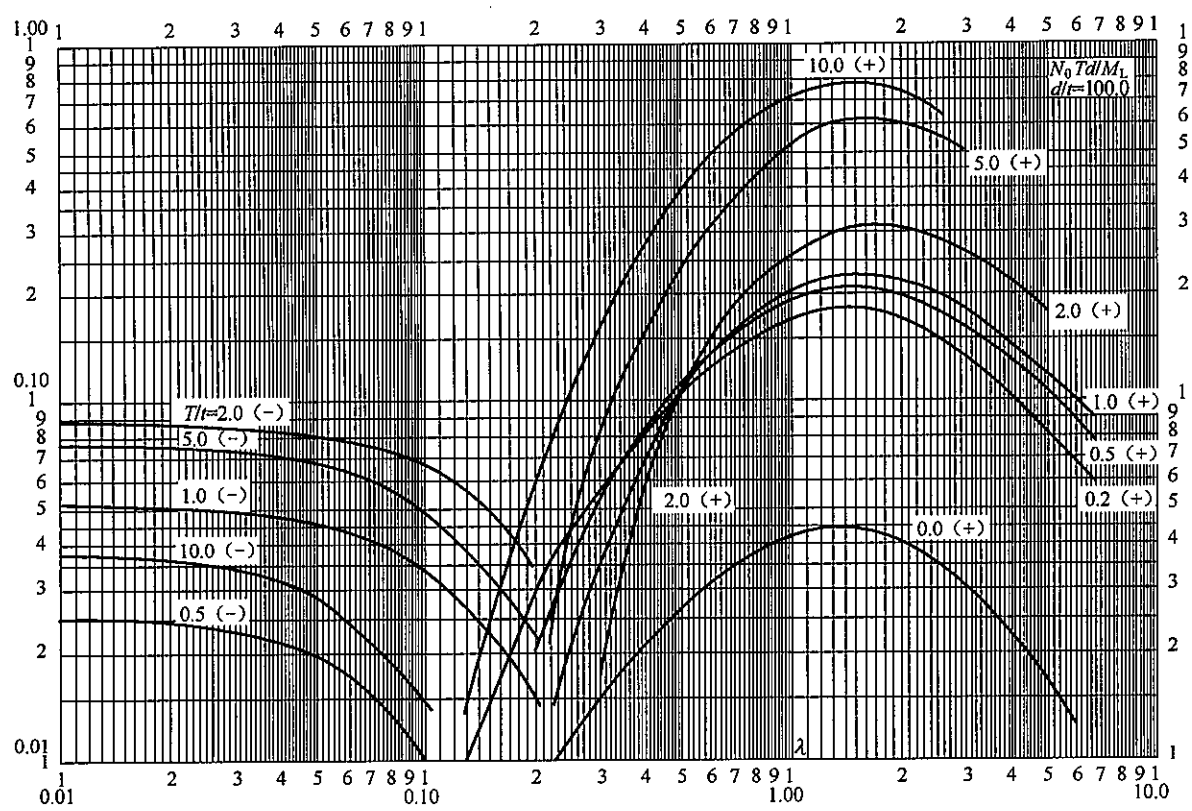


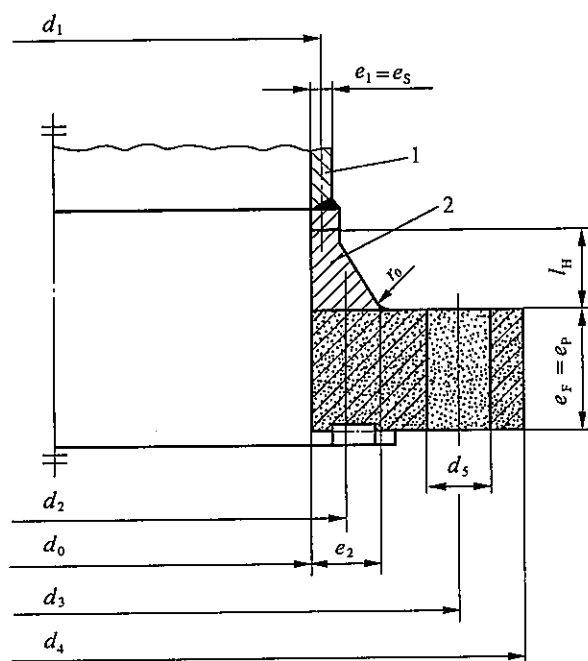
图 28.3.2-56 由于载荷 M_L 引起内力矩的系数 $n_0 (d/t=100.0)$

29 法兰设计的另一方法

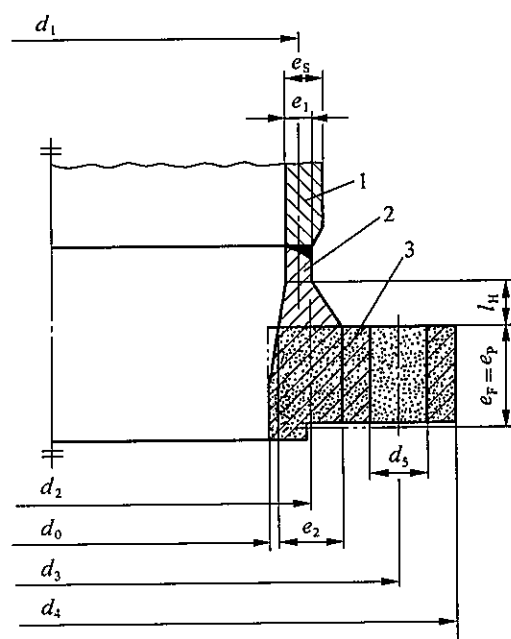
29.1 目的和适用范围

29.1.1 本章所给出的法兰设计方法是为确定法兰结构尺寸和进行法兰安装时,能尽可能保证该法兰连接接头的预计密封性能,这里所指的法兰连接接头,包括螺栓连接的一对法兰、螺栓连接的法兰与平盖、以及螺栓连接的法兰与带法兰封头。

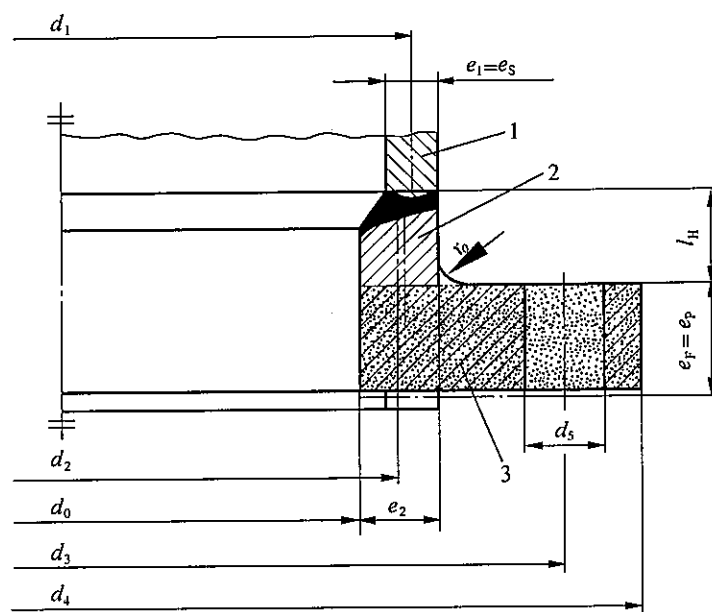
29.1.2 本章方法适用的是圆形带密封垫片的螺栓法兰连接接头,所适用的法兰、法兰盖和带法兰封头的结构形式见图 29.1.2-1~图 29.1.2-7;所考虑的法兰载荷包括压力、沿法兰轴线作用的拉力以及绕法兰密封平面内一根轴线的弯矩,见图 29.1.2-8;本章方法适用的螺栓和垫片类型见图 29.1.2-9和图 29.1.2-10。



(a) 锥径与不加厚的壳体相连



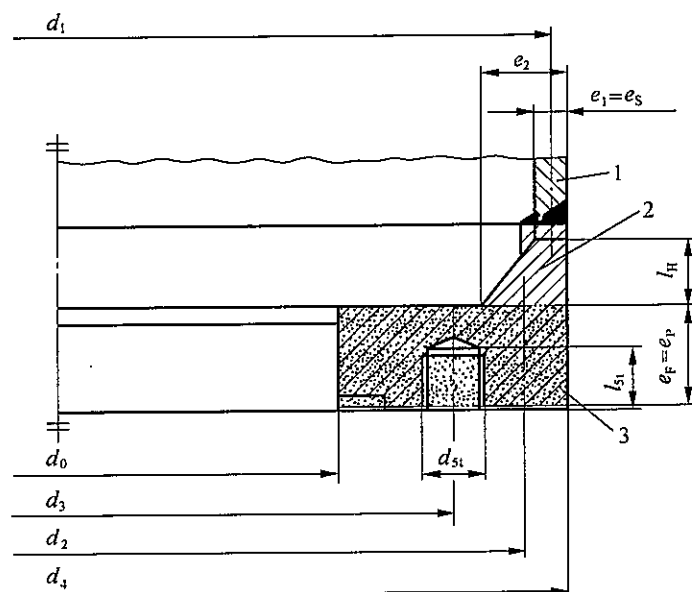
(b) 锥径与加厚的壳体相连



(c) 带圆角圆筒与壳体相连

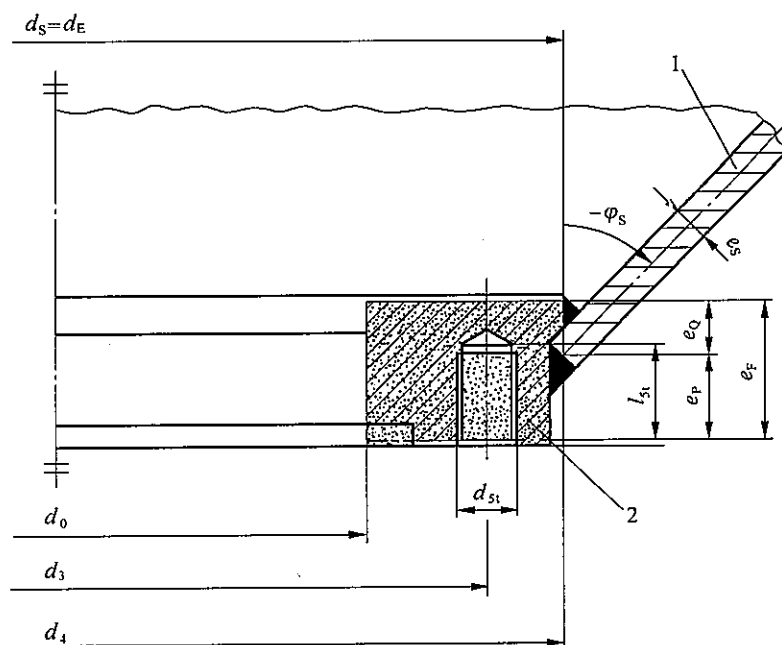
1—壳体;2—圆筒颈;3—法兰环

图 29.1.2-1 与圆筒体相连的高颈法兰

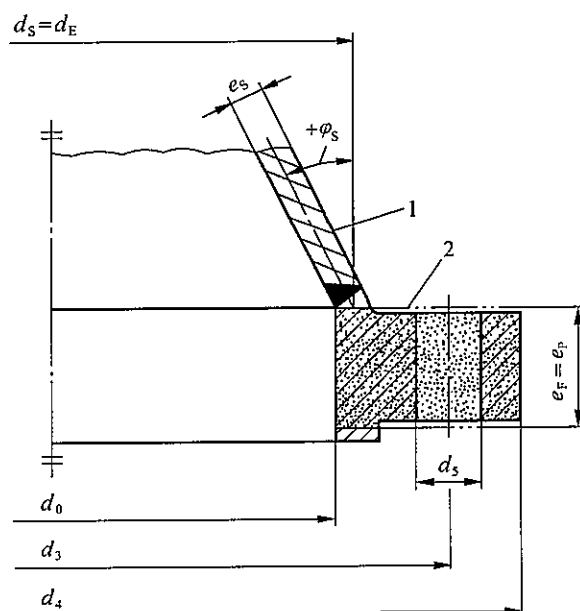


1—壳体;2—圆筒颈;3—法兰环

图 29.1.2-2 与圆筒体相连的反向高颈法兰



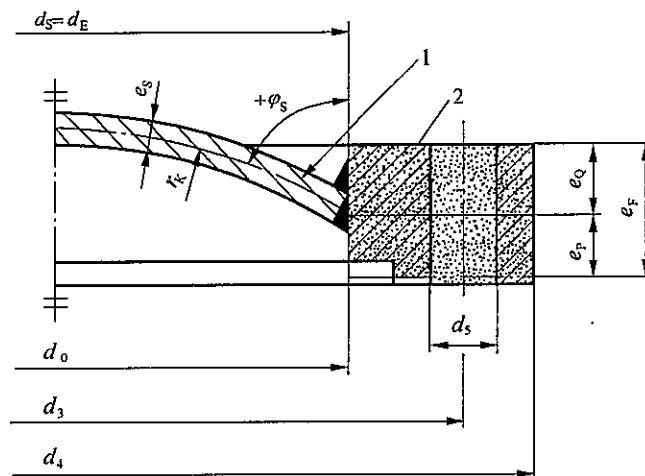
(a) 位于锥壳小端的法兰



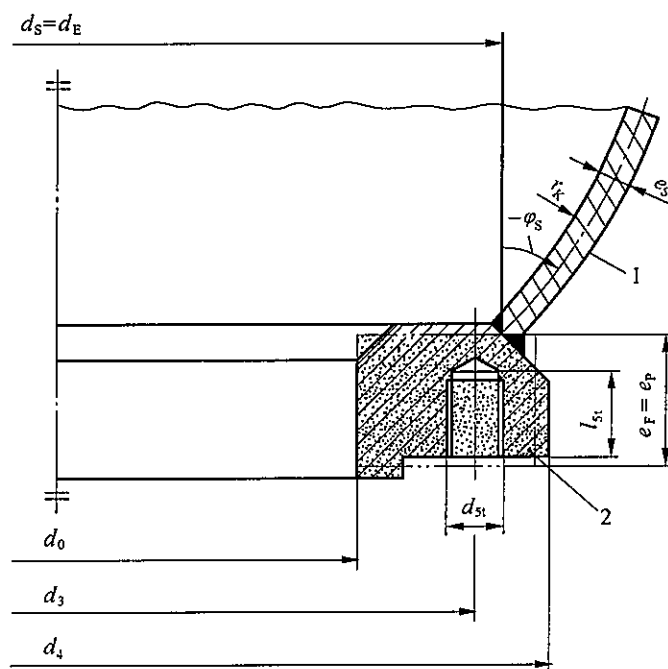
(b) 位于锥壳大端的法兰

1—壳体; 2—法兰环

图 29.1.2-3 与锥壳相连的整体法兰



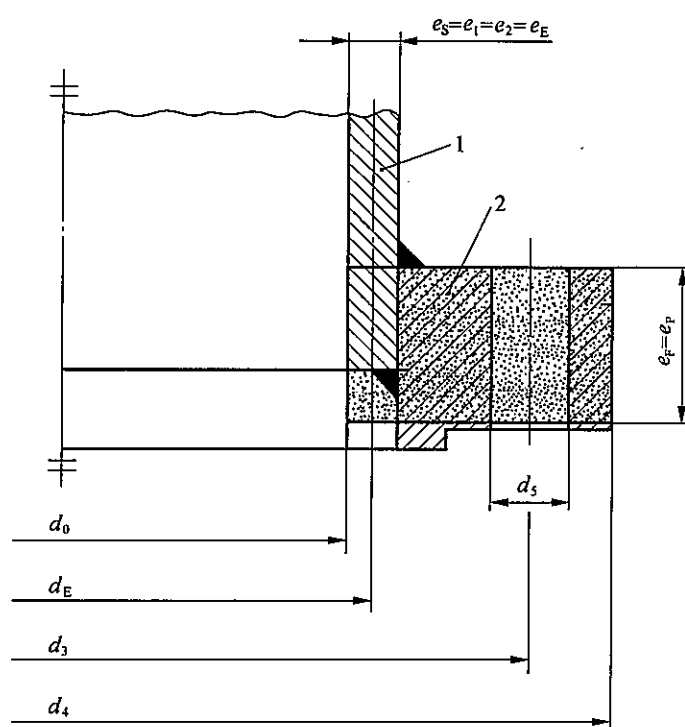
(a) 法兰连接的部分球壳端盖



(b) 插入式法兰结构

1—壳体; 2—法兰环

图 29.1.2-4 与球壳相连的法兰



1—壳体;2—法兰环

图 29.1.2-5 平焊法兰

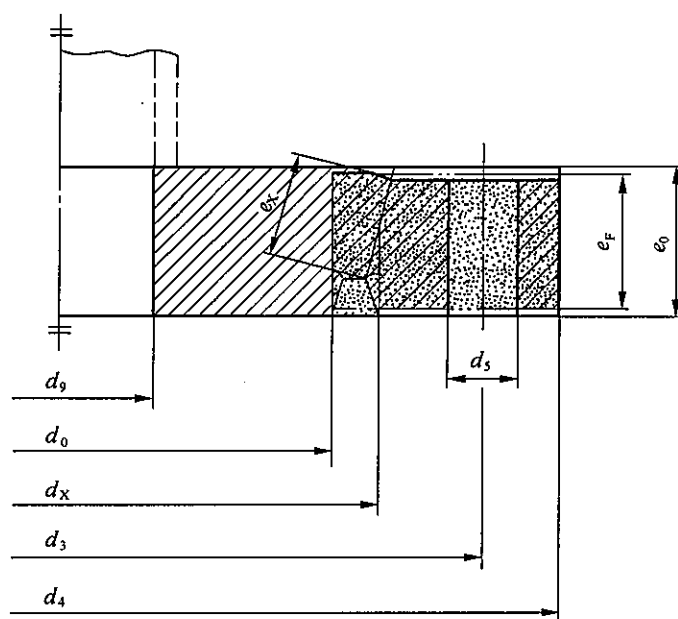
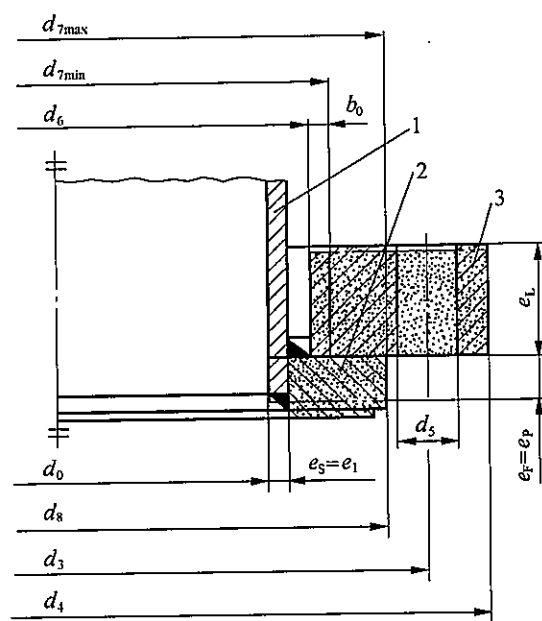
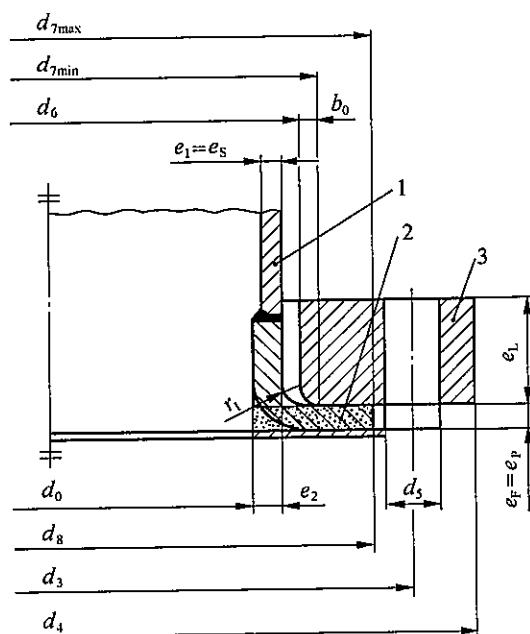


图 29.1.2-6 平盖



(a) 用凸缘连接



(b) 用反边连接

1—壳体; 2—凸缘/反边; 3—松式法兰

图 29.1.2-7 松式法兰

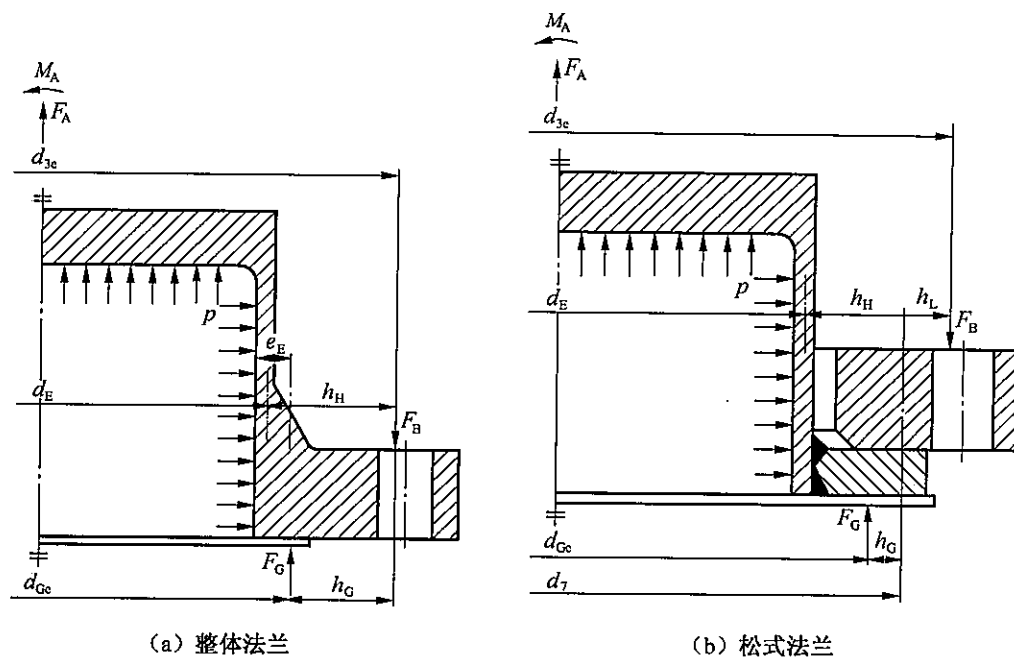


图 29.1.2-8 作用载荷和力臂

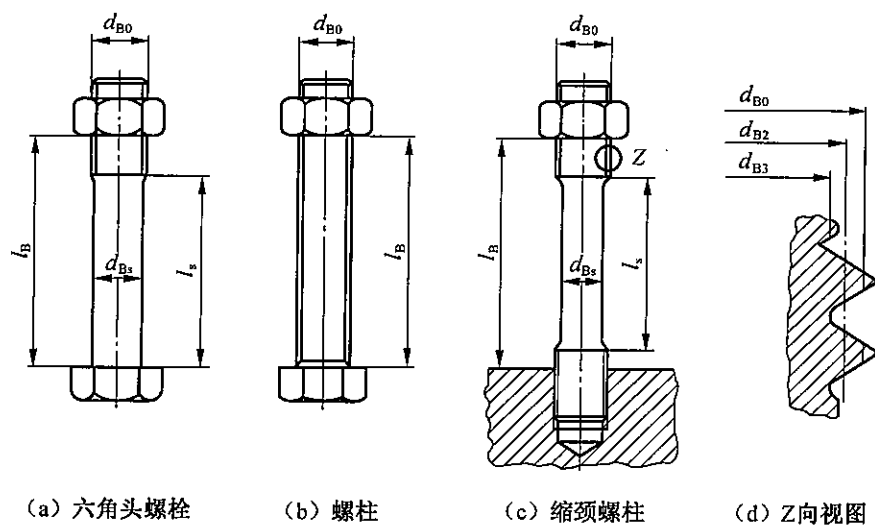


图 29.1.2-9 螺栓尺寸

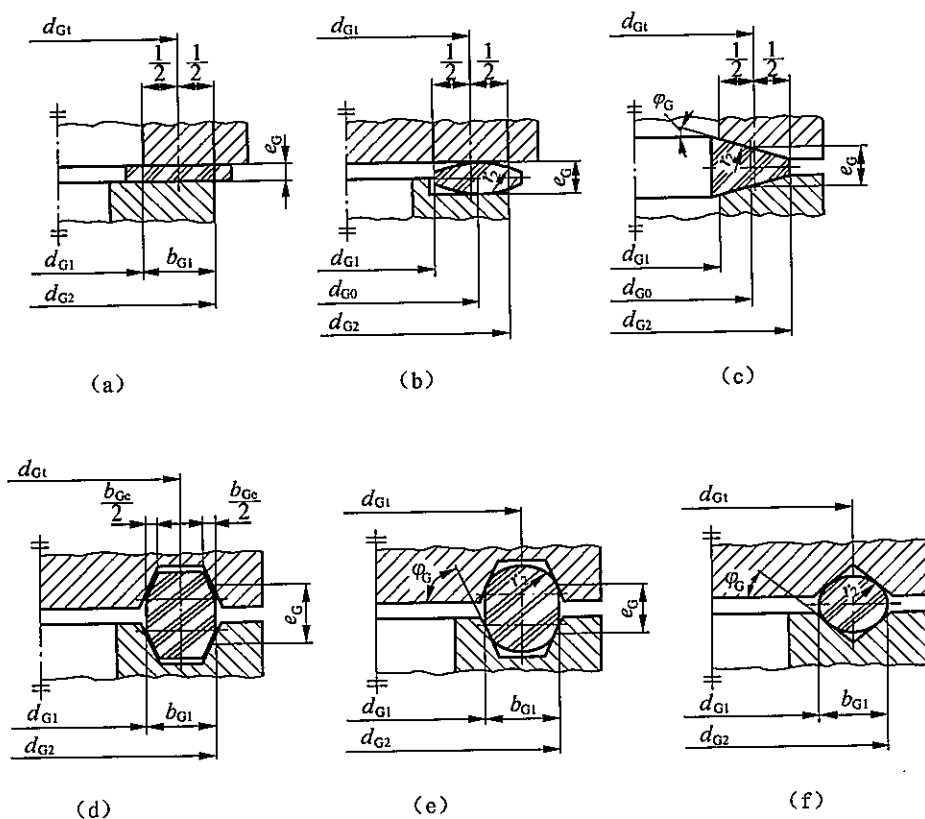


图 29.1.2-10 垫片尺寸

29.1.3 使用本章方法的其他要求如下。

- 1 除了螺栓和螺栓孔外,法兰连接结构是轴对称的。
- 2 法兰结构是由至少 4 个或以上的均布螺栓连接。
- 3 整个垫片应位于螺栓中心圆之内。
- 4 法兰尺寸满足以下条件(以下所用符号见本标准第 29.2.2 条说明):

$$1) 0.2 \leq b_F/e_F \leq 5.0; 0.2 \leq b_L/e_L \leq 5.0;$$

$$2) e_F \geq \max \left\{ e_2; d_{B0}; p_B \sqrt[3]{\frac{(0.01 \sim 0.1) p_B}{b_F}} \right\};$$

$$3) \cos \varphi_s \geq \frac{1}{(1 + 0.01 d_s/e_s)^{\circ}}$$

注:1 带翻边的松式法兰结构不需满足条件 1);

2 条件 2) 对螺栓力对垫片作用的非均匀性给出了限制,式中的 0.01~0.1 对应所使用的软(非金属)垫片到硬(金属)垫片;

- 5 当螺栓或螺母与法兰或凸缘、翻边间有垫圈时,该垫圈是非弹簧垫圈。

29.2 符号说明

29.2.1 下标。

A——附加的

B——螺栓

C——蠕变

F——整体法兰,在松式法兰结构中表示翻边或凸缘

注:本章所提到的整体法兰均指带颈法兰和平焊法兰。

G——垫片

H——法兰锥颈

I——载荷工况标识($I=0,1,2,3,\dots$)

L——松式法兰

M——弯矩

P——压力

Q——压力产生的轴向力

R——压力之外的外加载荷作用的轴向力

S——壳体,剪力

T——壳体

X——法兰的最弱截面

Δ ——变化量的符号

av——平均值

d——设计值

e——有效值

i——中间值

max——最大值

min——最小值

nom——名义值

opt——最优值

req——需要值

s——螺柱上无螺纹部分

t——理论值,或扭矩,或螺纹部分

0——无外载工况($I=0$,见下标 I 的说明)

29.2.2 符号

A_B ——所有螺栓的有效截面积(mm^2)

A_F, A_L ——整体法兰、松式法兰环的径向截面积(mm^2)

A_{Ge}, A_{Gt} ——垫片的有效面积和理论面积(mm^2)

b_0 ——松式法兰与翻边或凸缘连接结构中倒角宽度(mm)(见本标准图 29.1.2-7)

b_F, b_L ——整体法兰和松式法兰的有效宽度(mm)

b_{Ge}, b_{Gi}, b_{Gt} ——垫片的有效宽度、中间计算宽度和理论宽度(mm)

c_F, c_G, c_M, c_S ——校正系数

d_0 ——法兰环内径或法兰盖中心部分的外径,应不大于垫片的内径(mm)(见本标准图 29.1.2-1~

图 29.1.2-7)

d_1 ——带径法兰的锥径小端平均直径(mm)(见本标准图 29.1.2-1 和图 29.1.2-2)
 d_2 ——带径法兰的锥径大端平均直径(mm)(见本标准图 29.1.2-1 和图 29.1.2-2)
 d_3 、 d_{3e} ——螺栓实际中心圆和有效中心圆直径(mm)(见本标准图 29.1.2-1~图 29.1.2-7)
 d_4 ——法兰外径(mm)(见本标准图 29.1.2-1~图 29.1.2-7)
 d_5 、 d_{5i} 、 d_{5e} ——穿透实际螺栓孔、不穿透螺纹螺栓孔、有效螺栓孔直径(mm)(见本标准图 29.1.2-1~图 29.1.2-7)
 d_6 ——松式法兰的内径(mm)(见本标准图 29.1.2-7)
 d_7 ——松式法兰与翻边或凸缘间作用力处的直径(mm)(见本标准图 29.1.2-8)
 d_8 ——翻边或凸缘的外径(mm)(见本标准图 29.1.2-7)
 d_9 ——法兰盖中心孔的直径(mm)(见本标准图 29.1.2-6)
 d_{B0} 、 d_{Be} 、 d_{Bs} ——螺栓的名义直径、有效直径和光杆部分直径(mm)(见本标准图 29.1.2-9)
 d_E 、 d_F 、 d_L 、 d_S 、 d_X ——各部分的平均直径(mm)(见本标准图 29.1.2-2~图 29.1.2-7)
 d_{G0} 、 d_{G1} 、 d_{G2} ——垫片实际接触直径、理论接触内径、理论接触外径(mm)(见本标准图 29.1.2-10)
 d_{Ge} 、 d_{Gi} 、 d_{Gt} ——垫片有效计算直径、中间计算直径、理论计算直径(mm)(见本标准图 29.1.2-10)
 E_0 ——垫片在压缩应力为 0 时的压缩弹性模量(MPa)
 E_B 、 E_F 、 E_G 、 E_L ——各零件在设计温度下的弹性模量(MPa)
 e_0 ——法兰盖中间部分的厚度(mm)(见本标准图 29.1.2-6)
 e_1 ——带径法兰的锥径小端厚度(mm)(见本标准图 29.1.2-1 和图 29.1.2-2)
 e_2 ——带径法兰的锥径大端厚度(mm)(见本标准图 29.1.2-1 和图 29.1.2-2)
 e_D 、 e_E ——计算极限载荷和柔度时,所采用的当量筒体的厚度(mm)
 e_F 、 e_L ——法兰和松式法兰的有效厚度(mm)
 e_{Fb} ——螺栓中心圆 d_3 处的法兰环厚度(mm)(见本标准图 29.1.2-3 和图 29.1.2-4)
 e_{Fi} ——垫片反力作用处(在直径 d_{Ge} 处)法兰环的厚度(mm)
 e_G ——垫片厚度(mm)(见本标准图 29.1.2-10)
 e_P ——受到径向压力作用的法兰部分的厚度(mm)(见本标准图 29.1.2-1~图 29.1.2-7)
 e_Q ——没有受到径向压力作用的法兰部分的厚度(mm)(见本标准图 29.1.2-3 和图 29.1.2-4)
 e_S ——与法兰相连的壳体部分厚度(mm)(见本标准图 29.1.2-1~图 29.1.2-7)
 e_X ——法兰盖最薄弱处的厚度(mm)(见本标准图 29.1.2-6)
 F_A ——外加轴向力(N),取代数值
 F_B ——总螺栓力(N)
 F_G ——垫片反力(N)
 F_{GA} ——预紧工况下所需要的最小垫片反力(N)
 F_Q ——流体压力产生的轴向力(N)
 F_R ——外加机械载荷 F_A 和 M_A 产生的轴向力(N)
 g_C ——垫片的蠕变因子
 h_G 、 h_H 、 h_L ——垫片反力作用圆、压力通过锥颈对法兰的作用力圆、松式法兰与凸缘或翻边作用力圆到螺栓中心圆的力臂(mm)

h_P, h_Q, h_R, h_S, h_T ——力臂校正值(mm)
 I ——载荷工况序号,预紧工况取 $I=0$,其他工况为 $I=1, 2, 3, \dots$
 j_M, j_S ——弯矩和剪力的符号函数
 K_1 ——垫片弹性模量随压缩应力的变化率
 k_Q, k_R, k_M, k_S ——校正系数
 l_{st} ——不穿透螺纹螺栓孔的深度(mm)(见本标准图 29.1.2-3 和图 29.1.2-4)
 l_B, l_e, l_s ——螺栓的轴向尺寸(mm)(见本标准图 29.1.2-9), $l_e = l_B - l_s$
 l_H ——高颈法兰的颈部长度的长度(mm)(见本标准图 29.1.2-1 和图 29.1.2-2)
 M_A ——外加弯矩(N·m)
 N_R ——法兰连接接头服役期间的拆装次数
 n_B ——螺栓个数
 p ——流体压力(MPa)
 P_B ——螺栓间距(mm)
 Q ——平均有效垫片压缩应力(MPa)
 $Q_{I, \min}$ ——第 I 操作工况下所要求的最小垫片压缩应力(MPa)
 $Q_{0, \min}$ ——预紧工况下所要求的最小垫片压缩应力(MPa)
 Q_{\max} ——垫片的最大允许压缩应力(MPa)
 r_2 ——垫片横截面上的曲率半径(mm)
 t_B, t_F, t_G, t_L ——螺栓、法兰、垫片等零件的设计温度($^{\circ}\text{C}$)
 t_0 ——法兰接头的装配温度($^{\circ}\text{C}$)
 W_F, W_L, W_X ——整体法兰、松式法兰和法兰最薄弱处所能承受的极限载荷弯矩(N·m)
 Z_F, Z_L ——法兰和松式法兰的扭转柔性模量($1/\text{mm}^3$);
 $\alpha_B, \alpha_F, \alpha_G, \alpha_L$ ——螺栓、法兰、垫片等零件从温度 t_0 到 t_B, t_F, t_G, t_L 间的平均线胀系数(K^{-1})
 $\beta, \gamma, \delta, \theta, \kappa, \lambda, \chi$ ——计算用的中间变量
 ΔU ——相对于预紧工况,操作工况下连接接头的轴向总温差变形(mm)
 $\epsilon_{n+}, \epsilon_{n-}$ ——同螺栓个数和螺栓上紧方式有关的螺栓力分散效应系数
 μ ——螺栓和螺母、法兰或壳体和螺母间的摩擦系数
 ρ ——法兰盖计算用的直径比
 φ_G ——密封面的倾斜角($^{\circ}$)(见本标准图 29.1.2-10)
 φ_S ——与法兰连接壳体的倾斜角($^{\circ}$)(见本标准图 29.1.2-3 和图 29.1.2-4)
 X_B, X_G ——螺栓和垫片的柔度模量($1/\text{mm}$)
 $[\sigma]_B, [\sigma]_E, [\sigma]_F, [\sigma]_L, [\sigma]_S$ ——各零件在设计温度下的许用应力(MPa)

29.3 系数计算

29.3.1 法兰环。

1 螺栓孔。

螺栓间距按式(29.3.1-1)计算:

$$P_B = \frac{\pi d_3}{n_B} \quad (29.3.1-1)$$

螺栓孔的有效直径,按式(29.3.1-2)计算:

$$d_{se} = d_5 \sqrt{\frac{d_5}{P_B}} \quad (29.3.1-2)$$

对于不穿透螺纹螺栓孔,螺栓孔直径假定为[按式(29.3.1-3)]:

$$d_5 = \frac{d_{5t} l_{5t}}{e_{Fb}} \quad (29.3.1-3)$$

有效螺栓中心圆直径按式(29.3.1-4)计算:

$$d_{3e} = d_3 \left(1 - \frac{2}{n_B^2}\right) \quad (29.3.1-4)$$

2 法兰环的有效尺寸。

在本标准图 29.1.2-1~图 29.1.2-7 中,当量法兰环用点画线表示。法兰有效厚度 e_F, e_L 取法兰环的平均厚度,即为法兰环的径向横截面积 A_F 或 A_L 除以该横截面的宽度。

注:在计算 A_F 或 A_L 时忽略法兰环上的螺栓孔。 A_F 或 A_L 需按横截面的实际形状计算。

对整体法兰或法兰盖,计算按式(29.3.1-5)~式(29.3.1-8):

$$b_F = \frac{(d_4 - d_0)}{2} - d_{se} \quad (29.3.1-5)$$

$$d_F = \frac{(d_4 + d_0)}{2} \quad (29.3.1-6)$$

$$e_F = \frac{2A_F}{(d_4 - d_0)} \quad (29.3.1-7)$$

$$b_L = d_L = e_L = 0 \quad (29.3.1-8)$$

对松式法兰以及凸缘或翻边,计算按式(29.3.1-9)~式(29.3.1-14):

$$b_F = \frac{(d_8 - d_0)}{2} \quad (29.3.1-9)$$

$$d_F = \frac{(d_8 + d_0)}{2} \quad (29.3.1-10)$$

$$e_F = \frac{2A_F}{(d_8 - d_0)} \quad (29.3.1-11)$$

$$b_L = \frac{(d_4 - d_6)}{2} - d_{se} \quad (29.3.1-12)$$

$$d_L = \frac{(d_4 + d_6)}{2} \quad (29.3.1-13)$$

$$e_L = \frac{2A_L}{(d_4 - d_6)} \quad (29.3.1-14)$$

3 与法兰环相连壳体的尺寸。

锥颈的有效厚度和平均直径按式(29.3.1-15)~式(29.3.1-17)计算:

$$e_E = e_1 \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1)l_H}{(\beta/3) \sqrt{d_1 e_1} + l_H} \right\} \quad (29.3.1-15)$$

$$\beta = \frac{e_2}{e_1} \quad (29.3.1-16)$$

$$d_E = 0.5 \{ \min(d_1 - e_1 + e_E; d_2 + e_2 - e_E) + \max(d_1 + e_1 - e_E; d_2 - e_2 + e_E) \} \quad (29.3.1-17)$$

无锥颈时,有效厚度和平均直径按式(29.3.1-18)和式(29.3.1-19)计算:

$$e_E = e_s \quad (29.3.1-18)$$

$$d_E = d_s \quad (29.3.1-19)$$

对于法兰盖,无论是否有中心开孔,有效厚度和平均直径按式(29.3.1-20)和式(29.3.1-21)计算:

$$e_E = 0 \quad (29.3.1-20)$$

$$d_E = d_o \quad (29.3.1-21)$$

4 力臂。

当垫片为平垫时,仅当 d_{Ge} 确定以后(即当本标准第 29.3.3 条第 2 款的计算完成以后),力臂 h_P 和 h_G 可按以下公式进行计算。

h_P 按式(29.3.1-22)计算:

$$h_P = \frac{[(d_{Ge} - d_E)^2 (2d_{Ge} + d_E)/6 + 2e_P^2 d_F]}{d_{Ge}^2} \quad (29.3.1-22)$$

其中,对法兰盖, e_P 按式(29.3.1-23)取

$$e_P = 0 \quad (29.3.1-23)$$

对整体法兰和法兰盖, h_G 、 h_H 、 h_L 按式(29.3.1-24)~式(29.3.1-26)计算:

$$h_G = \frac{(d_{3e} - d_{Ge})}{2} \quad (29.3.1-24)$$

$$h_H = \frac{(d_{3e} - d_E)}{2} \quad (29.3.1-25)$$

$$h_L = 0 \quad (29.3.1-26)$$

对松式法兰以及凸缘或翻边, h_G 、 h_H 、 h_L 按式(29.3.1-27)~式(29.3.1-32)计算:

$$d_{7,\min} \leq d_7 \leq d_{7,\max} \quad (29.3.1-27)$$

$$d_{7,\min} = d_6 + 2b_0 \quad (29.3.1-28)$$

$$d_{7,\max} = d_8 \quad (29.3.1-29)$$

$$h_G = \frac{(d_7 - d_{Ge})}{2} \quad (29.3.1-30)$$

$$h_H = \frac{(d_7 - d_E)}{2} \quad (29.3.1-31)$$

$$h_L = \frac{(d_{3e} - d_7)}{2} \quad (29.3.1-32)$$

其中, d_7 可按以下取值:

- 进行柔度和力的计算时,可按本标准式(29.3.3-9)取 d_{70} 的值;
- 进行法兰强度校核时,可按使得校核结果最有利的值来确定(见本标准第 29.5.6 条的注)。

5 与柔度相关的法兰参数。

整体法兰、凸缘或翻边需按式(29.3.1-33)~式(29.3.1-46)进行计算:

$$\gamma = \frac{e_E d_F}{b_F d_E \cos \varphi_S} \quad (29.3.1-33)$$

$$\theta = 0.55 \cos \varphi_S \frac{\sqrt{d_E e_E}}{e_F} \quad (29.3.1-34)$$

$$\lambda = 1 - \frac{e_P}{e_F} = \frac{e_Q}{e_F} \quad (29.3.1-35)$$

$$c_F = \frac{1 + \gamma \theta}{1 + \gamma \theta [4(1 - 3\lambda + 3\lambda^2) + 6(1 - 2\lambda)\theta + 6\theta^2] + 3\gamma^2 \theta^4} \quad (29.3.1-36)$$

$$h_S = e_F \times 1.10 \sqrt{\frac{e_E}{d_E}} \times \frac{1 - 2\lambda + \theta}{1 + \gamma \theta} \quad (29.3.1-37)$$

$$h_T = e_F \frac{1 - 2\lambda + \gamma \theta^2}{1 + \gamma \theta} \quad (29.3.1-38)$$

$$h_Q = \left\{ h_S k_Q + h_T \left(\frac{2d_F e_P}{d_E^2} - 0.5 \tan \varphi_S \right) \right\} \left(\frac{d_E}{d_{Ge}} \right)^2 \quad (29.3.1-39)$$

$$h_R = h_S k_R - 0.5 h_T \tan \varphi_S \quad (29.3.1-40)$$

与法兰连接的壳体为锥壳和圆柱壳时:

$$k_Q = +0.85 / \cos \varphi_S \quad (29.3.1-41)$$

$$k_R = -0.15 / \cos \varphi_S \quad (29.3.1-42)$$

与法兰连接的壳体为球壳时:

$$k_Q = +0.35 / \cos \varphi_S \quad (29.3.1-43)$$

$$k_R = -0.65 / \cos \varphi_S \quad (29.3.1-44)$$

对与法兰连接的所有壳体形式:

$$Z_F = \frac{3d_F c_F}{\pi b_F e_F^3} \quad (29.3.1-45)$$

$$Z_L = 0 \quad (29.3.1-46)$$

注:当垫片为平垫时,仅当 d_{Ge} 确定以后(即当本标准第 29.3.3 条的计算完成以后),本款中的力臂 h_Q 才能进行计算。

法兰盖需按式(29.3.1-47)~式(29.3.1-51)进行计算:

$$\rho = \frac{d_g}{d_E} \quad (29.3.1-47)$$

$$h_Q = \frac{d_E(1 - \rho^2)}{8} \frac{0.7 + 3.3\rho^2}{0.7 + 1.3\rho^2} \left(\frac{d_E}{d_{Ge}} \right)^2 \quad (29.3.1-48)$$

$$h_R = \frac{d_E(1 - \rho^2)}{4(1 + \rho^2)} \frac{0.7 + 3.3\rho^2}{0.7 + 1.3\rho^2} \quad (29.3.1-49)$$

$$Z_F = \frac{3d_F}{\pi \left[b_F e_F^3 + d_F \frac{e_0^3(1 - \rho^2)}{1.4 + 2.6\rho^2} \right]} \quad (29.3.1-50)$$

$$Z_L = 0 \quad (29.3.1-51)$$

松式法兰需按式(29.3.1-52)计算:

$$Z_L = \frac{3d_L}{\pi b_L e_L^3} \quad (29.3.1-52)$$

29.3.2 螺栓

螺栓的尺寸见本标准图 29.1.2-9。

螺栓的有效截面积按式(29.3.2-1)计算:

$$A_B = n_B \frac{\pi}{4} \{ \min(d_{Be}; d_{Bs}) \}^2 \quad (29.3.2-1)$$

螺栓的柔度模量按式(29.3.2-2)计算:

$$X_B = \frac{4}{n_B \pi} \left(\frac{l_s}{d_{Bs}^2} + \frac{l_e}{d_{Be}^2} + \frac{0.8}{d_{Bo}} \right) \quad (29.3.2-2)$$

注: l_s 、 l_e 应包括垫圈的厚度。

29.3.3 垫片

1 垫片的理论宽度、理论直径和理论面积按式(29.3.3-1)~式(29.3.3-3)计算。

$$b_{Gi} = \frac{(d_{G2} - d_{G1})}{2} \quad (29.3.3-1)$$

$$d_{Gi} = \frac{(d_{G2} + d_{G1})}{2} \quad (29.3.3-2)$$

$$A_{Gi} = \pi d_{Gi} b_{Gi} \quad (29.3.3-3)$$

2 垫片有效宽度。

垫片有效宽度 b_{Ge} 将取决于垫片反力 F_G 。以下计算中,垫片反力 F_G 始终取预紧工况的值 F_{G0} 。

计算过程如下:

1) 取 $F_{G0} = F_{G0, req}$ 。初始计算按式(29.3.3-4)取值:

$$F_{G0} = \frac{A_B [\sigma]_B}{3} - F_{R0} \quad (29.3.3-4)$$

式中, F_{R0} 按本标准第 29.4.2 条第 1 款计算。

2) 按式(29.3.3-5)~式(29.3.3-10)以及表 29.3.3 进行叠代计算,应使得前后两次计算得到的 b_{Ge} 的值相对误差至少小于 5%;当需要对计算结果进行比较时,相对误差宜小于 0.1%。

3) 按上述 2) 得到的垫片有效宽度 b_{Ge} 和本标准第 29.4.5 条的内容对预紧工况所需的螺栓力进行计算,直到满足本标准式(29.4.5-4)的条件为止。

表 29.3.3 垫片有效宽度 b_{Ge} 的计算

序号	垫片类型	计算式
1	非金属、纯金属和组合材料做成的平垫片,见本标准图 29.1.2-10(a)	<p>第一次叠代可取: $b_{Gi} = b_{Gi}$</p> $b_{Gi} = \sqrt{\frac{e_G / (\pi d_{Gi} E_{Gm})}{h_{G0} Z_F / E_{F0} + \tilde{h}_{G0} \tilde{Z}_F / \tilde{E}_{F0}} + \left(\frac{F_{G0}}{\pi d_{Gi} Q_{max}} \right)^2}$ $E_{Gm} = E_0 + 0.5 K_1 F_{G0} / A_{Ge}$ $d_{Ge} = d_{G2} - b_{Ge}$

续表 29.3.3

序号	垫片类型	计算式
2	具有简单接触面、弯曲表面的金属垫片, 见本标准图 29.1.2-10(b)和(c)	第一次叠代可取: $b_{Gi} = \sqrt{6r_2 \cos \varphi_G b_{Gi} Q_{\max} / E_{G0}}$ $b_{Gi} = \sqrt{\frac{6r_2 \cos \varphi_G F_{G0}}{\pi d_{Ge} E_{G0}} + \left(\frac{F_{G0}}{\pi d_{Ge} Q_{\max}} \right)^2}$ $d_{Ge} = d_{G0}$
3	具有双接触面、环形或八角形金属垫片, 见本标准图 29.1.2-10(d)	b_{Gi} 按本标准图 29.1.2-10(d) 取值。 $d_{Ge} = d_{Gi}$
4	具有双接触面、弯曲表面的金属垫片, 见 本标准图 29.1.2-10(e)和(f)	第一次叠代可取: $b_{Gi} = \sqrt{12r_2 \cos \varphi_G b_{Gi} Q_{\max} / E_{G0}}$ $b_{Gi} = \sqrt{\frac{12r_2 \cos \varphi_G F_{G0}}{\pi d_{Ge} E_{G0}} + \left(\frac{F_{G0}}{\pi d_{Ge} Q_{\max}} \right)^2}$ $d_{Ge} = d_{Gi}$

b_{Gi} 的计算按表 29.3.3。

$$b_{Ge} = \min\{b_{Gi}; b_{Gt}\} \quad (29.3.3-5)$$

$$A_{Ge} = \pi d_{Ge} b_{Ge} \quad (29.3.3-6)$$

整体法兰和法兰盖的力臂按式(29.3.3-7)计算:

$$h_{G0} = \frac{(d_{3e} - d_{Ge})}{2} \quad (29.3.3-7)$$

松式法兰的力臂按式(29.3.3-8)计算:

$$h_{G0} = \frac{(d_{70} - d_{Ge})}{2} \quad (29.3.3-8)$$

式中

$$d_{70} = \min \left\{ \max \left(d_{7, \min}; \frac{d_{Ge} + \kappa d_{3e}}{1 + \kappa} \right); d_{7, \max} \right\} \quad (29.3.3-9)$$

$$\kappa = \frac{Z_L E_{F0}}{Z_F E_{L0}} \quad (29.3.3-10)$$

3 垫片的轴向柔性模量[按式(29.3.3-11)]。

$$X_G = \frac{e_G}{A_{Gi}} \cdot \frac{b_{Gi} + e_G/2}{b_{Ge} + e_G/2} \quad (29.3.3-11)$$

29.4 力的计算

29.4.1 在本节所包括的以下计算中,应考虑所有可能出现的危险载荷工况。

29.4.2 载荷。

1 装配工况($I=0$)。

在装配工况下,流体压力为 0,即 $F_{G0}=0$ 。外加机械载荷产生的力按式(29.4.2-1)计算(取下标 $I=0$)。

2 操作工况($I=1,2,3\cdots$)。

流体压力产生的轴向力按式(29.4.2-1)计算:

$$F_{QI} = \frac{\pi}{4} d_{Ge}^2 p_1 \quad (29.4.2-1)$$

外加机械载荷产生轴向力按式(29.4.2-2)计算:

$$F_{RI} = F_{AI} \pm \frac{4M_{AI}}{d_{3e}} \quad (29.4.2-2)$$

注:当有外加弯矩作用时,弯矩产生拉力的那一面(上式中符号为“+”时),应考虑法兰和螺栓的强度,以及垫片反力最小时所需考虑的密封有效性。弯矩产生压力的那一面(上式中符号为“-”时),应考虑垫片所能承受的最大压应力。因此,两种载荷状态必须分别考虑。

温差载荷按式(29.4.2-3)计算:

$$\begin{aligned} \Delta U_I = & l_B \alpha_{BI} (t_{BI} - t_0) - e_{FI} \alpha_{FI} (t_{FI} - t_0) - e_{LI} \alpha_{LI} (t_{LI} - t_0) - \\ & e_{GI} \alpha_{GI} (t_{GI} - t_0) - \bar{e}_{FI} \bar{\alpha}_{FI} (\bar{t}_{FI} - t_0) - \bar{e}_L \bar{\alpha}_{LI} (\bar{t}_{LI} - t_0) \end{aligned} \quad (29.4.2-3)$$

式中 l_B 按式(29.4.2-4):

$$l_B = e_{FI} + \bar{e}_{FI} + e_L + \bar{e}_L + e_G \quad (29.4.2-4)$$

注:1 e_{FI} 和 \bar{e}_{FI} 应包括垫圈的厚度;

2 如垫片的平均线胀系数 α_G 无法得到,可以采用法兰的平均线胀系数 α_F 或 α_L 代替。

29.4.3 法兰接头的柔度。

对所有工况,按式(29.4.3-1)~式(29.4.3-3)计算法兰接头的柔度:

$$Y_{GI} = \frac{Z_F h_G^2}{E_{FI}} + \frac{\tilde{Z}_F \tilde{h}_G^2}{\tilde{E}_{FI}} + \left(\frac{Z_L h_L^2}{E_{LI}} + \frac{\tilde{Z}_L \tilde{h}_L^2}{\tilde{E}_{LI}} + \frac{X_B}{E_{BI}} \right) + \frac{X_G}{(E_{GI} g_{CI})} \quad (29.4.3-1)$$

$$Y_{QI} = \frac{Z_F h_G (h_H - h_P + h_Q)}{E_{FI}} + \frac{\tilde{Z}_F \tilde{h}_G (\tilde{h}_H - \tilde{h}_P + \tilde{h}_Q)}{\tilde{E}_{FI}} + \left(\frac{Z_L h_L^2}{E_{LI}} + \frac{\tilde{Z}_L \tilde{h}_L^2}{\tilde{E}_{LI}} + \frac{X_B}{E_{BI}} \right) \quad (29.4.3-2)$$

$$Y_{RI} = \frac{Z_F h_G (h_H + h_R)}{E_{FI}} + \frac{\tilde{Z}_F \tilde{h}_G (\tilde{h}_H + \tilde{h}_R)}{\tilde{E}_{FI}} + \left(\frac{Z_L h_L^2}{E_{LI}} + \frac{\tilde{Z}_L \tilde{h}_L^2}{\tilde{E}_{LI}} + \frac{X_B}{E_{BI}} \right) \quad (29.4.3-3)$$

式中,对预紧工况, g_C 总是取 1.0;对所有工况,计算 E_{GI} 时,取 $Q = F_{G0}/A_{Ge}$ 。

29.4.4 最小垫片反力。

预紧工况下所要求达到的最小垫片反力按式(29.4.4-1)计算:

$$F_{G0,min} = A_{Ge} Q_{0,min} \quad (29.4.4-1)$$

操作工况下所要求达到的最小垫片反力按式(29.4.4-2)计算:

$$F_{GI,min} = \max\{A_{Ge} Q_{I,min}; -(F_{QI} + F_{RI})\} \quad (29.4.4-2)$$

式中, $Q_{I,min}$ 可按本标准式(29.7.2-5)计算。

注:如果所有工况下的 $Q_{I,min}$ 是按法兰接头的紧密性准则确定,则 $F_{G0,min}$ 可不计算。

29.4.5 预紧工况下的力。

1 所要求的垫片反力和螺栓力。

为了保证在各操作工况下垫片反力能达到满足密封所要求的最小值,预紧工况下所需要的最小垫片反力和所对应的螺栓力按式(29.4.5-1)~式(29.4.5-3)计算:

$$F_{G\Delta} = \max_{I \neq 0} \{F_{GI,min} Y_{GI} + F_{QI} Y_{QI} + (F_{RI} Y_{RI} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_I\} / Y_{G0} \quad (29.4.5-1)$$

$$F_{G0,req} = \max\{F_{G0,min}; F_{G\Delta}\} \quad (29.4.5-2)$$

$$F_{B0,req} = F_{G0,req} + F_{R0} \quad (29.4.5-3)$$

如果式(29.4.5-2)得到的 $F_{G0, req}$ 大于本标准第 29.3.3 条第 2 款中所假定的 F_{G0} , 则应使 F_{G0} 取较大的值, 从本标准式(29.3.3-5)开始重新计算, 直到满足式(29.4.5-4):

$$F_{G0, req} \leq F_{G0} \quad (29.4.5-4)$$

通过叠代计算应使得计算得到的所需要的螺栓力接近所假定的值, 并满足一定的精度, 即式(29.4.5-5):

$$F_{G0, req} \approx F_{G0} \quad (29.4.5-5)$$

注:1 进行叠代计算, 应使得前后两次计算得到的 b_{G0} 的值相对误差至少小于 5%; 当需要对计算结果进行比较时, 相对误差宜小于 0.1%。

2 在安装阶段, 推荐实际的螺栓力稍大于所需要的螺栓力(即可大于 10%所需要的螺栓力)以使得接头有更好的密封性, 但实际螺栓力应满足本标准第 29.5 节的要求。

2 螺栓个数的影响。

螺栓力的分散影响系数与螺栓个数以及上紧螺栓的方式有关, 分散影响系数按式(29.4.5-6)和式(29.4.5-7)计算:

$$\epsilon_{n+} = \epsilon_{1+}(1 + 3/\sqrt{n_B})/4 \quad (29.4.5-6)$$

$$\epsilon_{n-} = \epsilon_{1-}(1 + 3/\sqrt{n_B})/4 \quad (29.4.5-7)$$

式中, ϵ_{1+} 和 ϵ_{1-} 的值可查表 29.4.5。

表 29.4.5 分散系数 ϵ_{1+} 、 ϵ_{1-}

螺栓上紧工具和方法	分散性影响因素	分散系数 ϵ_{1-}	分散系数 ϵ_{1+}
扳手; 凭操作者感觉, 无控制	操作者水平; 摩擦力, 刚度	0.3+0.5 μ	0.3+0.5 μ
套筒扳手	标定, 摩擦力, 刚度	0.2+0.5 μ	0.2+0.5 μ
扭矩扳手(仅测量扭矩)	标定, 润滑; 摩擦力	0.1+0.5 μ	0.1+0.5 μ
液压上紧装置(测量液压)	标定, 刚度, 螺栓长度	0.2	0.4
扳手或液压上紧装置(测量螺栓伸长量)	标定, 刚度, 螺栓长度	0.15	0.15
扳手(测量螺母转数, 螺栓接近屈服)	标定, 刚度, 摩擦力	0.10	0.10
扳手(测量扭矩和螺母转数, 螺栓接近屈服)	标定	0.07	0.07

注:1 非常有经验的操作者可使分散系数小于表列值(如当使用扭矩扳手且摩擦系数为 0.2 时, 分散系数可取 0.15 代替 0.2); 而无经验的操作者可使分散系数大于表列值;

2 表列值是对单个螺栓而言, 分散效应系数(针对总螺栓力)将小于单个螺栓的分散系数。

名义螺栓预紧力 $F_{B0, nom}$ 计算如下:

1) 当上紧螺栓时, 采用可控制螺栓载荷的方法, 可按式(29.4.5-8)确定:

$$F_{B0, nom} \geq \frac{F_{B0, req}}{1 - \epsilon_{n-}} \quad (29.4.5-8)$$

2) 当上紧螺栓时, 采用不能控制螺栓载荷的方法, 则按式(29.4.5-9)计算:

$$F_{B0, nom} = F_{B0, av} = A_B \frac{1000}{\sqrt{d_{B0}}} \quad (29.4.5-9)$$

式中, $F_{B0,av}$ 是平均螺栓力, 该值与 $F_{B0,req}$ 无关, 且应满足式(29.4.5-10):

$$F_{B0,av} \geq \frac{F_{B0,req}}{1 - \epsilon_n} \quad (29.4.5-10)$$

如不能满足上式, 则应改变螺栓的上紧方法。

由螺栓力的分散性而存在的最大螺栓预紧力和最小螺栓预紧力按式(29.4.5-11)和式(29.4.5-12)计算:

$$F_{B0,max} = F_{B0,nom}(1 + \epsilon_{n+}) \quad (29.4.5-11)$$

$$F_{B0,min} = F_{B0,nom}(1 - \epsilon_{n-}) \quad (29.4.5-12)$$

当螺栓上紧时, 应保证实际螺栓力不小于所需要最小螺栓力 $F_{B0,req}$, 即式(29.4.5-13):

$$F_{B0,min} \geq F_{B0,req} \quad (29.4.5-13)$$

在进行预紧工况下对螺栓和垫片的强度校核时, 应按式(29.4.5-14)和式(29.4.5-15)取:

$$F_{B0} = F_{B0,max} = F_{B0,nom}(1 + \epsilon_{n+}) \quad (29.4.5-14)$$

$$F_{G0} = F_{G0,max} = F_{B0,max} - F_{R0} \quad (29.4.5-15)$$

29.4.6 各操作工况下的力($I=1, 2, 3 \dots$)。

各操作工况下力的计算应在设计装配垫片反力 $F_{G0,d}$ 的基础上进行, $F_{G0,d}$ 按式(29.4.6-1)计算:

$$F_{G0,d} = \max \left\{ F_{G\Delta}; \frac{2}{3} \left(1 - \frac{10}{N_R} \right) F_{B0,max} - F_{R0} \right\} \quad (29.4.6-1)$$

注: 当 $N_R \leq 10$, 上式中右端第 2 项可取为 0。

在进行各操作工况下对螺栓和垫片的强度校核时, 垫片反力和螺栓力按式(29.4.6-2)和式(29.4.6-3)计算:

$$F_{G1} = \{ F_{G0,d} Y_{G0} - [F_{Q1} Y_{Q1} + (F_{R1} Y_{R1} - F_{R0} Y_{R0}) + \Delta U_1] \} / Y_{G1} \quad (29.4.6-2)$$

$$F_{B1} = F_{G1} + F_{Q1} + F_{R1} \quad (29.4.6-3)$$

29.5 强度校核

29.5.1 强度要求。

法兰连接接头中的每个零件在各工况下所受的载荷与其极限载荷之比 Φ_1 应满足式(29.5.1-1):

$$\Phi_1 \leq 1.0 \quad (I = 1, 2, 3 \dots) \quad (29.5.1-1)$$

对于 $\chi = d_4/d_0 \geq 2.0$ 的整体法兰和 $\chi = d_4/d_6 \geq 2.0$ 的松式法兰, 对法兰进行强度校核时, 将按式(29.5.1-2)强度要求替代上式:

$$\Phi \leq \Phi_{max} = \min \left\{ 1.0; 0.6 + \frac{1}{\sqrt{5.25 + (\chi - 1)^2}} \right\} \quad (29.5.1-2)$$

29.5.2 螺栓。

本条采用的螺栓许用应力的确定原则与法兰和壳体许用应力的确定原则相同。螺栓的载荷比应满足式(29.5.2-1):

$$\Phi_B = \frac{F_B}{A_B [\sigma]_B} \sqrt{1 + (3.2C\mu)^2} \leq 1.0 \quad (29.5.2-1)$$

式中,系数 C 按以下确定:

a) 螺栓在上紧以后,螺栓中存在扭矩时:

当允许螺栓发生少量屈服(该情况一般推荐适用于最小断裂伸长量大于 10% 的有足够韧性的材料), C 按式(29.5.2-2):

$$C = 1.0 \quad (29.5.2-2)$$

严格要求螺栓处于弹性状态(一般针对最小断裂伸长量小于 10% 的无足够韧性的材料),或存在连接接头反复拆装的情况, C 按式(29.5.2-3):

$$C = 4/3 = 1.333 \quad (29.5.2-3)$$

b) 螺栓在上紧以后,螺栓中不存在扭矩时(如采用液压张紧器), C 按式(29.5.2-4):

$$C = 0 \quad (29.5.2-4)$$

摩擦系数 μ 见本标准第 29.6.3 条,并可假定所有零件间的摩擦系数是相同的。

注:预紧工况下算得的 Φ_B, \min 不宜小于 0.3,以免螺栓总截面积过大。

29.5.3 垫片。

垫片的载荷比应满足式(29.5.3-1)和式(29.5.3-2)要求:

$$\Phi_G = \frac{F_G}{A_{Gt} c_G Q_{\max}} \leq 1.0 \quad (29.5.3-1)$$

$$c_G = 1 + \frac{b_{Gt}}{20e_G} \quad (29.5.3-2)$$

式中, Q_{\max} 的取值见本标准第 29.7 节。

29.5.4 整体法兰、翻边或凸缘。

法兰、翻边或凸缘的载荷比按式(29.5.4-1)计算:

$$\Phi_F = \frac{|F_G h_G + F_Q (h_H - h_P) + F_R h_H|}{W_F} \leq \Phi_{\max} \quad (29.5.4-1)$$

式中 W_F 按式(29.5.4-2):

$$W_F = \frac{\pi}{4} \{ [\sigma]_F 2b_F e_F^2 (1 + 2\psi_{opt} \psi_Z - \psi_Z^2) + [\sigma]_E d_E e_D^2 c_M j_M k_M \} \quad (29.5.4-2)$$

上式中采用的系数按式(29.5.4-3)~式(29.5.4-19)计算:

$$e_D = e_1 \left\{ 1 + \frac{(\beta - 1)l_H}{\sqrt{(\beta/3)^4 (d_1 e_1)^2 + l_H^4}} \right\} \quad (29.5.4-3)$$

$$[\sigma]_E = \min\{[\sigma]_F; [\sigma]_S\} \quad (29.5.4-4)$$

$$\delta_Q = \frac{pd_E}{[\sigma]_E 2e_D \cos \varphi_S} \quad (29.5.4-5)$$

$$\delta_R = \frac{F_R}{[\sigma]_E \pi d_E e_D \cos \varphi_S} \quad (29.5.4-6)$$

当法兰与圆筒体或锥形壳体连接时,系数 c_M 和 c_S 计算:

$$c_M = \sqrt{1.333[1 - 0.75(0.5\delta_Q + \delta_R)^2][1 - (0.75\delta_Q + \delta_R)^2]} \quad (29.5.4-7)$$

$$c_S = \frac{\pi}{4} [\sqrt{1 - 0.75(0.5\delta_Q + \delta_R)^2} + j_S(0.5\delta_R - 0.75\delta_Q)] \quad (29.5.4-8)$$

当法兰与球形壳体连接时,系数 c_M 和 c_S 计算:

表 29.5.4 确定 ψ_z 的值

j_M	ψ_{opt} 的范围	k_M	ψ_z
$j_M = +1$	$\psi_{max} \leq \psi_{opt}$	$k_M = +1$	$\psi_z = \psi_{max}$
	$\psi_0 \leq \psi_{opt} < \psi_{max}$	$k_M = +1$	$\psi_z = \psi_{opt}$
	$\psi_{opt} < \psi_0$	$k_M < +1$	$\psi_z = \psi(-1, k_M, +1)$
$j_M = -1$	$\psi_{opt} \leq \psi_{min}$	$k_M = -1$	$\psi_z = \psi_{min}$
	$\psi_{min} \leq \psi_{opt} < \psi_0$	$k_M = -1$	$\psi_z = \psi_{opt}$
	$\psi_0 < \psi_{opt}$	$k_M > -1$	$\psi_z = \psi(+1, k_M, +1)$

注:1 应以 $j_S = +1$ 和 $j_S = -1$ 分别计算 c_S ;

2 $k_M, k_S, \psi_{max}, \psi_{min}, \psi_0, \psi_z$ 按式(29.5.4-15)~式(29.5.4-17)和表 29.5.4 计算和取值;

3 在计算 c_M 时,如式(29.5.4-7)或式(29.5.4-9)的右端根号中为负值,则表示法兰颈部强度不够,需调整结构尺寸后重新计算;如计算结果为 $\psi_{max} < -1.0$ 或 $\psi_{max} > +1.0$,表示法兰环强度不够,需调整结构尺寸后重新计算;

4 当表 29.5.4 中给出 $k_M < +1$ 或 $k_M > -1$ 时, k_M 的取值应使 W_F 达到最大值;

5 当 $e_X < e_2$ 时,还应按本标准式(29.5.5-3)进行校核;

6 当按式(29.5.4-1)对凸缘或翻边进行校核时,取 $\Phi_{max} = 1.0$ 。

$$c_M = \sqrt{1.333[1 - 0.75(0.5\delta_Q + \delta_R)^2][1 - (0.25\delta_Q^2 + 3\delta_R^2)]} \quad (29.5.4-9)$$

$$c_S = \frac{\pi}{4} [\sqrt{1 - 0.75(0.5\delta_Q + \delta_R)^2} + j_S(1.5\delta_R - 0.25\delta_Q)] \quad (29.5.4-10)$$

对所有的结构,其他系数计算:

$$j_M = \text{sign}\{F_G h_G + F_Q(h_H - h_F) + F_R h_H\} = \pm 1.0 \quad (29.5.4-11)$$

$$j_S = \pm 1 \quad (29.5.4-12)$$

$$-1.0 \leq k_M \leq 1.0 \quad (29.5.4-13)$$

$$0 \leq k_S \leq 1.0 \quad (29.5.4-14)$$

$$\psi(j_S, k_M, k_S) = \frac{f_E d_E e_D \cos \varphi_S}{f_F 2b_F e_F} \cdot$$

$$\left\{ (0.5\delta_Q + \delta_R) \tan \varphi_S - \frac{\delta_Q 2e_P}{d_E} + j_S k_S \sqrt{\frac{e_D c_M c_S (1 + j_S k_M)}{d_E (\cos \varphi_S)^3}} \right\} \quad (29.5.4-15)$$

$$\psi_{opt} = j_M \left(2 \frac{e_P}{e_F} - 1 \right); \quad (-1.0 \leq \psi_{opt} \leq 1.0) \quad (29.5.4-16)$$

$$\psi_{max} = \psi(+1, +1, +1) \quad (29.5.4-17)$$

$$\psi_0 = \psi(0, 0, 0) \quad (29.5.4-18)$$

$$\psi_{min} = \psi(-1, -1, +1) \quad (29.5.4-19)$$

29.5.5 法兰盖。

法兰盖应按式(29.5.5-1)进行校核计算:

$$\Phi_F = \max \left\{ \begin{array}{l} |F_B h_G + F_Q(1 - \rho^3) d_{Ge}/6 + F_R(1 - \rho) d_{Ge}/2|; \\ |F_B h_G + F_Q(1 - \rho^3) d_{Ge}/6|; |F_R(1 - \rho) d_{Ge}/2| \end{array} \right\} \frac{1}{W_F} \leq 1.0 \quad (29.5.5-1)$$

式中 W_F 按式(29.5.5-2):

$$W_F = \frac{\pi}{4} [\sigma]_F \{ 2b_F e_F^2 + d_0 (1 - \rho) e_0^2 \} \quad (29.5.5-2)$$

当 $e_X < e_F$ 时,还应按式(29.5.5-3)进行校核:

$$\Phi_X = \frac{F_B (d_3 - d_X)}{2W_X} \leq 1.0 \quad (29.5.5-3)$$

式中 W_X 按式(29.5.5-4):

$$W_X = \frac{\pi}{4} [\sigma]_F \{ (d_4 - 2d_{5c} - d_X) e_F^2 + d_X e_X^2 \} \quad (29.5.5-4)$$

29.5.6 松式法兰、凸缘或翻边。

松式法兰的载荷比应满足式(29.5.6-1):

$$\Phi_L = \frac{F_B h_L}{W_L} \leq \Phi_{\max} \quad (29.5.6-1)$$

式中, W_L 按式(29.5.6-2):

$$W_L = \frac{\pi}{2} [\sigma]_L b_L e_L^2 \quad (29.5.6-2)$$

当采用平垫片且 $(d_{G2} - d_7) > 0$ 时,凸缘或翻边按式(29.5.6-3)校核:

$$\Phi_F = \frac{|F_Q + F_R| h_H}{\frac{\pi}{4} d_E \{ [\sigma]_E \min[e_E^2; e_F^2] + \min[[\sigma]_F e_F^2; Q_{\max} (d_{G2} - d_7)^2 / 4] \}} \leq 1.0 \quad (29.5.6-3)$$

注:1 当采用平垫片且 $(d_{G2} - d_7) > 0$ 时,凸缘或翻边可以按本标准式(29.5.4-1)校核,也可以按式(29.5.6-3)校核,两式中只要有一式合格即可;当为其他垫片时,凸缘或翻边应按式(29.5.4-1)校核。

2 计算本标准式(29.5.4-1)~式(29.5.4-19)以及式(29.5.6-1)~式(29.5.6-3)时, d_7 按本标准式(29.3.1-27)的取值应使得 $\max(\Phi_F, \Phi_L)$ 为最小。在按不同载荷工况计算极限载荷比时, d_7 可以取不同的值。在计算预紧工况下的载荷比时,可取 $d_7 \neq d_{70}$ 。

29.6 补充要求和计算

29.6.1 法兰厚度。

当考虑由于螺栓间距过大而可能使得垫片应力不够均匀时,法兰最小厚度应满足式(29.6.1-1)要求:

$$e_F \geq P_B \sqrt[3]{\frac{E_{Gm} b_{Gc} P_B}{E_F e_G b_F} \cdot \frac{\sqrt{1 - (\Phi_{G0})^2}}{10}} \quad (29.6.1-1)$$

式中, E_{Gm} 按本标准表 29.3.3 计算。按本标准式(29.5.3-1)计算 Φ_{G0} 时, F_{G0} 按式(29.6.1-2)计算:

$$F_{G0} = F_{B0, nom} (1 - \epsilon_{n-}) - F_{R0} \quad (29.6.1-2)$$

对于松式法兰,以 e_L 、 b_L 、 E_L 代替式(29.6.1-1)中的 e_F 、 b_F 、 E_F 。

29.6.2 螺栓的上紧。

1 分散系数可按本标准表 29.4.5 取值。

2 当使用标准扳手(无加长力臂和锤击)手工上紧螺栓时,平均预紧螺栓力可按式(29.6.2)

计算:

$$F_{B0,av} = A_B \frac{1000}{\sqrt{d_{B0}}} \quad (29.6.2)$$

式中, A_B 的单位为毫米平方(mm^2), d_{B0} 的单位为毫米(mm), F_{B0} 的单位为为牛顿(N)。

注:该上紧方法不推荐使用。

29.6.3 螺栓预紧扭矩。

当使用扭矩扳手时,螺栓的名义预紧扭矩可按式(29.6.3-1)计算:

$$M_{t,nom} = \frac{k_B F_{B0,nom}}{n_B} \quad (29.6.3-1)$$

式中 k_B 按式(29.6.3-2):

$$k_B = 1.2\mu d_{B0} \quad (29.6.3-2)$$

式中,摩擦系数是考虑了螺纹与螺母以及螺母与法兰表面之间的摩擦后所取的平均值,可按以下范围内取值。

对有润滑的光滑表面,按式(29.6.3-3):

$$\mu = 0.10 \sim 0.15 \quad (29.6.3-3)$$

对一般表面,按式(29.6.3-4):

$$\mu = 0.15 \sim 0.25 \quad (29.6.3-4)$$

对干燥的粗糙表面,按式(29.6.3-5):

$$\mu = 0.20 \sim 0.35 \quad (29.6.3-5)$$

29.6.4 法兰的扭转。

法兰环的扭转角可按式(29.6.4-1)或式(29.6.4-2)计算:

$$\Theta_{FI} = \left(\frac{Z_F}{E_F}\right) \{F_{GI}h_G + F_{QI}(h_H - h_P + h_Q) + F_{RI}(h_H + h_R)\} \quad (29.6.4-1)$$

$$\Theta_{LI} = \left(\frac{Z_L}{E_L}\right) F_{BI}h_L \quad (29.6.4-2)$$

式中,对应于脚标 I 的各载荷应考虑可能出现的最大值和最小值,这些最大值和最小值将通过式(29.6.4-3)~式(29.6.4-8)算得的最大、最小垫片反力和螺栓力来计算得到:

预紧工况:

$$F_{G0,min} = F_{B0,min} - F_{R0} \quad (29.6.4-3)$$

$$F_{G0,max} = F_{B0,max} - F_{R0} \quad (29.6.4-4)$$

注: $F_{B0,min}$ 和 $F_{B0,max}$ 可按本标准式(29.4.5-9)和式(29.4.5-10)计算。

各操作工况:

$$F_{GI,min} = \{F_{G0,min}Y_{G0} - [F_{QI}Y_{QI} + (F_{RI}Y_{RI} - F_{R0}Y_{R0}) + \Delta U_I]\}/Y_{GI} \quad (29.6.4-5)$$

$$F_{GI,max} = \{F_{G0,max}Y_{G0} - [F_{QI}Y_{QI} + (F_{RI}Y_{RI} - F_{R0}Y_{R0}) + \Delta U_I]\}/Y_{GI} \quad (29.6.4-6)$$

$$F_{BI,min} = F_{GI,min} + F_{QI} + F_{RI} \quad (29.6.4-7)$$

$$F_{BI,max} = F_{GI,max} + F_{QI} + F_{RI} \quad (29.6.4-8)$$

如对法兰转角有限制值(如垫片对法兰转角有限制),则应使得式(29.6.4-1)或式(29.6.4-2)计算得到的最大值不大于该限制值。

29.7 垫片性能参数

29.7.1 本节给出了各种垫片材料性能参数的参考值,可采用本节给出的垫片性能参数按本章各节的方法进行法兰接头计算。如对所采用的垫片,垫片供应商能提供实际的实验数据,则设计者宜采用垫片供应商所提供的实际数据进行计算。

29.7.2 特殊符号说明。

E_G ——垫片卸载状态下,当压缩应力 $Q > 0$ 时的弹性模量(MPa),按式(29.7.2-1)

$$E_G = E_0 + K_1 Q_{(\max)} \quad (29.7.2-1)$$

注:1 当考虑蠕变时,弹性模量 E_G 可按式(29.7.2-2)计算:

$$E_G = \{E_0 + K_1 Q_{\max}\} g_c \quad (29.7.2-2)$$

2 式中的 $Q_{(\max)}$ 是在卸载状态下,实际垫片反力的最大值。在计算时,可按 $Q_{(\max)} = Q_{(l=0)}$ 取值。 $Q_{(l=0)}$ 按式(29.7.2-3)和式(29.7.2-4)计算:

$$Q_{(l=0)} = \frac{F_{G0}}{A_{Ge}} \quad (29.7.2-3)$$

$$F_{G0} = \frac{F_{G0,\min} + F_{G0,\max}}{2} \quad (29.7.2-4)$$

m_1 ——垫片系数,可用来按式(29.7.2-5)计算操作工况下达到密封所需要最小垫片压缩应力:

$$Q_{l,\min} = m_1 | p_1 | \quad (29.7.2-5)$$

29.7.3 垫片性能参数表。

常用垫片的性能参数见表 29.7.3-1~表 29.7.3-6。

表 29.7.3-1 非金属垫片和内嵌金属的垫片

垫片类型	$t(^{\circ}\text{C})$	$Q_{0,\min}$ (MPa)	Q_{\max} (MPa)	E_0 (MPa)	K_1	m_1	g_c
橡胶 ¹	0~20	0.5	28	200	10	0.9	0.9
	100	—	18	200	10	0.9	0.9
	150	—	12	200	10	0.9	0.9
聚四氟乙烯	0~20	10	50	600	20	1.3	0.9
	100	—	35	500	20	1.3	0.7
	200	—	20	400	20	1.3	0.5
膨胀聚四氟乙烯	0~20	12	150	500	40	1.3	1.0
	100	—	150	1500	35	1.3	0.9
	200	—	150	2500	30	1.3	0.8
无金属内嵌的膨胀石墨	0~20	10	100	1	26	1.3	1.0
	100	—	100	1	26	1.3	1.0
	200	—	95	1	26	1.3	1.0
	300	—	90	1	26	1.3	1.0
内嵌有孔金属的膨胀石墨	0~20	15	150	1	31	1.3	1.0
	100	—	145	1	31	1.3	1.0
	200	—	140	1	31	1.3	1.0
	300	—	130	1	31	1.3	1.0

续表 29.7.3-1

垫片类型	$t(^{\circ}\text{C})$	$Q_{0,\min}(\text{MPa})$	$Q_{\max}(\text{MPa})$	$E_0(\text{MPa})$	K_1	m_1	g_c
内嵌粘结平金属板的膨胀石墨	0~20	10	100	1	28	1.3	0.9
	100	—	90	1	28	1.3	0.9
	200	—	80	1	28	1.3	0.9
	300	—	70	1	28	1.3	0.9
膨胀石墨和薄金属片压制成型	0~20	15	270	1	33	1.3	1.0
	100	—	250	1	33	1.3	1.0
	200	—	230	1	33	1.3	1.0
	300	—	210	1	33	1.3	1.0
带粘合剂的无石棉纤维 $e_G < 1\text{mm}$	0~20	40	100	500	20	1.6	—
	100	—	90	500	20	1.6	—
	200	—	70	500	20	1.6	—
带粘合剂的无石棉纤维 $e_G \geq 1\text{mm}$	0~20	35	80	500	20	1.6	—
	100	—	70	500	20	1.6	—
	200	—	60	500	20	1.6	—

注:1 计算时采用的垫片厚度 e_G 应取载荷作用下的厚度。

2 符号“—”表示无实验或经验数据。

表 29.7.3-2 有外包层的槽形金属垫片

垫片类型	$t(^{\circ}\text{C})$	$Q_{0,\min}(\text{MPa})$	$Q_{\max}(\text{MPa})$	$E_0(\text{MPa})$	K_1	m_1	g_c
外包聚四氟乙烯的软钢或软铁	0~20	10	350	16000	—	1.3	0.9
	100	—	330	16000	—	1.3	0.8
	200	—	290	16000	—	1.3	0.7
	300	—	250	16000	—	1.3	0.6
外包聚四氟乙烯的不锈钢	0~20	10	500	16000	—	1.3	0.9
	100	—	480	16000	—	1.3	0.8
	200	—	450	16000	—	1.3	0.7
	300	—	420	16000	—	1.3	0.6
外包石墨的软钢或软铁	0~20	15	350	16000	—	1.3	1.0
	100	—	330	16000	—	1.3	1.0
	200	—	290	16000	—	1.3	1.0
	300	—	250	16000	—	1.3	1.0
外包石墨的低合金耐热钢	0~20	15	400	16000	—	1.3	1.0
	100	—	390	16000	—	1.3	1.0
	200	—	360	16000	—	1.3	1.0
	300	—	320	16000	—	1.3	1.0
	400	—	270	16000	—	1.3	0.9
	500	—	220	16000	—	1.3	0.8

续表 29.7.3-2

垫片类型	$t(^{\circ}\text{C})$	$Q_{0,\min}(\text{MPa})$	$Q_{\max}(\text{MPa})$	$E_0(\text{MPa})$	K_1	m_1	g_c
外包石墨的不锈钢	0~20	15	500	16000	—	1.3	1.0
	100	—	480	16000	—	1.3	1.0
	200	—	450	16000	—	1.3	1.0
	300	—	420	16000	—	1.3	1.0
	400	—	390	16000	—	1.3	0.9
	500	—	350	16000	—	1.3	0.8
外包银层的低合金耐热钢	0~20	125	600	20000	—	1.8	1.0
	100		570	20000	—	1.8	1.0
	200	—	540	20000	—	1.8	1.0
	300	—	500	20000	—	1.8	1.0
	400	—	460	20000	—	1.8	1.0
	500	—	400	20000	—	1.8	0.9
	600	—	250	20000	—	1.8	0.8

注:符号“—”表示无实验或经验数据。

表 29.7.3-3 有内填层的缠绕垫片

垫片类型	$t(^{\circ}\text{C})$	$Q_{0,\min}(\text{MPa})$	$Q_{\max}(\text{MPa})$	$E_0(\text{MPa})$	K_1	m_1	g_c
内填聚四氟乙烯,一面有支撑环	0~20	20	110	6000	—	1.6	0.9
	100	—	100	6000	—	1.6	0.8
	200	—	90	6000	—	1.6	0.7
	300	—	80	6000	—	1.6	0.6
内填聚四氟乙烯,两面有支撑环	0~20	20	180	6000	—	1.6	0.9
	100	—	170	6000	—	1.6	0.8
	200	—	160	6000	—	1.6	0.7
	300	—	150	6000	—	1.6	0.6
内填石墨,一面有支撑环	0~20	20	110	8000	—	1.6	1.0
	100	—	110	8000	—	1.6	1.0
	200	—	100	8000	—	1.6	1.0
	300	—	90	8000	—	1.6	1.0
	400	—	80	8000	—	1.6	0.9
内填石墨,两面有支撑环	0~20	50	300	10000	—	1.6	1.0
	100	—	280	10000	—	1.6	1.0
	200	—	250	10000	—	1.6	1.0
	300	—	220	10000	—	1.6	1.0
	400	—	180	10000	—	1.6	0.9

注:1 符号“—”表示无实验或经验数据;

2 推荐使用两边有支撑环的形式。

表 29.7.3-4 金属垫片

垫片类型	$t(^{\circ}\text{C})$	$Q_{0,\min}(\text{MPa})$	$Q_{0,\max}(\text{MPa})$	$E_0(\text{MPa})$	K_1	m_1	g_c
(软)铝	0~20	50	100	70000	0	2.0	1.0
	100	—	85	65000	0	2.0	0.9
	200	—	60	60000	0	2.0	0.8
	300	—	20	50000	0	2.0	0.7
(软)铜或黄铜	0~20	100	210	115000	0	2.0	1.0
	100	—	190	110000	0	2.0	1.0
	200	—	155	105000	0	2.0	1.0
	300	—	110	95000	0	2.0	0.9
	(400)	—	50	85000	0	2.0	0.7
(软)铁	0~20	175	380	210000	0	2.0	1.0
	100	—	340	205000	0	2.0	1.0
	200	—	280	195000	0	2.0	1.0
	300	—	220	185000	0	2.0	1.0
	400	—	160	175000	0	2.0	0.9
	(500)	—	100	165000	0	2.0	0.7
(软)钢	0~20	200	440	210000	0	2.0	1.0
	100	—	410	205000	0	2.0	1.0
	200	—	360	195000	0	2.0	1.0
	300	—	300	185000	0	2.0	1.0
	400	—	220	175000	0	2.0	0.9
	(500)	—	140	165000	0	2.0	0.7
耐热低合金钢	0~20	225	495	210000	0	2.0	1.0
	100	—	490	205000	0	2.0	1.0
	200	—	460	195000	0	2.0	1.0
	300	—	420	185000	0	2.0	1.0
	400	—	370	175000	0	2.0	1.0
	500	—	310	165000	0	2.0	0.9
不锈钢	0~20	250	550	200000	0	2.0	1.0
	100	—	525	195000	0	2.0	1.0
	200	—	495	188000	0	2.0	1.0
	300	—	460	180000	0	2.0	1.0
	400	—	425	170000	0	2.0	0.9
	500	—	370	160000	0	2.0	0.8
	(600)	—	300	150000	0	2.0	0.7
耐热不锈钢	0~20	300	660	210000	0	2.0	1.0
	100	—	630	205000	0	2.0	1.0
	200	—	600	200000	0	2.0	1.0
	300	—	560	194000	0	2.0	1.0
	400	—	510	188000	0	2.0	1.0
	500	—	445	180000	0	2.0	0.9
	600	—	360	170000	0	2.0	0.8

注:符号“—”表示无实验或经验数据。

表 29.7.3-5 有外包层的金属包垫片

垫片类型	$t(^{\circ}\text{C})$	$Q_{0,\min}(\text{MPa})$	$Q_{\max}(\text{MPa})$	$E_0(\text{MPa})$	K_1	m_1	g_c
有外包和内嵌膨胀聚四氟乙烯的不锈钢	0~20	10	150	1	69	1.3	1.0
	100	—	150	1	69	1.3	0.9
	200	—	150	1	69	1.3	0.8
	(300)	—	150	1	69	1.3	0.7
有外包和内嵌膨胀聚四氟乙烯的镍基合金	0~20	10	150	1	69	1.3	1.0
	100	—	150	1	69	1.3	0.9
	200	—	150	1	69	1.3	0.8
	(300)	—	150	1	69	1.3	0.7
有外包和内嵌石墨的软钢或软铁	0~20	20	300	1	48	1.3	1.0
	100	—	300	1	48	1.3	1.0
	200	—	300	1	48	1.3	1.0
	300	—	300	1	48	1.3	1.0
	400	—	300	1	48	1.3	1.0
	(500)	—	300	1	48	1.3	1.0
有外包和内嵌石墨的低合金钢(含4%~6%的Cr)或不锈钢	0~20	20	300	1	48	1.3	1.0
	100	—	300	1	48	1.3	1.0
	200	—	300	1	48	1.3	1.0
	300	—	300	1	48	1.3	1.0
	400	—	300	1	48	1.3	1.0
	500	—	300	1	48	1.3	1.0

注:符号“—”表示无实验或经验数据。

表 29.7.3-6 金属包垫片

垫片类型	$t(^{\circ}\text{C})$	$Q_{0,\min}(\text{MPa})$	$Q_{\max}(\text{MPa})$	$E_0(\text{MPa})$	K_1	m_1	g_c
(软)铝包石墨	0~20	50	135	500	25	1.6	1.0
	100	—	120	800	25	1.6	1.0
	200	—	90	1100	25	1.6	1.0
	(300)	—	60	1400	25	1.6	1.0
(软)铜或黄铜包石墨	0~20	60	150	600	25	1.8	1.0
	100	—	140	900	25	1.8	1.0
	200	—	130	1200	25	1.8	1.0
	300	—	120	1500	25	1.8	1.0
	400	—	100	1800	25	1.8	1.0
软钢或软铁包石墨	0~20	80	180	800	25	2.0	1.0
	100	—	170	1100	25	2.0	1.0
	200	—	160	1400	25	2.0	1.0
	300	—	150	1700	25	2.0	1.0
	400	—	140	2000	25	2.0	1.0
	(500)	—	120	2300	25	2.0	1.0
低合金钢(含4%~6%的Cr)或不锈钢包石墨	0~20	100	250	800	25	2.2	1.0
	100	—	240	1100	25	2.2	1.0
	200	—	220	1400	25	2.2	1.0
	300	—	200	1700	25	2.2	1.0
	400	—	180	2000	25	2.2	1.0
	500	—	140	2300	25	2.2	1.0

注:符号“—”表示无实验或经验数据。

中华人民共和国化工行业标准

钢制化工容器强度计算规定

HG/T 20582—2011

编 制 说 明

目 次

1 受内压斜锥壳的计算	(373)
2 大锥角锥形封头的设计和计算	(374)
3 半圆管夹套容器的设计	(375)
4 作用有内压和轴向载荷的带折边变径段的设计	(377)
5 内压薄壁凸形封头的设计和计算	(378)
6 非径向接管的开孔补强计算	(379)
7 大开孔的补强计算	(382)
8 外压圆筒上设有支承圈时对圆筒承载能力提高的计算	(384)
9 外载荷作用下法兰当量设计压力的计算	(385)
10 金属齿形环与薄覆盖层组合式垫片的密封设计和计算	(386)
11 无垫片焊接密封法兰的设计和计算	(388)
12 非圆形法兰的设计和计算	(390)
13 卡箍连接件设计	(391)
14 齿啮式卡箍连接件设计	(392)
15 整体相连的齿啮式卡箍连接件设计	(393)
16 凸缘法兰的设计和计算	(394)
17 透镜垫密封的高压螺纹法兰的设计和计算	(396)
18 多鞍座卧式容器的设计和计算	(398)
19 带刚性环耳式支座的设计和计算	(399)
20 带加强筋的圆形平板盖设计和计算	(400)
21 内压弯头计算	(401)
22 斜接弯管(虾米弯)的设计和计算	(403)
23 焊制三通的计算	(405)
24 Y形管的设计和计算	(407)
25 Ω 形膨胀节的设计和计算	(408)
26 外载荷对圆筒引起的局部应力计算	(409)
27 外载荷通过接管或实心附件对球壳引起的局部应力计算	(411)
28 外载荷通过开孔接管对圆筒(包括和圆筒连接处的接管)引起的局部应力计算	(413)
29 法兰设计的另一方法	(415)

1 受内压斜锥壳的计算

斜圆锥壳体在压力容器上应用较为广泛, HG 20582—1998 提供了其设计计算的方法, 当时是按照美国 1992 版 ASME Ⅷ-1 和日本 JIS B8243 编制的, 为广大设计人员提供了有益的技术支持, 很受欢迎。

随着技术的不断发展, 美国 ASME 规范这些年来也有了较大的发展和变化, 2007 版的 ASME Ⅷ-1 和 Ⅷ-2 都有斜锥壳的计算方法。不论是 ASME Ⅷ-1, 还是 ASME Ⅷ-2, 都是通过一定的计算和规定, 将斜锥壳作为正锥壳来计算。ASME Ⅷ-2 在计算方面有了较大的变动, 不是通过查取曲线的有关参数来计算, 而是通过一系列的公式对圆筒、锥壳及过渡段进行应力计算, 因此较以前的方法更为科学更为合理。为此本版 HG/T 20582 即采取了 2007 版 ASME Ⅷ-2 的设计计算方法。

本版 HG/T 20582 适用于受内压的斜锥壳计算, 没有列入受外压斜锥壳的计算, 设计人员如要进行受外压斜锥壳的设计计算, 可以参阅 2007 版 ASME Ⅷ-2。

本版 HG/T 20582 适用于受内压的斜锥壳计算, 也就是说斜锥壳所承受的载荷仅是内压力, 没有列入作用有外载荷(外力和外力矩)的情况, 设计人员如在工程上遇到同时作用有外载荷的情况, 也可参阅 2007 版 ASME Ⅷ-2。

本版 HG/T 20582 的斜锥壳包括无折边和有折边两类情况。在无折边斜锥壳计算中, 本标准采用与《钢制压力容器》GB 150 中相同的规定, 用于半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$, 对于 $\alpha > 30^\circ$ 则要求采用折边结构。但 2007 版 ASME Ⅷ-2 中无折边斜锥壳的计算方法可用于 $\alpha \leq 60^\circ$ 。对于折边锥壳不论是《钢制压力容器》GB 150, 还是 2007 版 ASME Ⅷ-2 均可用于 $\alpha \leq 60^\circ$, 因此本版 HG/T 20582 对折边锥壳也规定 $\alpha \leq 60^\circ$ 。

参考文献

- [1] 美国压力容器规范 ASME Ⅷ-2 2007 版, 中国石化出版社中译本
- [2] 美国压力容器规范 ASME Ⅷ-1 2007 版, 中国石化出版社中译本
- [3] 美国压力容器规范 ASME Ⅷ-1 1992 版, 英文版
- [4] JIS 使用方法连载《JIS 压力容器——说明及计算算例》. 化工部设备设计技术中心站, 1982 年
- [5] 日本劳动省安全卫生部安全课编, 《锅炉压力容器构造规范讲解》. 化工部设备设计技术中心站
- [6] 《异型零部件计算补遗——斜锥的计算》. 化工设备设计, 1980 年第 2 期

2 大锥角锥形封头的设计和计算

在《钢制压力容器》GB 150 中,只适用半顶角 $\alpha \leq 60^\circ$ 的锥形封头。对于大锥角锥形封头的设计和计算较少有规范性的规定,本标准采用的方法是基于前苏联国家标准 ГОСТ 14249—1989《容器及设备强度计算的规范和方法》,它适用于半顶角 $\alpha > 70^\circ$ 的锥形封头,因此,本标准同样规定 $\alpha > 70^\circ$ 。

参 考 文 献

- [1] 前苏联国家标准 ГОСТ 14249—1989《容器及设备强度计算的规范和方法》(译文). 全国压力容器标准化技术委员会

3 半圆管夹套容器的设计

半圆管夹套容器由于在结构和传热工艺上的独特优点,特别是对于不锈钢容器,可以较传统的夹套容器更为节约容器用材,所以使用愈益广泛。但至今国内尚未制定相应的设计标准。

HG 20582—1998 参照 1992 版 ASME Ⅷ-1 附录 EE^[1],并根据制定该标准的背景材料^[2],写进了半圆夹套内为正压,容器内可以是正压或负压的适用条件,并对容器尺寸、厚度、半圆管尺寸等相应作出限定。

ASME Ⅷ-1 从 1995 版起,补充了该计算方法仅“适用于壳体或封头内均为正压,半管式夹套内为正压两种情况同时存在时”的总则,并相应将由半圆管夹套对壳体所引起的轴向(经向)弯曲应力的限制条件 $F=1.5[\sigma]^t-\sigma'$ 用括号说明 F 应不大于 $1.5[\sigma]^t$;此外,还规定取 $\sigma'=\frac{p_c R}{2t}$ 的同时,补充了当轴向力与压力应力 $\left(\frac{p_c R}{2t}\right)$ 的组合,使 σ' 为负值时, σ' 应取为零的说明。于是,在国内就引起了半圆管夹套是否能用于负压内容器的讨论。

根据文献[2]和[3]对半圆管夹套容器的设计原理分析,表明了半圆管夹套对内容器壳体所引起的轴向(经向)弯曲应力为 F 值,而由内容器压力 p_c (正压或负压)对内容器壳体所引起的轴向(经向)应力为 $\frac{p_c R}{2t}$ (拉或压),此二者的叠加即 $F+\frac{p_c R}{2t}$ 属于弯曲和薄膜应力的组合,可以用 $1.5[\sigma]^t$ 限制,即可表示为 $F+\sigma'\leq 1.5[\sigma]^t$ 。但 ASME Ⅷ-1 用移项后的 $F\leq 1.5[\sigma]^t-\sigma'$ 表示,于是就发生了如内容器为负压, σ' 为负值,导致 $F\leq 1.5[\sigma]^t+\sigma'$,即弯曲应力 F 可以用比 $1.5[\sigma]^t$ 为大的值进行限制的不合理现象。有鉴于此,所以 ASME Ⅷ-1 从 1995 版起,补充了 F 应不大于 $1.5[\sigma]^t$ 以及当轴向力与压力应力 $\left(\frac{p_c R}{2t}\right)$ 的组合,使 σ' 为负值时, σ' 应取为零的说明,其目的都是为防止 $F\leq 1.5[\sigma]^t+\sigma'$,即弯曲应力 F 可以用比 $1.5[\sigma]^t$ 为大的值进行限制的不合理现象。编者认为,在补充了这些说明之后,ASME Ⅷ-1 的仅“适用于壳体或封头内均为正压,半管式夹套内为正压两种情况同时存在时”总则并无必要,因为即使内容器为负压而导致 $\frac{p_c R}{2t}$ 为负值时,由于已规定应取为零,也不会出现 $F\leq 1.5[\sigma]^t+\sigma'$,即弯曲应力可以用比 $1.5[\sigma]^t$ 为大的值进行限制的不合理现象。针对国内对此的讨论,编者撰文[4]发表了这些看法。

2007 版对 ASME Ⅷ-2 全部作了改写,在其按规则设计部分中引进了和 ASME Ⅷ-1 完全相同的半管式夹套设计内容,但删除了 Ⅷ-1“适用于壳体或封头内均为正压,半管式夹套内为正压两种情况同时存在时”的总则,相应改为适用于由 NPS 2,3 或 4 公称管建造的、且承受内压载荷的半管式夹套设计,以及当轴向力与压力应力组合时造成 σ' 为负值,则 σ' 应取为零的说明。

本修订版根据上述分析,为和 ASME Ⅷ-1、Ⅷ-2 相协调,取消(实为回避)了“容器内可以是正压

或负压”的适用条件,但在圆筒和封头的有效厚度一节中,明确规定应根据容器计算压力为正压或负压,按《钢制压力容器》GB 150 的相关章节确定,即肯定了内容器可以为正压或负压。

参 考 文 献

- [1] ASME VIII-1,1992,A93,Appendix EE
- [2] M. H. Jawad,Background of the Half-Pipe Jacket Rules in Section VIII,Division 1,Trans. of the ASME,J. of Pres. Ves. Tech,Vol 116,No. 3,1994
- [3] 丁伯民,桂康宁.半圆管夹套容器设计原理分析.化工设备设计.1995年第4期
- [4] 丁伯民,朱红松.对半管式夹套容器设计的讨论.化工设备与管道.2007年第1期
- [5] ASME VIII-2,2007

4 作用有内压和轴向载荷的带折边变径段的设计

本标准系根据文献[1]基于理论推导、实验测定、有限元计算结果并考虑到工程应用将回归结果以系数 K 的形式表示。据文献[1]介绍,回归结果与解析解比较,其相对误差小于 5%;与两个实验模型的实测值相比较,其相对误差不大于 10%。对于变径段和折边部分,可得最大应力在变径段小端折边的周向,且主要为薄膜应力分量。所以折边和变径段的厚度计算式系把小端折边周向总应力限于 $[\sigma]'\varphi$ 以下而得,而小端折边的周向总应力为小端圆筒的周向薄膜应力和系数 K 的乘积。

本标准除对个别印刷错误改正外未作原则性修改。

参 考 文 献

- [1] 江楠等. 管壳式换热器外道流筒的强度分析. 化工设备设计, 1989 年第 6 期

5 内压薄壁凸形封头的设计和计算

在化工和轻工等部门使用的内压凸形封头,在大直径且操作压力较低时,根据强度计算得到的壁厚往往很薄。近年来,国外的实践和试验研究表明,此时对厚度起控制作用的将不是过渡区包括不连续应力在内的总应力所致的强度失效,而是过渡区周向压缩应力所致的失稳和总应力过高引起的屈服。此时,封头可能因屈服或周向失稳而失效。

在制定本标准的前版时,《钢制压力容器》GB 150 及 ASME 规范 VIII-1 中仅考虑了过渡区包括不连续应力在内的总应力所致的强度失效,而未考虑上述周向压缩应力引起的塑性垮塌和内压失稳问题。《钢制压力容器》GB 150 中为了防止发生这种失稳、失效,限制了凸形封头的最小壁厚不小于 $(0.15\% \sim 0.3\%)D_i$ 。这种笼统的对最小壁厚的规定,对低压大直径凸形封头将不必要地增加封头的壁厚。

为此,在制定本章的前版时,根据法国规范 CODAP 1985 版。ASME VIII-1 自 2003 年增补起,就在原规定的基础上增加了薄壁封头按过渡区弹性失稳和屈服失效的设计规则,2007 版的 ASME VIII-2 则和 VIII-1 基本相同,EN 13445 也有类似的规定。由于我国容器标准总体上沿用 ASME 规范,所以本标准的这次修改,引用了 ASME VIII-1 的相关规定。

(1) 对 $0.0005 \leq \delta/L < 0.002$ 的内压薄壁封头,才需要按本章进行 δ_e 和 δ_p 的计算;

(2) 封头的强度计算(即 δ_e 的确定)仍按《钢制压力容器》GB 150 中规定的方法。

上述(1)、(2)项是考虑到本标准的编制旨在《钢制压力容器》GB 150 基础上补充和具体化。为此,为了与现行《钢制压力容器》GB 150 保持一致,对 $\delta/L \geq 0.002$ 的较厚壁封头不作失稳和屈服校核,而且对即使要作失稳和屈服校核的薄壁封头,其强度计算公式仍沿用《钢制压力容器》GB 150 的强度计算方法。

应该说明的是,在《钢制压力容器》GB 150 中对内压凸形封头最小壁厚的限制,我们认为主要是使用经验,所以较按理论计算所需要的厚度为大。为此,本标准引用了 $\delta/L < 0.002$ 的封头应作失稳和屈服校核的规定。

参考文献

- [1] ASME VIII-1, 2007
- [2] ASME VIII-2, 2007
- [3] EN 13445, 2002

6 非径向接管的开孔补强计算

(1) 基本出发点。

《钢制化工容器强度计算规定》HGJ 16—1989 第 3、4 章沿袭原苏联国家标准 ГОСТ 24755—1981、ГОСТ 25215—1982 的体系,由于 ГОСТ 系统对椭圆形封头的厚度计算公式、对允许开孔尺寸的限制与《钢制压力容器》GB 150 不同,且对椭圆形封头 $0.8D_i$ 范围以外的开孔补强计算,仅适用于接管和封头轴线相平行时,在使用上存在局限性,也未涉及碟形封头球面部分以外的开孔补强计算;《钢制化工容器强度计算规定》HGJ 16—1989 第 2 章则采用 ANSI B31.3d 的方法,而该标准是属于管道标准,和用于压力容器设计的 ASME VIII-1 在体系上略有不同。由于《钢制压力容器》GB 150 主要参照 ASME VIII-1,而 ASME VIII-1 对《钢制化工容器强度计算规定》HGJ 16—1989 第 2、3、4 章的内容都已有所规定。为从体系上保持和《钢制压力容器》GB 150 一致,所以本版 HG/T 20582 将《钢制化工容器强度计算规定》HGJ 16—1989 第 2、3、4 章加以统一并采用 ASME VIII-1 的方法。

(2) 本版 HG/T 20582 和 ASME VIII-1 的主要区别。

本版 HG/T 20582 虽然在体系上沿用 ASME VIII-1,但为保持和《钢制压力容器》GB 150 协调一致,所以在补强区有效高度,采用补强圈时对材料、补强圈厚度、壳体或封头名义厚度的限制以及对开孔周围焊缝的探伤要求等问题上略区别于 ASME VIII-1,而仍沿用《钢制压力容器》GB 150 的规定。

由于已按《钢制压力容器》GB 150 对补强材料作了规定,所以略去了 ASME VIII-1 对补强件各个断面进行强度校核的内容。

对接管颈部厚度的规定,由 ASME VIII-1 对接管表号的规定相应按我国习惯,改为按无缝管壁最小厚度确定。

(3) 计算举例来源。

本章所列计算举例主要参照 ASME VIII-1 附录 L-7.7,仅根据举例的需要,以及本章与《钢制压力容器》GB 150 相互衔接点而略作调整。

本标准除对个别印刷错误改正外未作原则性修改。

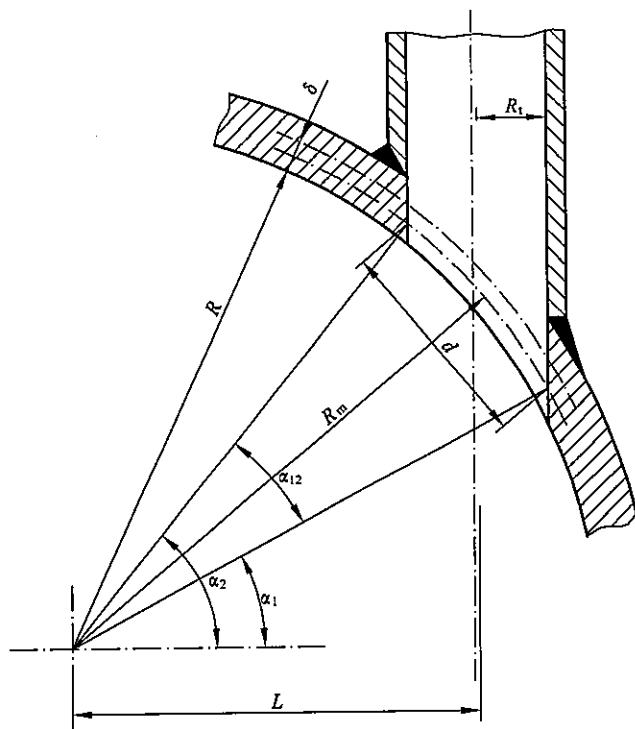
参考文献

- [1] ASME VIII-1, 2007

计算举例

某一圆筒上的切向接管,圆筒内径 $D_i=760\text{mm}$,厚度 $\delta_n=38\text{mm}$,接管内径 $d_i=100\text{mm}$,厚度 δ_n 扣除钢管负偏差后为 12.5mm ,接管位置如附图所示。容器计算压力 $p_c=6.8\text{MPa}$,室温操作,圆筒和接管在室温下的许用应力分别为 94MPa 和 102MPa ,圆筒和接管的厚度附加量均为零;接管为无缝管,圆筒的 A 类焊缝为双面焊,100%射线探伤。接管通过圆筒的 A 类焊缝。试对其开孔补强进

行计算。



附图 切向接管补强计算举例

[解]

承受内压所需要的圆筒厚度：

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t - p_c} = \frac{6.8 \times 760}{2 \times 94 - 6.8} = 28.5 \text{ mm}$$

承受内压所需的接管厚度：

$$\delta_i = \frac{p_c d_i}{2[\sigma]^t - p_c} = \frac{6.8 \times 100}{2 \times 102 - 6.8} = 3.5 \text{ mm}$$

接管材料强度削弱系数：

$$f_r = \frac{102}{94} = 1.09, \text{ 取 } f_r = 1.0$$

和圆筒轴线相交 90°截面的分析：

在圆筒计算厚度中间面上通过开孔中心的开孔弦长计算：

$$R_m = R + \frac{\delta}{2} = 380 + \frac{28.5}{2} = 394.3 \text{ mm}$$

$$L = 305 \text{ mm}$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left(\frac{L + r_1}{R_m} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{305 + 50}{394.3} \right) = 25.8^\circ$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{L - r_1}{R_m} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{305 - 50}{394.3} \right) = 49.7^\circ$$

$$d = 2R_m \sqrt{1 - \cos^2(\frac{\alpha_{12}}{2})} = 2 \times 394.3 \sqrt{1 - \cos^2 11.95^\circ} = 164 \text{mm}$$

对于和圆筒轴线相交 90° 截面, 应力校正系数 $F=0.5$ 。

$$A = d\delta F + 2\delta(\delta_n - C_1)F(1 - f_r) = 164 \times 28.5 \times 0.5 = 2339 \text{mm}^2$$

$$A_1 = (B - d)(\delta_e \phi_1 - F\delta) - 2(\delta_n - C_1)(\delta_e \phi_1 - F\delta)(1 - f_r)$$

$$\text{其中: } B = 2d = 2 \times 164 = 328 \text{mm}$$

$$B = d + 2\delta_n + 2\delta_n = 164 + 2 \times 38 + 2 \times 12.5 = 265 \text{mm}$$

$$\text{取 } B=328 \text{mm}$$

$$A_1 = (328 - 164)(38 \times 1.0 - 0.5 \times 28.5) = 3895 \text{mm}^2$$

$$A_2 = 2h_1(\delta_n - C_1 - \delta_i)f_r + 2h_2(\delta_n - C_1 - C_{2i})f_r$$

$$\text{其中: } h_1 = \sqrt{(d_i + 2C_1)\delta_n} = \sqrt{100 \times 12.5} = 35.4 \text{mm}$$

$$h_2 = 0$$

$$A_2 = 2 \times 35.4 \times (12.5 - 0 - 3.5) \times 1.0 = 637.2 \text{mm}^2$$

$$A_3 = (12.5)^2 = 156.3 \text{mm}^2$$

$$A_1 + A_2 + A_3 = 3895 + 637.2 + 156.3 = 4688.5 \text{mm}^2 > A = 2339 \text{mm}^2$$

所以, 对于和圆筒轴线相交 90° 截面, 不需要另行补强。

平行于圆筒轴线截面的分析:

$$A = d\delta F + 2\delta(\delta_n - C_1)F(1 - f_r) = 100 \times 28.5 \times 1.0 = 2850 \text{mm}^2$$

$$B = 2d = 2 \times 100 = 200 \text{mm}$$

$$B = d + 2\delta_n + 2\delta_n = 100 + 2 \times 38 + 2 \times 12.5 = 201 \text{mm}$$

$$\text{取 } B=201 \text{mm}$$

$$A_1 = (B - d)(\delta_e \phi_1 - F\delta) - 2(\delta_n - C_1)(\delta_e \phi_1 - F\delta)(1 - f_r)$$

$$= (201 - 100)(38 \times 1.0 - 1.0 \times 28.5) = 959.5 \text{mm}^2$$

$$A_2 = 2h_1(\delta_n - C_1 - \delta_i)f_r + 2h_2(\delta_n - C_1 - C_{2i})f_r$$

$$= 2 \times 35.4 \times (12.5 - 0 - 3.5) \times 1.0 = 637.2 \text{mm}^2$$

$$A_3 = (12.5)^2 = 156.3 \text{mm}^2$$

$$A_1 + A_2 + A_3 = 959.5 + 637.2 + 156.3 = 1753 \text{mm}^2 < A = 2850 \text{mm}^2$$

所以, 对于平行于圆筒轴线的截面, 补强面积不足而需要另行补强。

将接管厚度增加至 22.2mm, 重新按上述方法计算平行于圆筒轴线的截面:

$$A = 2850 \text{mm}^2$$

$$A_1 = 959.5 \text{mm}^2$$

$$h_1 = \sqrt{100 \times 22.2} = 49.1 \text{mm}$$

$$A_2 = 2 \times 49.1 \times (22.2 - 0 - 3.5) \times 1.0 = 1761.5 \text{mm}^2$$

$$A_3 = 156.3 \text{mm}^2$$

$$A_1 + A_2 + A_3 = 959.5 + 1761.5 + 156.3 = 2867.8 \text{mm}^2 > A = 2850 \text{mm}^2$$

已满足了补强要求而不需要再加补强。

7 大开孔的补强计算

承受内压的圆筒体或凸形封头,有时不可避免地要出现大开孔。即开孔直径超出《钢制压力容器》GB 150 中允许的范围。这时就不能按《钢制压力容器》GB 150 中的方法作补强计算。当开孔直径较大时,孔周边将会出现较大的弯曲应力,大直径薄壁容器开大孔时尤为突出。目前,对大开孔问题的处理,较多采用的补强结构是开孔部位用锥壳或反向曲线变径段(筒体上开大孔除外),也可作理论应力分析、有限元计算或应力测定等方法,但用于工程设计中都不够简便。也有一些国外规范和资料将大开孔的补强也按一般的等面积开孔补强计算,但附加一些特殊要求。如日本标准 JIS B8243 和日本野原石松著《压力容器》中,对大开孔仍采用等面积补强法,但在求出的补强截面积基础上增加 20%,而且把补强截面积的 $2/3$ 布置在离孔边 $d/4$ 以内的区域里,认为这样可以起到充分补强的作用。此外,也可采用在开孔附近增设加强筋以缓和弯曲应力,而不多增加补强面积的方法。原德国 AD 规范中的开孔补强采用压力面积法,目前欧盟在德国 AD 规范的基础上发展成为欧盟标准,这一压力面积法也已被美国 ASME 所接受。

欧盟 EN 13445-3:2002 标准的压力面积法,在允许开孔直径方面比原 AD 规范作了较大的修改,原 AD 规范允许开孔 $d/D_0 \leq 0.8$,而欧盟 EN 标准对于补强圈补强只允许到 $d/D_i \leq 0.5$,凸形封头上只允许至 $d/D_0 \leq 0.6$,只有当采用接管增厚补强时,可用到 $d/D_i \leq 1.0$,而且对壁厚也有相应限制。欧盟 EN 标准对接管与壳体的壁厚比作了限制,根据接管内径 d_i 与开孔处壳体曲率直径($2R_i$)从有关曲线图中查取,设计计算时壁厚比最大为 2,而制造时实际采用的壁厚比最大为 3,也就是说制造时不要随意增加壁厚,不是壁厚越厚越好,太厚了不仅不经济,对应力分布也没有好处。本版 HG/T 20582 采用欧盟标准 EN 13445-3:2002 进行编制,同样引入了这些新的限制,因此与原 1998 版比较,有较大的变化。从这些限制的情况来看,只有当接管为壳体整体补强时才允许较大开孔;补强圈补强效果较差,因此允许开孔相对较小。

本标准在采用压力面积法时,考虑到国内在设计、材料和制造方面的一些实际情况,因此对其使用场合作了若干限制的规定,更加安全。

本版标准的承压使用范围有所增加,不仅可用于内压,也可用于外压,这与欧盟 EN 13445-3:2002 是一致的,原 AD 规范也同样可用于内压和外压。

实际上,压力面积法与等面积法其开孔补强的基本原理是一致的,都是基于以开孔有效补强范围内的金属面积承载能力与内压力载荷相平衡的静力平衡法,但其补强的有效范围两者不同,等面积补强范围不论孔径大小都在孔径 2 倍的区域内,因此当孔径与壳体直径比较大时误差较大,从而不适用。而压力面积法其补强范围与孔径大小有关,其补强范围与开孔应力衰减范围相一致,因此比较合理,也就可以用于孔径与壳体直径比较大的场合。压力面积法目前越来越受到国际压力容器领域的重视,不仅已列为欧盟标准,为欧盟各国广泛应用,而且也被美国 ASME 所接受。

自 CD 标准发布以来,经过数年的实践和试验研究工作,对于压力面积法的认识不断深入。CD

标准升级到 HGJ 标准后又升版为 HG 20582—1998。欧盟发布了 EN 13445-3:2002 版后,其范围根据不同情况有不同规定,本标准采纳了该欧盟标准,反映了当今国际在开孔补强方面的最新进展和成果。

本标准虽然采用了与原德国 AD 规范和欧盟标准相同的压力面积法,但其安全裕度要比 AD 规范和欧盟标准为大,其理由是:

(1) 原德国 AD 规范中许用应力仅按屈服限安全系数 1.5 来确定,欧盟标准 20°C , $n_b=2.4$,设计温度下 $n_s=1.5$,而我国按 $n_b=3$ 和 $n_s=1.6$ 来确定,显然我国的安全裕度要大,特别当温度不太高而由 n_b 来确定许用应力时,更是如此。

(2) 原德国 AD 规范中允许材料的屈强比达 0.8,而本标准仅允许 0.68,这无疑也增加了安全性。

参 考 文 献

- [1] 欧盟标准 EN 13445-3:2002 Unfired Pressure Vessels
- [2] 美国压力容器规范 ASME Ⅷ-1 2007 版. 中国石化出版社中译本
- [3] 美国压力容器规范 ASME Ⅷ-2 2007 版. 中国石化出版社中译本
- [4] 天津大学 余国琮主编. 化工容器与设备. 化学工业出版社,1980 年
- [5] 范钦珊. 压力容器的应力分析与强度设计. 原子能出版社,1979 年
- [6] S. S 吉尔主编,籍荻、厉学轼译. 压力容器及其部件的应力分析. 原子能出版社,1975 年
- [7] 带平齐接管球壳应力集中系数的分析. 化工机械,1984 年第 1 期
- [8] 德国 AD 压力容器规范
- [9] 蔡振芳. 开孔补强设计. 石油化工设备简讯第一辑,1977 年
- [10] 野原石松. 压力容器. 兰州石油机械研究所,1979 年
- [11] 压力容器设计规范分析报告会讲义. 化工部化工设计公司,1983 年
- [12] 林过铨,万晋. 大开孔应力测试. 石油化工设备,1987 年第 7 期
- [13] 桑如包,压力面积法开孔补强设计方法分析,石油化工设备技术,1987 年第 1 期
- [14] 原苏联国家标准 ГОСТ 24755—1981《容器及设备开孔补强计算的规范和方法》. 中国寰球化学工程公司化工设计标准出版组,1987 年

8 外压圆筒上设有支承圈时对圆筒承载能力提高的计算

《钢制压力容器》GB 150 对加强圈的设计,要求加强圈和有效长度圆筒所构成的组合惯性矩满足按计算所得加强圈所需要的惯性矩。如不能满足这一要求,则认为加强圈不能对圆筒起加强作用,也不能计及加强圈对圆筒承载能力的实际提高。这在某些情况下显然是偏于保守的。HG 20582—1998 根据外压圆筒和加强圈设计原理,计及了这一影响,即当圆筒上设置有各种不能满足加强圈稳定性设计要求的支承圈时,圆筒所需厚度可较未设置支承圈时为小,或其许用外压可较未设置支承圈时为高。

对于圆筒上设有螺旋形导流板的情况,显然也能对圆筒的承载能力有所提高,但是涉及到螺旋形导流板和圆环形支承圈在承受外压时抗弯刚度计算的差别,对螺旋形导流板的抗弯刚度计算尚需进一步探讨^{[1][2][4]},因此 HG 20582—1998 暂未包括圆筒上设有螺旋形导流板时对圆筒承载能力的计算。用户如有要求,可以根据参考资料并择其较保守的抗弯刚度计算方法,然后按 HG 20582—1998(2004 年确认)进行计算。

HG/T 20582 对个别文字略作修改。

参 考 文 献

- [1] 周智斌. 螺旋形导流圈的外压加强作用. 化工设备设计, 1988 年第 6 期
- [2] 郭鸿. 外压圆筒螺旋形加强圈的设计. 化工设备设计, 1995 年第 2 期
- [3] 丁伯民. 对《外压圆筒螺旋加强圈的设计》一文的补充. 化工设备设计, 1995 年第 2 期
- [4] 唐超. 与《外压圆筒螺旋形加强圈的设计》一文商榷. 化工设备设计, 1995 年第 5 期

9 外载荷作用下法兰当量设计压力的计算

如果法兰除承受内压外,还承受较大的轴向力和外力矩(如立式设备的质量、风载荷、地震载荷或管道引起的力和力矩等),这时仅按内压来设计或选用法兰是不安全的。为此,本章引入了当量设计压力的概念,并给出了计算公式。

本章的当量设计压力源于一般的力学公式。外力矩 M 产生的轴向力为 $\frac{4M}{D_G}$,将此轴向力按相当于在 D_G 直径范围内的内压产生的轴向力折算成内压,即 $\frac{4M}{D_G} / \frac{\pi}{4} D_G^2 = \frac{16M}{\pi D_G^3}$ 。同样,对于轴向力 F 按相当于在 D_G 直径范围内的内压产生的轴向力折算成内压,即 $F / \frac{\pi}{4} D_G^2 = \frac{4F}{\pi D_G^2}$ 。加上原有的内压 p ,即得出当量设计压力 p_e 。 $p_e = \frac{16M}{\pi D_G^3} + \frac{4F}{\pi D_G^2} + p$ 。为安全考虑,轴向力 F 为拉力时计入,为压缩力时不计。

在需要作精确计算时,当然可以将外力矩和轴向力引起法兰的各项应力与内压引起的各项应力叠加,无疑这一方法较为复杂而且目前尚未列入规范或标准。本章引入的当量设计压力,大大简化了计算过程,在工程设计上足以满足要求,而且偏于安全。这一方法已列入某些国家的标准或规范,如:美国 ASME III、日本 JPI 7R-35—1973 等。国外工程公司在设计中普遍采用,国内也有一定的实际使用经验。实践证明这一方法是安全可行的。

本章的方法对于法兰的设计和标准法兰的选用,根据征求意见稿收集的意见,主要推荐用于标准法兰的选用。同时此方法明确仅限于平垫密封的法兰,不用于其他型式密封的法兰。

参考文献

- [1] 美国锅炉和压力容器规范 ASME 第 III 篇《核动力装置部件》第 NB 章
- [2] 日本石油学会标准《塔设备》JPI 7R-35—1973. 化工部设备设计技术中心站,1974 年
- [3] 吴泽炜主编. 化工容器设计. 1983 年
- [4] 孙训方等著. 材料力学. 人民教育出版社,1964 年

10 金属齿形环与薄覆盖层组合式垫片的密封设计和计算

金属齿形环与薄覆盖层组合式垫片是近 30 年来国外发展起来的一种新型垫片,引进装置上应用广泛,国内工程上也已广泛应用。这种垫片综合了硬性金属齿形环与软性材料的优点,比铝垫(用于高压)和缠绕垫(用于中低压)密封性能更好。同时,只要更换覆盖层,可以多次重复使用。薄覆盖层材料可采用柔性石墨、聚四氟乙烯,如有需要也可采用石棉层和退火软铝。本章所述的垫片适用范围、结构设计要求、垫片宽度、垫片特性值和液压上紧等内容,都是经实践证明行之有效的。对于与密封有关的螺栓、法兰和平盖的设计计算,则按《钢制压力容器》GB 150,不再重复。

(1) 适用范围。

覆合齿形垫可用于设备或管道法兰的密封和高、中、低压的各种压力等级。目前国内已参照欧盟标准制定了《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(PN 系列)》HG/T 20611—2009 和《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(Class 系列)》HG/T 20632—2009 管法兰用组合垫片标准,该两标准也适用于容器法兰用组合垫片,可用于高、中、低压。

齿形环两侧的覆盖层通常采用柔性石墨和聚四氟乙烯,需要时也可采用石棉层和退火软铝,这些可根据介质条件及实践经验来确定。

(2) 密封结构。

垫片的密封特性值与其密封结构型式密切相关,本章所述的结构设计要求最初是根据引进装置、德国标准、德国 Kempchen 规定的型式,目前已有欧盟标准,并且国内已参照欧盟标准制定了 HG/T 标准。当管口尺寸完全一致时,可直接选用;当管口尺寸略有不同时,可参照其设计结构尺寸。这两个管法兰标准来自欧盟标准,而欧盟标准将原常用的三角形齿形改为圆弧形齿形,因此本标准也改用此两标准采用的圆弧形齿形。

(3) 垫片宽度。

垫片宽度 B 可直接按照《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(PN 系列)》HG/T 20611—2009 和《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(Class 系列)》HG/T 20632—2009 选用,或参照该两标准设计,也可按公式 $B = \frac{D_i p_T}{1043.5 - p_T}$ 进行计算。

(4) 垫片密封特性值。

这种垫片的垫片系数 m 和密封比压 Y 是按德国 Kempchen 试验和推荐的值。

(5) 液压上紧。

这种组合式垫片用于高压设备密封时,尽可能采用液压螺栓拉伸器来上紧,这样上紧均匀,密封可靠。用于中、低压密封时,可用手动扳手上紧。

高压设备密封用液压拉伸器上紧时,考虑螺母螺纹的变形、螺母支承表面的微小脏物、螺母手拨上紧的不充分等因素,而应将操作条件下和水压试验下螺栓计算力乘以 1.3,分别作为操作条件下

和水压试验下的上紧螺栓力。这一数据是根据荷兰 Stamicarbon 和德国 Wirth(拉伸器专业厂)所规定的,实践证明是完全可行的。按这样的要求上紧,原来 0.5mm 的覆盖层约露出齿尖 0.15mm 左右,这样金属齿尖不直接与密封座面接触,可以充分发挥组合式垫片的硬心软面的特点。

参 考 文 献

- [1] HG/T 20611—2009《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(PN 系列)》
- [2] HG/T 20632—2009《钢制管法兰用具有覆盖层的齿形组合垫(Class 系列)》
- [3] 引进装置资料《尿素装置高压设备的计算和结构》
- [4] 德国 Kempchen 垫片标准系列, 1979 年
- [5] 杨振奎, 引进尿素装置高压设备强度计算及其初步分析, 氮肥设计, 1979 年第 4 期
- [6] 杨振奎, 黄耕, 齿形环—薄石棉层组合式垫片的设计及应用, 化工机械, 1984 年第 3 期

11 无垫片焊接密封法兰的设计和计算

本章无垫片焊接密封法兰的名称取自英国 BS 5500。这种法兰也可以如德国 AD 规范称为焊接垫片法兰。它不是靠压紧垫片的密封力来密封,而是靠焊接元件的密封焊来密封。随着压力容器技术的发展,这种无垫片法兰在国内外工程上应用已十分广泛。本章无垫片焊接密封法兰主要来源于国外规范和近几年来引进装置中的技术,但也包括了我们国内的设计和使用经验。这种法兰特别适用于高温或低温而容易引起螺栓松弛或松脱而造成泄漏,以及操作介质渗透性强或不允许有任何轻微泄漏的场合。本章主要给出了相当垫片载荷作用处直径 D_G 、螺栓载荷计算,以及密封焊元件的推荐结构型式。至于法兰本身强度的计算,则按《钢制压力容器》GB 150。为了便于计算,还给出了有关的计算表。

(1) 相当垫片载荷作用处直径 D_G 。

虽然无垫片焊接密封法兰中间没有靠压紧密封的垫片,但在法兰力矩计算中仍需确定垫片载荷作用处的直径 D_G 。不同规范计算 D_G 的方法也不同,德国 AD 规范取垫片接触面的平均直径。这种法兰也可取密封焊元件刚性接触面的平均直径。考虑到我国《钢制压力容器》GB 150 中法兰设计按 Waters 法,因此本章按 BS 5500 的方法来确定 D_G ,即 $D_G = D_o - 2b$, $b = N/2$, D_o 为密封焊元件刚性部分接触面外直径。而 N 值,当采用毫米(mm)为单位时, $N = 1.3D_o^{1/3}$ 。

(2) 螺栓载荷。

关于垫片系数 m 和预紧比压力 Y ,英国和德国规范均有明确规定。英国 BS 5500 按无垫片考虑,即 $m=0$, $Y=0$;德国 AD 规范中与 m 相当的 $K_1=0$,与 Y 相当的 $K_0=0$ 。根据这种法兰实际使用的经验,通过分析,我们认为:为了使密封焊缝在操作使用中安全可靠不致开裂,密封焊元件应处于受压缩或至少处于轴向自由状态,而不能处于受拉伸状态,因此螺栓应给予适当的预紧力。为此,螺栓载荷按操作状态下的螺栓力再乘以 1.1 的系数,即 $W = W_m = 1.1 \times \frac{\pi}{4} D_L^2 p$ 。这一螺栓力也可以作为预紧螺栓力而在实际上紧螺栓中加以考虑。当然,这种法兰的螺栓载荷比有垫片的法兰要小,法兰厚度相应也可能薄些。这时仍应满足《钢制压力容器》GB 150 中有关法兰刚性设计的要求和最小螺栓直径的要求。

(3) 密封焊元件。

密封焊元件也可按德国 AD 规范称为焊接垫片。本章推荐图 11.1.1-1~图 11.1.1-5 五种型式。除图 11.1.1-1 法兰与密封焊元件为一整体外,其余四种都单独制成密封焊元件。这种型式主要取自引进装置,特别是德国垫片专业制造厂 Kempchen 的厂标。图 11.1.1-2 为板片式密封焊元件,形状简单,加工方便,但需采用斜角法兰或活套法兰以提供一定的焊接空间。焊唇板片突出法兰贴合面外周 15mm 左右,至少为 10mm,可用于高、中、低压,这种型式德国已有标准,即 DIN 2695。图 11.1.1-3 为圆形空腔式密封焊元件,有较好的挠性,适用于有微量径向膨胀差的场合,不仅可用于法

兰,也可用于换热器管板与法兰的连接。元件间可设小的刻槽,便于排液。图 11.1.1-4 为焊环式密封焊元件,焊接和修补较方便,但不宜用于有缝隙腐蚀的介质。图 11.1.1-5 为卵形空腔式密封焊元件,有微量径向补偿作用,不宜用于有缝隙腐蚀的介质。图 11.1.1-3~图 11.1.1-5 的元件厚度为 15mm,考虑了焊接空间,对于小直径的法兰可不必做成斜角法兰,对于直径在 500mm 以上的法兰可采用角度为 15° 的斜角法兰。这三种元件如要防止冷凝液等介质的渗透,可以设置圆截面的软垫环,这时可按本章设计。只有当兼设有其他压紧密封的垫片(如石棉橡胶板、缠绕垫)时,则应按一般有垫片法兰进行设计。这时密封焊在保证密封中处于第二位的地位。密封焊元件应考虑有足够的刚性,通常对于小口径的密封,密封焊元件半径方向的宽度 $(D_0 - d_1)/2$ 应为 12mm~15mm;对于较大口径的密封,其半径方向的宽度应为 15mm~20mm;如口径很大,可在 20mm 以上,可根据具体情况确定。

参 考 文 献

- [1] GB 150—1998《钢制压力容器》
- [2] 英国标准 BS 5500《非直接火压力容器》
- [3] 德国 AD 规范《压力容器》
- [4] 德国《Kempchen 垫片标准系列》,1979 年
- [5] 德国工业标准 DIN 2695
- [6] 杨振奎,黄耕. 无垫片密封焊密封法兰设计计算. 化工与通用机械. 1983 年第 3 期

12 非圆形法兰的设计和计算

对于开口为圆形的非圆形法兰,在 ASME 等规范中均有规定的设计方法。而开口亦为非圆形的非圆形法兰,虽然有些文献中有分析和报道,但列入规范的却不多。本标准所提供的矩形、椭圆形和长圆形法兰的设计计算方法来源于瑞典压力容器规范。

文献[2]探讨了非圆形法兰的设计方法,目前主要有两种近似的方法:一种是以当量圆形法兰为基础进行设计;另一种是采用法兰为保持其矩形形状与垂直于骨架平面中无限长的法兰段的弯曲相结合。该文献作者还试图通过分析,为 ASME 规范增加非圆形法兰的设计提供依据。

本标准采用的瑞典压力容器规范的方法,属于当量圆形法兰方法的范畴。它把矩形、椭圆形和长圆形法兰按一定的尺寸比例折算成当量圆形法兰,然后按圆形法兰的一般方法进行设计。瑞典规范的法兰设计与我国的有所不同,在将非圆形法兰按当量圆形法兰的计算过程中,是按瑞典规范的一套方法,因此本标准是完全按瑞典规范改编的。但考虑到我国使用《钢制压力容器》GB 150 的习惯,对计算符号作了改变,同时还突出了预紧与操作两种工况的条件,使使用者便于设计和计算。这一设计方法是近似的方法,但在工程设计中是完全可以满足要求的。瑞典规范中法兰的许用应力取基本许用应力的 1.1 倍,本标准则按 1.0 考虑,即取《钢制压力容器》GB 150 中规定的许用应力值。

参考文献

- [1] 瑞典压力容器规范 Swedish Pressure Vessel Code, Fourth Edition, 1974
- [2] A. E. Blach. 非圆形压力容器的螺栓法兰连接. 化工设备设计, 1989 年第 1 期
- [3] 俄文译文《矩形法兰连接的计算》. 化工设备设计, 1989 年第 1 期
- [4] GB 150—1998《钢制压力容器》中的法兰设计
- [5] 陈建存. 异形零部件计算. 化工设备设计, 1979 年第 5 期

13 卡箍连接件设计

本标准的设计方法引自 ASME 锅炉及压力容器规范第Ⅶ卷第 1 册(2007 版)附录 24。由于前版实际上按 1983 版 ASME Ⅶ-1 中译本写就,故对前版在引用中的某些失误作了改正。

参 考 文 献

- [1] ASME 锅炉及压力容器规范第Ⅶ卷第 1 册,附录 24《卡箍连接件的设计规则》,2007

14 齿啮式卡箍连接件设计

各类齿啮式卡箍连接件多用于医药、食品行业,但至今国内尚未对其设计方法作出规定。ASME Ⅷ-1 附录 24 虽列有卡箍连接件的设计规程^[1],但属于卡箍和高颈表面有楔入作用的剖分式卡箍连接,和各类齿啮式卡箍连接有所不同,所以难以直接套用。

本章参照 JIS B8284 用于压力容器的快开封头设计^[2]。JIS 标准允许设计压力达 100MPa,且用于自紧式密封垫;HG 20582—1998 为和《钢制压力容器》GB 150 协调而调整为适用于设计压力不大于 35MPa,并将之引伸而也可用于强制式密封垫。在对 JIS B8284 的介绍中称,对于法兰、卡箍、封头各部的应力计算和校核,都和基于法兰分析的列于 ASME Ⅷ-1 附录 24 的卡箍连接设计规程设计原理相同,所区别者仅补充了根据法兰、卡箍、封头齿部的几何结构而引入应力集中系数,以确定该处的局部高峰应力,供在必要时进行疲劳分析之用。

文献已对齿啮式卡箍连接的载荷和应力计算原理作出分析^{[3][4]}。

本标准除对个别印刷错误改正外未作原则性修改。

参 考 文 献

- [1] ASME Ⅷ-1, 2007, Appendix 24
- [2] Shogo Ynagida, Drafts of New Japanese Standards for Pressure Vessels, Panels, 7ICPVT, 1992
- [3] 柳田省三等. JIS B8284《压力容器快速开闭装置的设计》(第一部分). 压力技术, 第 32 卷第 4 期, 1994
- [4] 丁伯民. 齿啮式快开封头设计. 化工设备设计, 1994 年第 1 期

15 整体相连的齿啮式卡箍连接件设计

和齿啮式卡箍连接件设计相似, HG 20582—1998 也是参照 JIS B8284 用于压力容器的快开封头设计^[1]。JIS 标准适用于设计压力达 100MPa, 且用于自紧式密封, HG 20582—1998 为和《钢制压力容器》GB 150 协调而调整为适用于设计压力不大于 35MPa, 且将之引伸而也可用于强制式密封。JIS B8284 对于法兰、卡箍、封头各部的应力计算和校核, 都和基于法兰分析的列于 ASME Ⅷ-1 附录 24^[2] 的卡箍连接设计规程设计原理相同, 所区别者仅补充了根据法兰、卡箍、封头转角过渡处或齿部的几何结构而引入了应力集中系数, 以确定该处的局部高峰应力, 供在必要时进行疲劳分析之用。

整体相连的齿啮式卡箍连接件和齿啮式卡箍连接件不同, 因法兰和卡箍连接成整体, 涉及到圆筒、法兰颈、法兰环、卡箍体、卡箍齿的连接, 在受载后要根据相互连接件的变形协调关系求解, 所以对各部的应力分析更为复杂。JIS B8284 虽然在附录中列出了分析思路^[1], 但作为设计, 仅从控制法兰环的旋转角度来保证法兰环的刚度, 因而除对法兰环的有关应力进行计算并校核外, 还对法兰环的厚度 T 值作了规定。

本标准除对上版的印刷错误进行改正外, 还对因法兰环旋转角过大恐会影响密封, 根据限制法兰环旋转角的原理而得出法兰环厚度, 补充了第 15.3.5 条附加要求^{[3][4]}。

参 考 文 献

- [1] Shogo Yanagida, Drafts of New Japanese Standards for Pressure Vessels, Panels, 7ICPVT, 1992
- [2] ASME Ⅷ-1, 2007, Appendix 24
- [3] 柳田省三等. JIS B8284《压力容器快速开闭装置的设计》(第三部分). 压力技术, 第 32 卷第 4 期, 1994
- [4] 丁伯民, 曹文辉等, 承压容器, 化学工业出版社, 2008

16 凸缘法兰的设计和计算

本章是在 HG 20582—1998 中“凸缘法兰的设计和计算”一章的基础上,结合有限元应力分析和开孔补强计算结果,对原标准部分内容进行了修订。

此次修订的主要内容有:

① 对计算方法的适用范围进行了规定。

② 考虑的载荷增加了沿设备轴向的力。

③ 修改了法兰弯曲应力计算公式。

④ 增加了法兰-封头连接截面剪应力校核。

⑤ 原标准在计算封头对法兰作用力的水平分量 F_h 时,在二者夹角较小时算得的 F_h 很大,导致法兰应力失真,本次修订对 F_h 予以限定,使得计算结果更合理。

⑥ 原标准有关形心、力和力臂的计算没有给出公式,本次修订全部予以列出。

修订内容详述:

(1) 关于适用范围。

本标准限定适用于计算压力不超过 5MPa,主要是因为标准中弯曲应力计算方法偏保守,在计算压力较高的情况下得到的法兰厚度较厚。

标准中还限定凸缘法兰外直径与封头内直径之比不超过 0.7。我们对该比值较大的情况进行了有限元应力分析,发现法兰与封头连接截面的应力并不因为开孔率的增大而显著增大,但由于几何形状突变(转角和厚度突变),不排除某些情况下该截面存在较大的二次弯曲应力的可能。

(2) 附加轴向力的考虑。

除压力外,凸缘法兰往往还承受搅拌器推力、管道推力、附属设备重力等轴向附加载荷。本标准假定该力的作用方式是:拉力为正,附加在螺栓上;压向法兰为负,附加在垫片上。不论附加在哪里,都影响到法兰弯矩计算。附加拉力时还会增加需要的螺栓总截面积。

当设备安装有大功率搅拌器时,由于搅拌轴扭矩很大,在法兰-封头连接截面存在剪应力。修订标准时,对这种情况进行了测算,结果剪应力很小,因此没有把附加扭矩作为计算载荷。

对于压力与附加轴向力可能不同时作用的情况,本标准作了相应的规定。

本计算方法主要考虑压力载荷。附加轴向力太大将会导致较大的应力集中。因此对附加轴向力限制 $|F_v| \leq F$,其中 F 见本标准中符号说明。

此外,该附加轴向力特别大时,有必要校核法兰-封头连接处的剪应力。

(3) 关于法兰弯曲应力计算公式。

本标准采用了《钢制压力容器》GB 150 中活套法兰的计算公式,并校核薄膜加弯曲应力,主要是基于以下考虑:

① 一般来说,HG 20582—1998 中的法兰弯曲应力计算公式是一个理论上偏保守的公式。但是

分析发现,由于操作状态下凸缘法兰同时受周向弯曲和径向弯曲,且存在不容忽略的环向薄膜应力,只控制环向弯曲应力显然不够安全。在进行有限元验算时,发现在某些情况下¹⁾低估了法兰弯曲应力。此次修订标准时,借用《钢制压力容器》GB 150 中活套法兰的环向弯曲应力计算公式,由于该公式是基于法兰径向应力为 0 的假定,得到的法兰弯曲应力较原公式大,因而结果偏保守。与有限元分析结果比较,没有发现应力被低估的情况。

② 由单纯校核弯曲应力改为校核薄膜加弯曲应力,是由于法兰外直径与封头内直径之比、法兰宽度与厚度之比、压力等级以及封头厚度的裕量等参数变化较大,有时薄膜应力相对较大,校核薄膜加弯曲应力较为合理。在预紧状况下,薄膜应力可忽略不计,只校核弯曲应力即可。

③ 经过试算,与原标准的公式相比,改用《钢制压力容器》GB 150 中活套法兰的环向弯曲应力计算公式后,多数情况下法兰厚度增加不多。

④ 利用有限元分析计算法兰刚度,发现全部算例中最大法兰转角约为 $1/300$,是合理的。

⑤ 当不考虑螺栓-垫片弯矩,按等面积补强计算时,本章公式得到的法兰厚度均能使补强面积合格,并且补强面积有比较大的裕度²⁾。

⑥ 法兰-封头连接处剪应力校核,这是与增加考虑附加轴向力相匹配的,该力的绝对值较小时不必计算和校核。

(4) 关于封头对法兰作用力的水平分量的新限定条件。

关于封头对法兰作用力的水平分量的计算,1998 版标准中假定封头对于法兰的作用力方向沿封头经向,也就是没有弯曲应力。这一假定省去了繁琐的变形协调计算。由于该截面弯曲应力主要是二次应力,并且与法兰弯矩方向相反,省略弯矩是偏保守的。

然而,在法兰面与封头切线夹角较小时,原计算公式中的 $\cot\alpha$ 趋于无穷大,算得的 F_h 很大,导致法兰弯矩和应力失真。修订标准时,我们对 F_h 增加了一个限定条件,即:不超过 1.5 倍材料许用应力的水平分量,大致相当于表面屈服。

(5) 关于法兰-封头连接处薄膜应力和弯曲应力。

修订标准时,原打算计算该截面的经向薄膜应力和弯曲应力。后来在用有限元验算的过程中发现,只要法兰应力合格,该截面的薄膜应力加弯曲应力均不超过 1.5 倍材料许用应力,因而放弃了此项计算和校核。

注:1 多出现在法兰径向尺寸设计不够紧凑时。

2 指按照《钢制压力容器》GB 150 计算。若按照《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 的等面积补强法,由于后者限定的有效补强高度较小,补强面积裕度一般不大。

参 考 文 献

- [1] GB 150—1998《钢制压力容器》
- [2] HG 20582—1998《钢制化工容器强度计算规定》
- [3] 133-A64-85《容器设计手册》中国五环工程有限公司
- [4] 桑如苞. 大型搅拌设备凸缘法兰强度分析. 化工机械, 1982 年第 4 期
- [5] 胡鸿宾等. 封头凸缘法兰优化设计. 压力容器, 第 10 卷第 4 期

17 透镜垫密封的高压螺纹法兰的设计和计算

透镜垫的密封属于强制密封。透镜垫的两表面为球形面,在螺栓夹紧力作用时,连接件的锥面表面和透镜垫的球面表面的接触线产生弹性变形,形成弹性接触环节,达到了密封。它广泛地用于小直径高压设备以及高压管道的连接。目前国内已用于 16MPa 和 32MPa 的合成氨装置以及 22MPa 的尿素装置中,并有多年的使用经验。

本章分成螺纹法兰设计和计算以及透镜垫的几何尺寸的确定。

有关上紧螺栓所需要的载荷,原苏联列宁格勒科学研究所给出了预紧状态和操作状态时螺栓载荷,由于螺栓预紧载荷较螺栓操作载荷小,故在原苏联 TY 8100 标准及其他文献中均仅考虑螺栓操作状态下载荷,我国原化工部基本建设总局公布的《高压管、管件及紧固件通用设计》H 标准也只考虑了螺栓操作状态下载荷。在本章螺栓载荷计算中,也只计入了操作状态下螺栓载荷,不考虑预紧状态下螺栓载荷的计算。

上紧螺栓所需要的载荷是按 TY 8100 的计算公式经单位换算得出的。

螺纹法兰的法兰盘的厚度计算在 TY 8100 标准中提出了两种计算方法:

第一种

$$\delta_t = \sqrt{\frac{3W_P(D_b - d_{cp})}{\pi(D_o - d_{cp} - 2d_b)}}$$

第二种

$$\delta_t = \sqrt{\frac{5.72W_P\alpha\chi}{[\sigma]_t d_{cp}}}$$

式中:

$$\alpha = \frac{D_b - d_{cp}}{2}$$

$$\chi = \frac{1}{M-1} \left(\frac{M^2 \log M}{M^2 - 1} + 0.177 \right)$$

$$M = \frac{D_b}{d_{cp}}$$

而 TY 8100 标准中所列法兰厚度基本上按第一种方法选取,原苏联有关其他研究部门也采用了第一种方法计算,德国 AD 规范的螺纹法兰基本上与第一种方法相似。同时按这两种方法计算的法兰盘的厚度,对小于和等于 DN15 的法兰,用第一种方法算出的法兰盘厚度,较第二种方法算出的法兰盘厚度薄 4mm~7mm。大于 DN15 的法兰至小于和等于 DN60 的法兰,用这两种方法计算出的法兰盘厚度几乎相等。对大于和等于 DN70 以上的法兰,以第一种方法算出的法兰盘厚度比第二种方法算出的法兰盘厚度约厚 4mm~6mm,偏于安全。鉴于第一种方法在国内化工工程中已有多年使用经验,故本章采用第一种计算方法作为计算法兰盘厚度依据。

另外,有关螺纹法兰中螺纹的弯曲、剪切、挤压等强度计算按德国 AD 规范及其他有关螺纹强度计算文献进行。

尽管透镜垫我国已有 H 标准和 JB/T 2768~2778—1992 标准,但规格不全,同时考虑到不少工程中要采用大于上述标准的透镜垫需设计者自行设计。本章提出了设计方法,供设计者设计。由于透镜垫密封目前多用于直径不大的管件和容器中,考虑到实际中已用过的尺寸和其他金属垫标准的尺寸,暂定为:当设计压力不大于 26MPa,公称直径不大于 600mm;当设计压力不大于 42MPa,公称直径不大于 300mm。法兰及紧固件材料的使用温度按《钢制压力容器》GB 150 要求。

本章推荐的透镜垫几何尺寸主要参照美国马恩(Maan. H)等著의《化工设备结构分析与设计》(Structural Analysis and design of Process equipment)推荐的计算方法。该法比 TY 8100 更全面,更完整,故透镜垫几何尺寸按前者提出的方法进行设计。

参 考 文 献

- [1] 苏联国立氮气科学研究设计院:《高压(自 100 至 850 公斤/公分²)管道零件的设计、制造、安装、维护和检验用技术条件》TY 8100
- [2] 化工部基建局:《高压管、管件及紧固件通用设计》H 标准
- [3] 苏 E. A 柯伦多尔夫:《化工高压技术》
- [4] 西德 AD 压力容器
- [5] Maan, H《Structural Analysis and Design of Process Equipment》

18 多鞍座卧式容器的设计和计算

随着装置的大型化,越来越多的大型卧式容器的支承采用挠性多支承及非对称支承,鞍座之间的跨度增加,筒体中间截面的挠度也相应增加,从而需要解决多支座支承的卧式容器的设计和计算,但多年来,多鞍座卧式容器的设计计算一直没有统一标准。HG 20582—1998 给出了三鞍座卧式容器的设计计算,但当支座分布很不均匀时,用三弯矩方程计算支座反力与实际偏差较大,特别是对于薄壁或低压卧式容器的设计计算过于保守,失去经济合理性。本章是依据欧盟标准编制而成。该标准采用极限载荷法,计算方法简单,适合工程应用。该方法虽然未明确说明已经考虑地基不均匀沉降和临界长径比的问题,但通过对使用范围的限制、单位长度的挠度 w/l 的控制及圆筒许用压缩应力的核算等几个方面已充分考虑其影响。该方法已经过实验验证和理论分析并在原东德及其他东欧国家广泛采用。如果将加强板作为耐磨板,耐磨板向鞍座边角之上延伸 $0.1D_i$,较[6]的 $0.1R$ 大。除用于小容器之外,鞍座的最小包角为 120° 。如果使用加强板作为耐磨板,鞍座的最大包角为 168° ,加强板的包角不超过 180° 或超过鞍座 60° 。仅承受外压的容器其鞍座包角为 120° 。

由于大型超长设备制造过程中的热处理、水压试验、运输、安装等原因已造成某些大型卧式容器或大型超长塔器设备出现质量事故,本设计计算方法也可作为大型塔器,烟囱在热处理,水压试验、运输和安装设计计算的参考。

参考文献

- [1] EN13445. Unfired Pressure Vessels-Part 3: design.
- [2] HG 20582—1998《钢制化工容器强度计算规定》
- [3] JB/T 4712. 1~4712. 4—2007《容器支座》
- [4] 陈志伟,寿比南,郑津洋. 大型多鞍座卧式容器设计方法分析. 压力容器,第 22 卷第 11 期
- [5] JB/T 4731—2005《钢制卧式容器》
- [6] Dennis R. Moss. 《Pressure Vessel Design Manual》(Third Edition)

19 带刚性环耳式支座的设计和计算

对于大直径、薄壁的立式容器,采用普通的耳式支座往往在支座处壳体局部应力较大,变形较大,甚至会失稳。这时可采用本章所述的带刚性环的耳式支座。这一设计计算方法是凯洛格公司推导和采用的,该公司根据这一方法设计和制造的设备已有数十台,国内按此方法设计制造的设备也有数十台。实践证明,此方法用于工程设计是可行的。

此计算方法是对容器在支座处的受力作了适当简化后推导的,主要按以下几个步骤:

(1) 把外力和外力矩向支座处转移;外力和外力矩包括有设备质量、风载荷、地震载荷等。首先如图 19.1.1 所示,将外力 Q 和外力矩 M 转移到支座处,求出支座反力 F_b ,即 $F_b = \frac{4M}{nD_b} + \frac{Q}{n}$ 。其次如图 19.3.2 所示,将支座反力 F_b 转移到刚性环上,求出刚性环上的作用力 F ,即 $F = \frac{F_b \times b}{h}$ 。

(2) 把刚性环和刚性环两侧有效加强范围内的壳体作为一个联合加强件,即看作一个当量厚圆环,用力学的方法求出该联合截面的惯性轴位置等,如图 19.3.1 所示。壳体上有效加强宽度与《钢制压力容器》GB 150 中外压圆筒加强圈的设计部分相同。

(3) 把联合截面看成为一个刚性环,按受径向集中载荷的圆环公式来求出环上的应力。由于集中载荷作用点处和两集中载荷作用点正中间处的环上应力最大,因此本方法主要是计算和校核支座处和两支座中间处联合圆环上的应力。

关于许用应力的取值,因考虑通常刚性环材料的强度等级低于或等于壳体材料的强度等级,同时在加强作用方面刚性环与壳体相比,其比重较大,为简化起见,就取刚性环材料的许用应力。同时,刚性环常取普通碳钢,总的用量不大,从偏于安全考虑,因此也未取 $1.5[\sigma]$ 。

参考文献

- [1] Raymond J. Roark《Formulas for Stress and Strain》
- [2] ASME: Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division I, 1992 Edition
- [3] 孙训方等著. 材料力学. 人民教育出版社, 1964 年
- [4] Maan H. Jawad and James R. Forr: Structural Analysis and Design of Process Equipment, 1984
- [5] Henry H. Bednar, P. E: Pressure Vessel Design Handbook, 1981
- [6] S. Mirza 和 K. Gvpgugoglu. 均布支耳的压力容器的应力分析. 化工设备设计, 1989 年第 1 期

20 带加强筋的圆形平板盖设计和计算

本章对加强筋的圆平板盖提出了两种结构和计算方法。一是用二根平行角钢加强的圆平板盖,另一是有内环的径向加强筋的圆平板盖。前者主要参照 1974 年原一机、燃化两部编制的《碳素钢和低合金钢容器通用设计图系列》的设计计算为依据,该系列已使用多年,有一定的经验和可靠性。在本章编写中关于角钢的许用应力仍选用该系列所推荐的 $[\sigma]_n^{200} = 160\text{MPa}$ 。

径向加强筋的圆平板盖的设计和计算主要参照 Лашинский 等人著的《Основы конструирования и расчета》中 16 章编写,该方法在化工设计中也使用多年,有一定使用经验,可靠安全。原苏联有关规范也作为计算的依据。

参考文献

- [1] 化工部设备设计技术中心站. 石油化工设备简讯. 1976 年第二辑
- [2] 苏 А·А·Лашинский《Основы конструирования и расчета》
- [3] 《材料与零部件》(上). 上海人民出版社《材料与零部件》

21 内压弯头计算

(1) 使用范围。

光滑弯管广泛地应用在压力容器及化工管路上,通常用来改变流体的流向及作为管道补偿热位移用。弯头常用两种工艺方法制成,一是铸造,二是由直管弯成,铸造弯头的管壁基本上是等厚度的;而直管弯成的弯头在弯管后外侧管壁减薄,内侧管壁增厚,这就使得内压弯头强度与直管强度有所不同。本章主要用于管子弯成的弯头强度计算。

(2) 各国弯头计算公式。

① 日本 JIS B8243 压力容器的制造:

$$t = \frac{pD_o}{200\sigma\eta - 0.8p} \left(1 + \frac{D_o}{4R}\right) + A$$

类似这种形式的计算公式,还有其他国家标准,如 TEMA 等。

② 原苏联热力管道设计手册:

$$t' = \frac{pD_o}{(230\sigma_x - p)\phi + 2p} + C$$
$$t = t' \left(1 + \frac{D_o}{4R}\right)$$

③ 德国 DIN 2413 计算公式:

管子外径与内径之比 $\beta = \frac{D_o}{D_i} \leq 1.04$ 时,为薄壁弯管(弯头); $\beta > 1.04$ 时,为厚壁弯管(弯头)。

(a) 薄壁弯管壁厚计算:

$$S_{js} = \frac{pD_o}{200[\sigma]\eta + p} \cdot \frac{2R - \frac{D_o}{2}}{2R - D_o} + C$$

(b) 厚壁弯管壁厚计算:

内侧壁厚:

$$S_{js} = \frac{pD_o}{200[\sigma]\eta + p} \cdot B_n + C$$

外侧壁厚:

$$S_{js} = \frac{pD_o}{200[\sigma]\eta + p} \cdot B_w + C$$

④ 我国《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1988 中的方法:

$$S = S_c + C = \frac{pD_o}{2[\sigma]^t + p} + A_1 S_c + C_2$$

还有其他一些计算方法,因使用较少,此处不一一列出。上述公式中的符号说明详见各相应的规范或标准。

(3) 弯头计算公式的一些分析。

弯头的种种计算公式主要是从两个角度推道出来的:

① 将弯管看成以弯曲半径为中心线曲率半径的环壳的一部分,运用薄膜理论求得弯管壁中的应力,然后考虑弯管时壁厚的减薄及扁平效应而引起附加弯曲应力,以外侧壁厚作为弯管的控制壁厚。对环壳的分析及弯管时产生扁平效应而引起附加弯矩的分析,见文献[1][2]。德国 DIN 2413 的公式及我国《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1988 中的方法,都是从这些应力分析出发而得出的。按照这种分析,弯管作为环壳的一部分,承受内压时,内侧有最大的环向应力;而在弯管过程中,管子截面要出现一定的椭圆度,在内压作用下将产生附加弯矩。由于外侧壁厚比内侧薄,故外侧的附加弯曲应力将大于内侧。据文献[2]介绍,大量的弯头爆炸试验也证实,弯头的破坏一般也是发生在外侧或中心面附近。

② 仅考虑弯管外侧壁厚的减薄,且将其看成均匀减薄,然后考虑将直管计算壁厚加上减薄量,即为弯管所需壁厚。上述 JIS B8243、原苏联热力管道设计手册、美国 TEMA 中的公式,都是按这样考虑的。但对于减薄量的取法,各规范又有所不同。如日本、TEMA 等取为 $\frac{D}{4R}S$ (D 为管子外径, R 为弯曲半径, S 为直管计算壁厚);而原苏联则取为 $\frac{D}{2R}S$ 。其原因主要是对横向变形系数 μ 的取值不同。据文献[2]介绍,国内通过对一些弯头壁厚的实测,发现按原苏联热力管道设计手册中的公式进行计算,过于保守,计算结果与实测结果比较,最大误差可达 25%。与应力分析的方法相比仅考虑壁厚减薄而进行计算的公式,形式上要简单一些,但我们感到,如果忽略弯管时内外侧的应力变化,则对于直径较大的管子,计算会显得粗略一些。

考虑到我国《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1988 中的公式也是从应力分析着手,对弯管后的一些复杂因素(减薄、扁平及应力变化)估计得也较为全面,且在国内也有一定的使用经验,故我们这次编制本标准时,采用《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1988 推荐的公式。还要说明的是,德国 DIN 2413 的方法与《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1988 中的方法道理是完全一致的,但按《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1988 进行弯管计算时,认为 $\beta \leq 2.0$ 仍可应用薄壁环壳的计算公式,而不必考虑乘上应变强化系数(考虑厚壁筒内壁环向应力与平均环向应力的比值的一个系数)。实际使用情况表明,这样处理还是可行的。

参 考 文 献

- [1] S. S. 吉尔主编,籍荻、厉学斌译. 压力容器及其部件的应力分析. 原子能出版社, 1975 年
- [2] 李之光、蒋智翔主编. 锅炉受压元件强度标准分析. 技术标准出版社
- [3] GB 9222—1988《水管锅炉受压元件强度计算》. 技术标准出版社
- [4] 电力工业部电力建设总局. DLGJ23—81《火力发电厂汽水管设计技术规定》. 电力工业出版社, 1982 年
- [5] 文兆昆等译. 原苏联《热力管道设计与安装手册》
- [6] 陈建存. 异形零部件计算. 化工设备设计, 1979 年第 5 期

22 斜接弯管(虾米弯)的设计和计算

虾米弯(焊接斜接弯管)是常见的一种弯管型式,特别是当管径较大的时候。由于其形状的不连续,因此承受内压时实际的变形及应力,以及对它的力学分析均比光滑弯管要复杂得多。目前,对虾米弯的计算,方法较多,且形式也都有所不同,主要形式有:

(1) 假设一个壁厚 S , 然后计算其最大允许内压力, 主要如美国压力管路规范 ANSI B31.3d 中所述方法等。

(2) 假设一个壁厚 S , 然后校核弯管截面上的最大应力(包括周向应力与纵向应力), 如荷兰压力容器规范中的方法, 文献[2]中介绍的 Green、Emmerson 和 Owen 通过弹性理论分析及试验导出的一些公式, 以及如文献[3]中列出的等。

(3) 由内压直接计算虾米弯的壁厚, 如日本劳动省安全卫生部的虾米腰管(斜接管弯头)制作标准中介绍的直接用无折边锥壳计算公式计算壁厚, 但将公式中的半锥角用虾米弯折角来代替, 且要考虑接缝处因应力增大而必需的局部增厚; 又如我国水电部“管道弯头典型设计修订技术条件书”中推荐先由内压计算直管厚度, 然后考虑弯头的应力强化, 乘上一个系数(与弯折角及弯曲半径有关), 得到虾米弯的壁厚。

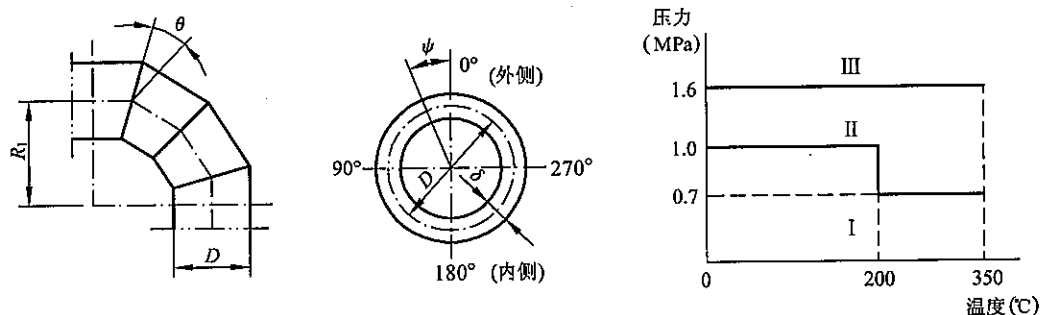
这些方法或公式虽形式不一, 但基于的理论则都是一致的, 都是考虑弯管承受内压后, 各节的连接焊缝处由于形状不连续但又必须满足变形协调条件, 因而产生较大的边缘应力。各公式都是以控制这个边缘应力为出发点的, 按荷兰规范中的公式或按文献[3]中的公式, 计算得到的虾米弯中的应力是较接近的, 且考虑的最大应力也是一致的, 都是在连接处截面的最高与最低点。ANSI B31.3d 的公式虽然计算的是允许内压, 但也是依据连接处的周向与纵向的最大应力而反推过来的。

对虾米弯的使用范围及结构上的要求, 各国亦不太一致。日本的虾米弯制作标准的说明中推荐如下图的使用范围。标准中还规定虾米弯管环缝的最小间距必须在 5 倍厚度或 50mm 中的较大值以上。国内以往考虑在材料及制造上的一些因素, 也要求虾米弯的使用温度及压力不要太高。水电部“管道弯头典型设计修订技术条件书”中要求只用到 1.6MPa。《中、低压管道施工及验收技术规范》炼化建 502—74 中则规定: 焊制弯头一般用在压力小于或等于 2.5MPa、温度小于或等于 200℃ 的管道上, 且内侧环缝最小间距不得小于 50mm。美国规范 ANSI B 31.3d 中虽没有总的限制虾米弯的使用范围, 但却充分考虑了虾米弯结构的不连续对承受波动或循环载荷(温度、压力)的不利影响, 因而规定偏斜角大于 22.5° 时, 不得使用于剧烈循环的操作条件; 大于 45° 时, 则不得用于输送易燃或有毒的介质, 设计压力不得大于 150psi(1.055MPa) 及设计温度不得低于 -20°F(-29℃) 和高于 -360°F(186℃)。规范还规定了虾米弯的最小有效半径

$$R_1 = \frac{A}{\tan\theta} + \frac{D}{2}$$

θ 为弯管切割角(即偏斜角的一半), D 为弯管外径, 而 A 则为内侧环缝间距的一半, 它规定 $A \geq$

25.4mm(1 英寸),亦即同样规定不得小于 50mm。



Ⅲ:最好不用虾米弯

Ⅱ:用虾米弯要十分注意

Ⅰ:使用虾米弯问题不大

综上所述,将以往国内虾米弯的使用情况(如焊接弯头的系列)与按 ANSI B 31. 3d 的计算结果相比较,发现是较接近的。考虑到 ANSI B 31. 3d 的设计方法较为全面,亦更为具有权威性,故决定将其编入本标准。又考虑到以往国内已有相当场合将虾米弯用到 2. 5MPa 左右,故我们这里限制虾米弯的使用范围为 $p \leq 2.5\text{MPa}$ 及 $t \leq 200^\circ\text{C}$ 。

参 考 文 献

- [1] 美国国家标准压力管路规范 ANSI B 31 3d《化工厂和石油炼制厂管路》。化工部工程建设标准编辑中心,1984
- [2] S. S. 吉尔主编,籍荻、厉学斌译。压力容器及其部件的应力分析。原子能出版社,1975 年
- [3] 陈建存。异形零部件计算。化工设备设计,1979 年第 5 期
- [4] 日本劳动省安全卫生部长课编,沈志康译。锅炉压力容器构造规范讲解。化工部设备设计技术中心站,1982 年
- [5] 水利电力部东北电力设计院。管道弯头典型设计修订技术条件书。1977 年
- [6] 石油化学工业部炼化建 502—74《中、低压管道施工及验收技术规范》。石油化学工业出版社,1976 年

23 焊制三通的计算

焊制三通不仅在锅炉蒸汽系统中应用广泛,而且在化工管道、化工设备及其接管中也相当普遍。三通的型式有多种,有焊制、锻制、热挤压的,有厚壁加强和用筋板加强的,有正三通和斜三通等。本章主要用于化工设备中遇到最多的厚壁加强的焊制正三通。

焊制三通的强度计算有多种方法,主要有:

(1) 我国《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1988 中的方法,也即本章所述的方法。

(2) 美国 ANSI B 31.1 的等面积补强法。这一方法与筒体上小直径开孔补强的方法相同,但是将需要加强的面积增大 7%,即面积 $A=1.07S_0d_i$,这样来弥补大开孔时等面积补强的不足。

(3) 德国锅炉标准 TRD 301 的压力面积法。在主管壁较厚(即外径与内径之比 β 较大)时,与我国的方法计算结果相近。德国不仅用于焊制三通设计,而且也用于热挤压三通的计算。我国电力工业部的《火力发电厂汽管道设计技术规定》DLGJ 23—81 中对于热挤压三通也采用这一方法。

(4) 原苏联的《苏联蒸汽锅炉元件强度计算标准》中的方法。

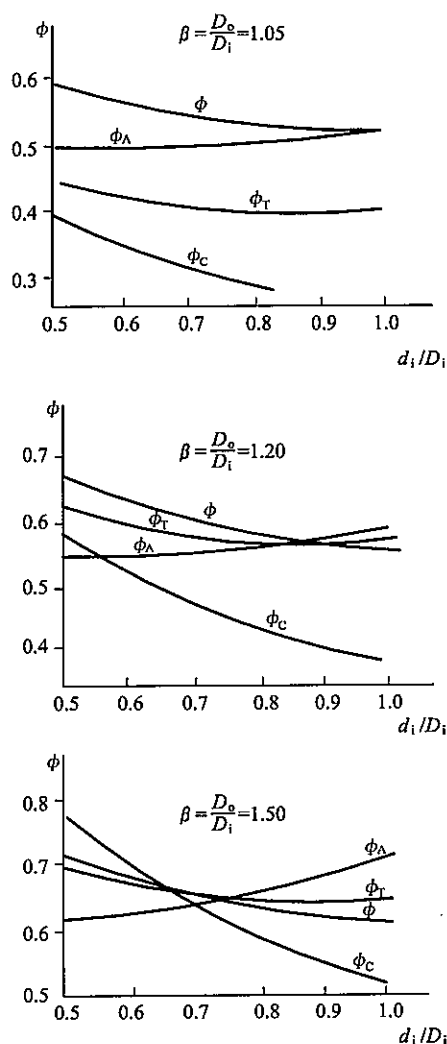
(5) 弹性基础梁法。

上述这些计算方法都是在实验基础上(爆破试验等)经理论分析推导而得,并经工程实践所验证而成为国家标准,因此也是可靠可行的。各国三通计算方法中的差别主要在于减弱系数的不同,右图是按我国的 ϕ 、美国的 ϕ_A 、德国的 ϕ_T 、原苏联的 ϕ_C 在不同 β 值下减弱系数的比较。从图中可以看出:

① 除美国等面积补强法随着开孔的增大而减弱系数增大外。其余均随着开孔的增大而减弱系数减小,这种减弱系数减小的情况比较符合应力应变测定和实验验证的情况;

② 我国的减弱系数 ϕ 与其他方法一样,随着 β 的增大而增大;

③ 当 β 较大时,我国的 ϕ 与德国的 ϕ_T 逐渐靠近, $\beta=1.50$ 时两者相当接近甚至完全相同。



我国《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1998 中的厚壁焊制正三通的计算方法,是经过多年的实验验证和工程实践考验的。机械工业部、电力工业部、清华大学等在这方面进行了大量的试验研究和有限元分析计算,写出了许多有价值的试验报告和研究论文。1983 年 11 月在上海还召开了大直径等径焊制三通强度研究技术成果鉴定会,会上发表了 13 篇科研报告。这一课题的研究证明了几何相似原理及应变叠加原理适用于焊制三通,澄清了过去设计中采用的经验公式不符合几何相似原理的混乱观点。也即进一步证实了《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1988 中关于焊制三通的计算方法是正确可行的。我国的这一计算方法中减弱系数考虑了约 10% 的高温蠕变持久爆破试验结果的负偏差,并给以 10% 的附加安全裕度,因此是偏于安全的。

鉴于以上的分析比较,本章关于厚壁焊制正三通的计算方法即按《水管锅炉受压元件强度计算》GB 9222—1988 中所述的方法。

参 考 文 献

- [1] GB 9222—1988《水管锅炉受压元件强度计算》,技术标准出版社
- [2] 电力工业部电力建设总局《火力发电厂汽水管道设计技术规定》DLGJ 23—81(试行),电力工业出版社。1982 年
- [3] 美国国家标准《压力管道规程-动力管道》ANSI B 31.1
- [4] 德国锅炉标准 TRD 301
- [5] 《苏联蒸汽锅炉元件强度计算标准》1965 年版,哈尔滨锅炉厂,1973 年
- [6] 《锅炉受压元件强度标准分析》. 技术标准出版社,1980 年
- [7] 大直径等径焊制三通强度研究技术成果鉴定会科研报告 13 篇. 机械工业部上海发电设备成套设计研究所,电力部华东电力设计院,清华大学等. 1983 年 11 月

24 Y形管的设计和计算

Y形管是管道连接中的一种形式,如焊制三通。本章的设计方法来源于德国蒸汽锅炉技术规范 TRD 301,它的基本方法与开孔补强一样,同属于压力面积法。对于有加强筋的 Y形管,还考虑了加强筋的加强影响。

参 考 文 献

- [1] 德国蒸汽锅炉标准《承受内压的圆筒计算》TRD 301
- [2] 陈建存. 异形零部件计算. 化工设备设计,1979 年第 5 期

25 Ω 形膨胀节的设计和计算

Ω 形膨胀节与波形膨胀节相比,有它独特的优点,尤其可承受较高的压力。本章采用的方法为 M. W. Kellogg 公司推荐的 A. Siebel 方法,并已在国内外工程设计中成熟应用,计算方法简明、方便、实用。

参 考 文 献

- [1] 中国五环工程公司《容器设计手册》
- [2] 化工部设备设计技术中心站. 化工设备元件强度计算. (第二版).

26 外载荷对圆筒引起的局部应力计算

本章参照 WRC 第 107 公报,以未开孔的圆筒上承受局部外载荷的模型求取圆筒上的局部应力,所以仅适用于带有圆形、方形和矩形实心附件的圆筒,对于带有各类接管的圆筒,应按照 WRC 第 297 公报,本标准已列于第 28 章。

WRC 第 107 公报并未计及压力的影响,本章根据未开孔圆筒在压力作用下引起的周向和轴向应力,予以叠加,以适应压力容器设计的需要,但仅限于恒定压力、或虽有交变但按判别属于不需进行疲劳分析的交变压力循环。

WRC 第 107 公报并未提及附件的衬垫板,但作为对 WRC 第 107 公报补充的 WRC 第 297 公报则根据接管周围圆筒上局部应力的衰减范围而规定在补强圈的宽度(接管边缘至补强圈边缘的距离)超过 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 的条件下,在计算圆筒各处的各项应力时,除圆筒厚度 T 以外允许计入补强圈厚度 T_R ;本标准将此原理引伸至实心附件和圆筒的连接,故规定在衬垫板宽度(附件边缘至衬垫板边缘的距离)超过 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 的条件下,在计算圆筒 A、B、C、D 点的各项应力时,除圆筒厚度 T 以外可予计入衬垫板厚度 T_R ;此外,还应计算衬垫板外边缘处的圆筒应力;如衬垫板宽度小于 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$,则不能计入衬垫板的加强作用。只要设置了衬垫板,不论衬垫板宽度是否满足 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$,在计算圆筒参数 γ 时都取 $\gamma = \frac{R_m}{T+T_R}$,以考虑当衬垫板宽度不足,在计算各项应力中不能计入衬垫板的加强作用时圆筒实际应力的略为下降。

由附件和圆筒连接处结构的突然改变而引起的应力集中;本章按 WRC 第 107 公报的规定,根据该连接处过渡圆弧半径 r 的大小而引入应力集中系数 K_b 、 K_n ,在各外加载荷交变且需要进行疲劳分析时予以使用。

WRC 第 107 公报并未直接规定应力强度的校核条件。HG 20582—1998 根据 ASME Ⅷ-2 和《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732—1995(包括 2005 年确认)关于应力分类和评定的原理作了规定。

本标准根据对局部应力计算中都不涉及交变压力的统一要求,规定只适用于恒定压力或虽有交变、但按判别不需要进行疲劳分析的交变压力循环,此外,还对前版的排版错误作了改正。

参考文献

- [1] K. R. Wichman, A. G. Hopper and J. L. Mershon, Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings. March 1979 Revision of WRC Bulletin 107/August 1965
- [2] K. R. Wichman, A. G. Hopper and J. L. Mershon, Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings. October 2002 Update of the March 1979 Revision.
- [3] J. L. Mershon, K. Mokhtarion, G. V. Ranjan, E. C. Rodabaugh, Local Stresses in Cylindrical Shells due to Ex-

ternal Loadings on Nozzle—Supplement to WRC Bulletin No. 107, WRC Bulletin 297/Aug. 1984

- [4] 丁伯民. 美国压力容器规范分析—ASME Ⅷ-1 和 Ⅷ-2, 华东理工大学出版社, 1995

27 外载荷通过接管或实心附件对球壳引起的局部应力计算

本章参照 WRC 第 107 公报,以球壳上装有径向接管并在接管上作用有外载荷为模型,求取球壳上的局部应力。WRC 第 107 公报已将球壳上的径向接管延伸而推广用于实心圆形或方形附件,但附件仍应保持在球壳的径向位置;所以 HG 20582—1998 据此而用于球壳、椭圆形或碟形封头上设有支承式支座时,由于支承式支座一般并非和球壳径向相接,因而是近似的。

WRC 第 107 公报并未计及压力的影响,本章用于壳体上设有接管或实心附件时,根据未开孔球壳在恒定压力作用下引起的二向应力予以叠加,即计及恒定压力或虽有交变、但按判别不需要进行疲劳分析的交变压力循环的影响。

对于所作用的除压力外的各种外加载荷,当为交变且按判别需要进行疲劳分析时,根据附件和球壳相连接处过渡圆弧半径 r 的大小而引入应力集中系数 K_b 、 K_n ,以便进行疲劳分析时应用。

当用于壳体上的径向接管时,在压力作用下在接管和壳体连接处一定范围内会引起局部高应力,壳体上的局部高应力值应是球壳在压力作用下薄膜应力和开孔接管应力集中系数的乘积。考虑到在外力、外力矩作用下在壳体上引起的局部高应力点不一定和压力作用下在壳体上引起的局部高应力点相互重叠,如采用二者的叠加则结果偏于保守,所以本章在计及压力对壳体引起的应力时,并未计及壳体上的开孔接管应力集中系数,而仅计及了压力在壳体上所引起的薄膜应力。由于压力对壳体所引起的局部高应力中,在扣除由压力所引起的薄膜应力之外的应力分量属于二次应力 Q 或峰值应力 F 之列,未计及 Q 值会略偏于冒进,在静载荷作用下对峰值应力 F 类则予以不计。所以本章规定,当计及压力的影响时,壳体上的开孔接管应先按《钢制压力容器》GB 150 的规定满足开孔补强要求,然后按已经满足了开孔补强要求后的壳体和接管结构尺寸按规定进行局部应力计算,以避免当压力较高而各外载荷值较小时满足了外载荷所引起局部应力和压力引起薄膜应力的校核,因略去了由压力对开孔接管处所引起的 Q 类应力而偏于冒进。并规定本章仅适用于压力并无交变,或虽有交变但按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732(2005 年确认)的判定不需要进行疲劳分析时。

但对于径向接管上外载荷对壳体引起的局部应力,根据 WRC 第 107 公报的规定,在交变外载荷且需要进行疲劳分析时应计及根据接管和球壳相连接处过渡圆弧半径 r 的大小而引入应力集中系数 K_b 、 K_n 。

WRC 第 107 公报并未提及开孔接管的补强圈和实心附件的衬垫板,但作为对 WRC 第 107 公报补充的 WRC 第 297 公报则根据接管周围壳体上局部应力的衰减范围而规定在补强圈的宽度(接管边缘至补强圈周边的距离)超过 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 的条件下,在计算壳体各处的各项应力时,除壳体厚度 T 外允许计入补强圈厚度 T_R ;将此原理引伸至实心附件和球壳的连接,故规定在衬垫板宽度(附件边缘至衬垫板边缘的距离)超过 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 的条件下,在计算壳体各处的各项应力时,除壳体厚度 T 以外,可予计入补强圈或衬垫板厚度 T_R ;此外,还应计算补强圈或衬垫板外边缘处的球壳应力;如补强圈或衬垫板宽度小于 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$,则不能计入补强圈或衬垫板的加强作

用。只要设置了补强圈或衬垫板,不论它们的宽度是否超过 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$,在计算壳体参数 U 和附件参数 ρ 时都以 $(T+T_R)$ 值代替 T 值,以考虑补强圈或衬垫板宽度不足,在计算各项应力中不能计入补强圈或衬垫板的加强作用时壳体应力的略为下降。HG 20582—1998 采用了这些规定。

WRC 第 107 公报并未直接规定应力强度的校核条件。HG 20582—1998 根据 ASME Ⅷ-2 和《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732—1995 关于应力分类和评定的原理作了规定。

本标准根据对局部应力计算中都不涉及交变压力的统一要求,规定只适用于恒定压力或虽有交变、但按判别不需要进行疲劳分析的交变压力循环。此外,本标准对前版的排版错误作了改正。

参 考 文 献

- [1] K. R. Wichman, A. G. Hopper and J. L. Mershon, Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings. March 1979 Revision of WRC Bulletin 107/August 1965
- [2] K. R. Wichman, A. G. Hopper and J. L. Mershon, Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings. October 2002 Update of March 1979 Revision. (Original, August 1965)
- [3] J. L. Mershon, K. Mokhtarion, G. V. Ranjan, E. C. Rodabaugh, Local Stresses in Cylindrical Shells due to External Loadings on Nozzle—Supplement to WRC Bulletin No. 107, WRC Bulletin 297/Aug. 1984 年
- [4] 丁伯民. 美国压力容器规范分析—ASME Ⅷ-1 和 Ⅷ-2, 华东理工大学出版社, 1995 年

28 外载荷通过开孔接管对圆筒(包括和圆筒连接处的接管) 引起的局部应力计算

本标准的前版仅列有第 26 章的外载荷通过实心附件对圆筒引起的局部应力计算,并提及对于带有各类接管的圆筒可参考使用。由于该法采用的是无开孔圆筒上承受局部外载荷的模型,和开孔接管的模型有一定差距,所以提及对于带有各类接管的圆筒可参考使用。

本标准根据两个垂直相交的薄壁圆筒,在其中一圆筒(即接管)上作用有外载荷时对两圆筒(其一为带接管圆筒,另一为接管)上局部应力计算的 WRC 第 297 公报制定。相应地,删除了原标准第 26 章中关于带接管圆筒上的局部应力可参考第 26 章计算的内容。

WRC 第 297 公报也未计及压力的影响,本章根据圆筒或接管在压力作用下引起的周向和轴向应力和由外载荷引起的局部应力予以叠加,以适应压力容器的需要。但根据本标准对局部应力计算中都不涉及交变压力的统一要求,本章规定用于恒定压力或虽有交变、但据判别不需要进行疲劳分析的交变压力循环。

压力作用下在接管和圆筒连接处一定范围也内会引起局部高应力,圆筒和接管上的局部高应力值应是在压力作用下薄膜应力和开孔接管应力集中系数的乘积。考虑到在外力、外力矩作用下在圆筒和接管上引起的局部高应力点不一定和压力作用下引起的局部高应力点相互重叠,如采用二者的叠加则结果偏于保守,所以本章在计及压力对圆筒和接管引起的应力时,并未计及圆筒上的开孔接管应力集中系数,而仅计及了压力在圆筒和接管上所引起的薄膜应力。由于压力对圆筒和接管所引起的局部高应力中,在扣除由压力所引起的薄膜应力之外的应力分量属于二次应力 Q 或峰值应力 F 之列,未计及 Q 值会略偏于冒进,在静载荷作用下对峰值应力 F 类则予以不计。所以本章规定,当计及压力的影响时,圆筒上的开孔接管应先按《钢制压力容器》GB 150 的规定满足开孔补强要求,然后按已经满足了开孔补强要求后的圆筒和接管结构尺寸按规定进行局部应力计算,以避免当压力较高而各外载荷值较小时满足了外载荷所引起局部应力和压力引起薄膜应力的校核,因略去了由压力对开孔接管处所引起的 Q 类应力而偏于冒进。并规定本章仅适用于压力并无交变,或虽有交变但按《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732(2005 年确认)的判定不需要进行疲劳分析时。

WRC 第 297 公报根据接管周围圆筒上局部应力的衰减范围而规定在补强圈的宽度(接管边缘至补强圈边缘的距离)超过 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 的条件下,在计算由外加载荷对圆筒各处引起的各项应力时,除圆筒厚度 T 以外允许计入补强圈厚度 T_R ; 此外,还应计算补强圈外边缘处的圆筒应力。如补强圈宽度小于 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$,则不能计入补强圈的加强作用。只要设置了补强圈或局部加厚圆筒,不论补强圈或局部加厚宽度是否满足 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$,在计算圆筒参数 γ 时都取 $\gamma = \frac{R_m}{T+T_R}$,以考虑当补强圈或局部加厚宽度不足,在计算各项应力中不能计入补强圈或局部加厚的加

强作用时圆筒实际应力的略为下降。

WRC 第 297 公报还包括了接管上的局部应力计算,虽然它并未提及当接管采用厚壁管补强时的处理方法,但根据两个垂直相交薄壁圆筒上边缘应力的衰减原理可以推论,当接管加厚部分的长度(由圆筒外壁量起)大于 $1.65 \sqrt{dt/2}$ 时,在由表 28.3.2-2 计算接管的各项应力时,涉及到 t 项可以用经加厚的接管厚度计算;如接管加厚部分的长度小于 $1.65 \sqrt{dt/2}$,则按表 28.3.2-2 计算接管的各项应力时, t 项仅能以未经加厚处的接管厚度计算。只要是加厚接管,不论加厚段长度大小在用图 28.3.2-1~图 28.3.2-56 查取 n_θ 、 m_θ 、 n_r 、 m_r 时,所采用结构参数中的 t 项都用经加厚的接管厚度表示。

WRC 第 297 公报并未直接规定应力强度的校核条件。本标准根据 ASME VIII-2 和《钢制压力容器 分析设计标准》JB 4732 (2005 年确认)关于应力分类和评定的原理作了规定。

参考文献

- [1] J. L. Mershon, K. Mokhtarion, G. V. Ranjan, E. C. Rodabaugh, Local Stresses in Cylindrical Shells due to External Loadings on Nozzle-Supplement to WRC Bulletin No. 107, WRC Bulletin 297/Aug. 1984
- [2] J. L. Mershon, K. Mokhtarion, G. V. Ranjan, E. C. Rodabaugh, Local Stresses in Cylindrical Shells due to External Loadings on Nozzle-Supplement to WRC Bulletin No. 107, Revised Bulletin 297, Sep. 1987
- [3] JB 4732—1995(包括 2005 年确认)《钢制压力容器 分析设计标准》
- [4] 丁伯民. 美国压力容器规范分析——ASME VIII-1 和 VIII-2, 华东理工大学出版社, 1995

29 法兰设计的另一方法

(1) 适用范围。

本章是按 EN 13445-3:2006 的附录 G“法兰和通过垫片的法兰连接的另一设计方法”编制。用本章方法进行设计的法兰必须是整体的圆形法兰,并且满足本章第 29.1 节的要求。本章的方法不能用于中间剖分的法兰、非圆形的法兰、有加强筋的法兰、金属密封面直接接触的法兰和两法兰间有限位环的法兰。

本章的方法主要是从保证法兰接头的密封性出发,因此,无论是结构中各零部件的变形,还是所作用的载荷,如其对接头的密封性能影响很小,则在该方法中将不予考虑。因此,对于作用于法兰接头上的载荷,只考虑流体压力、平行于法兰中心线的轴向力和作用于法兰密封面上的弯矩,而不考虑作用于法兰密封面上的扭矩和剪力。另外,为了简化计算,在本章的方法中还忽略了如下的一些次要因素:

① 认为法兰和垫片都是轴对称的,而忽略螺栓孔对轴对称的影响;

② 不考虑法兰环横截面的变形,即只考虑法兰环中的周向应力和应变,而忽略其所受到的径向和轴向应力及应变。这个假定使得需要条件本章第 29.1.3 条中第 4 款第 1 项成立;

③ 垫片与法兰的实际接触宽度按预紧工况,按两配对法兰的弹性扭转变形以及垫片的弹性和塑性变形计算得到,并假定该宽度在随后的操作工况中是不变的;

④ 通过系数 g_c 近似考虑垫片材料的蠕变性能,但忽略法兰和螺栓的蠕变。

(2) 螺栓法兰连接接头的密封基本原理^[5]。

为了理解本章的法兰设计方法,需要首先了解螺栓法兰连接接头的密封基本原理,为此作一简单说明。当采用螺栓法兰连接接头来达到密封要求时,在设计中,必须同时考虑螺栓、法兰、垫片间的相互作用力和变形关系。无论垫片受到多么大比压力,在法兰密封面和与其接触的垫片之间始终存在着无数很细小的流动通道,介质将可能通过这些细小的通道而泄漏。密封的基本原理就是要使得介质在流经这种细小通道时的压力降大于密封腔内、外的压力差。由于流体在流经一管状通道时的压力降与该通道的长度成正比,而与该通道的直径成反比。因此,工程上的做法就是通过在法兰密封面和与其接触的垫片之间施加一定的压力,使得在这两个面上的大部分通道的当量直径(或间隙)都小到一定程度,从而使流体要通过这些通道而流出的压力降大于密封腔内、外的压力差。当然,不可能做到两个面上的所有通道都满足这个要求,泄漏是不可避免的,但可以通过控制泄漏通道的数量来达到控制泄漏率的目的。为了达到这个目的需要,在垫片表面要施加一定的比压力,而这个比压力是由螺栓通过法兰密封面而施加的。

除了法兰密封面和与其接触的垫片之间存在的介质泄漏之外,对于纤维材料垫片还可能存在着垫片本身的泄漏,这种泄漏也可以通过对垫片施加一定的压力而缩小其空隙来达到密封,但一般更有效的方法是更换垫片材料,使介质不发生渗漏。本章的方法将不考虑这种由垫片渗漏而引起的

泄漏。

为便于说明问题,先假定法兰是完全刚性的,在任何受载过程中不发生变形。同时,先假定垫片是纯金属材料。在螺栓法兰结构的安装阶段,通过拧紧螺栓,使法兰密封面和垫片之间产生一定的比压。在这个过程中,螺栓受到拉力而变长,垫片却受到压力而变薄。当完成装配时,螺栓和垫片所受力的方向相反,它们所受力和变形关系可以图 1 中的 A 点表示(考虑到金属垫片材料一般都采用软金属,因此,在螺栓预紧完成以后,垫片材料一般已达到屈服)。

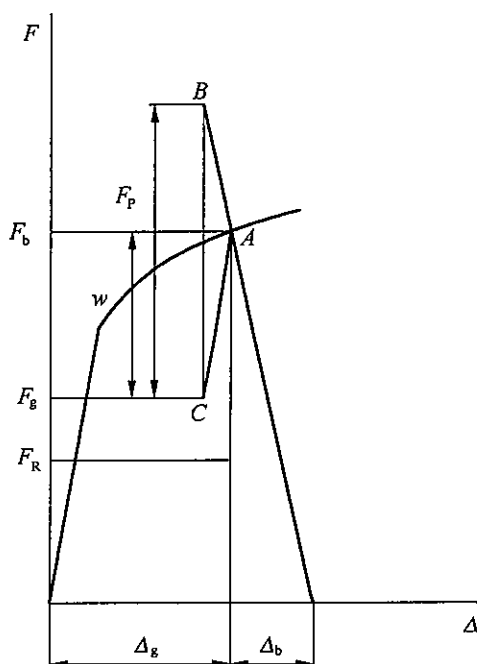


图 1 螺栓和金属垫片的受力和变形

图 1 中的符号说明如下:

F_b ——装配完成时,螺栓所受的预紧力和垫片所受的压力;

F_R ——在一定压力作用下,为达到密封要求而需在垫片上施加的最小压力;

F_g ——在升压后,垫片所受到的压力;

F_P ——在升压后,为平衡介质压力而需要的螺栓力;

Δ_b ——装配完成时,螺栓的变形;

Δ_g ——装配完成时,垫片的变形。

当介质压力升起以后,螺栓所受的力将加大,同时,其变形也变大。而对于垫片来说,升压以后,其受到的压力会变小,即从 F_b 变到 F_g ,其在预紧阶段的一部分变形会发生回弹。在一定的介质压力作用下,对于一特定垫片,需要在其表面上作用有足够大小的比压力才能满足密封要求。由实验结果可以认为,这个为达到密封所需要的最小比压力 F_R 可以认为近似与介质压力成正比。即当压力升起以后,如果要达到密封的目的,必须使 F_g 不小于 F_R 。在一定压力下, F_P 是定值,其值可以式 (1) 计算:

$$F_P = p \frac{\pi}{4} D_G^2 \quad (1)$$

式中 D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径。

在安装完成以后,即螺栓的预紧力确定以后,升压后垫片的压紧力 F_g 就确定了[见式(2)]:

$$F_g = F_b - w \quad (2)$$

可见,合适的螺栓预紧力是保证满足密封要求的关键,在螺栓法兰连接接头的设计阶段应确定合适的螺栓预紧力。

注意到在理想情况下,应使螺栓在预紧阶段和正常操作阶段始终处于弹性状态,以及垫片在压力升起以后的卸载过程将沿与弹性阶段相同斜率的直线发生回弹,即三角形 $\triangle ABC$ 是已知的,可解出 AC 边的长度,从而求得 w 。由此可得到为达到密封所需要的最小螺栓预紧力为[见式(3)]:

$$F_b = w + F_R \quad (3)$$

由于非金属垫片在加载和卸载时,其本构关系一般都不存在严格意义上的直线,分析起来稍显复杂。如图 2 所示,非金属垫片在加载时,力和变形曲线的斜率是变化的,会越来越大。这是因为在压力的作用下,垫片变得更为紧密,使得其刚度变大。而当卸载时,力和变形也不是按加载路径变化,而是以斜率更陡的曲线回弹(即图 2 中的曲线 AC)。虽然对于非金属垫片,直线 BC 表示的力 F_p 和 AB 的斜率还是已知的,但 AC 不再是直线, w 的值就无法直接通过力三角形解得。好在从图 2 可以发现,在预紧阶段和升压阶段,螺栓和垫片的变形绝对值之和是相等的,即有[见式(4)、式(5)]:

$$\Delta_g + \Delta_b = \tilde{\Delta}_g + \tilde{\Delta}_b \quad (4)$$

或

$$(\tilde{\Delta}_g - \Delta_g) + (\tilde{\Delta}_b - \Delta_b) = 0 \quad (5)$$

式(5)表示连接接头各零件(现为螺栓和垫片)在升压阶段相对于预紧阶段的变形差之和为 0。

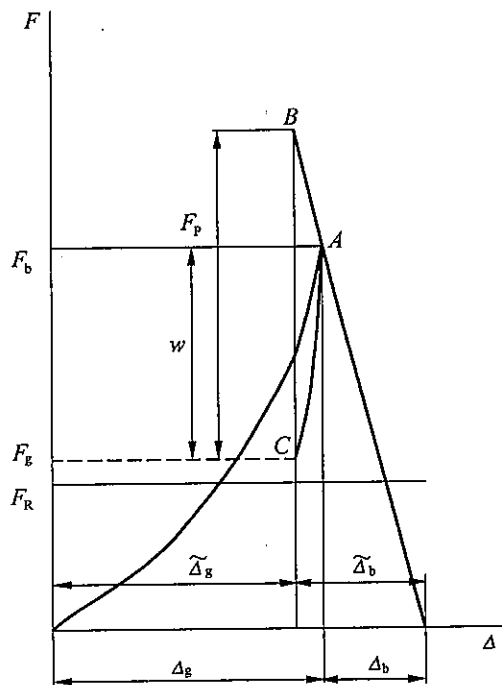


图 2 螺栓和非金属垫片的受力和变形

当考虑法兰的变形和温差变形后,该关系仍然成立。

因此,只要有螺栓和垫片的柔度表达式,利用加压前后螺栓和垫片的变形绝对值之和相等的关系,即可求得保证密封要求所需要最小螺栓预紧力。

(3) 垫片的性能参数。

与法兰密封面接触的垫片性能将在很大程度上决定法兰接头密封的可靠性。本章的法兰设计方法将需要用到 6 个垫片的基本性能参数,即:

$Q_{0,\min}$ ——为了满足密封要求,在预紧工况下垫片所需要最小压缩应力;

Q_{\max} ——为保证密封性能和不破坏,垫片所能承受的最大压缩应力;

E_0 ——在压缩应力为 0 时,垫片材料的压缩弹性模量;

K_1 ——垫片弹性模量随压缩应力的变化率;

m_1 ——在操作工况下,为满足密封要求,垫片所需要最小压缩应力与流体设计压力的比值;

g_c ——垫片材料的蠕变因子。

在本章第 29.7 节中,给出了一些常用垫片的性能参数。这些垫片性能参数中, m_1 是对密封性能影响最大的参数,而在第 29.7 节中给出的值,其测试条件为:常温;流体压力为 4MPa;垫片的内、外径分别为 50mm 和 90mm;用氮气为测试介质,泄漏率为 1mL/min。在实际工程应用中,操作条件、介质、法兰与垫片的几何尺寸以及密封要求都将可能不同于测试条件,因此,本章所提供的垫片性能参数仅供参考。如在实际设计中,垫片供应商能按设计条件提供垫片的实测数据,则本章鼓励使用那些实测数据。

(4) 预紧工况下的垫片反力和螺栓力。

对于实际工程中使用的法兰接头,影响其密封性能的因素是非常多的。但是,为保证法兰接头达到预定的密封效果,事实上只主要取决于设计和装配阶段中的两个步骤,即垫片的选用和法兰螺栓的上紧。因此,有必要在设计文件中给出法兰在安装时所需要最小螺栓力和允许的最大螺栓力。在图 2 中可以看到,流体压力作用以后,垫片的压缩应力将减小。对于由非金属材料组成的垫片来说,垫片的卸载曲线并不是直线,因此,法兰螺栓的预紧力并不能通过图中已知的 F_p 和 F_R 直接求得,而需要通过变形协调方程式(5)来求取,这就是标准中给出的式(29.4.5-1)所表示的含义。在该式中,

$$F_{G1,\min} = m_1 p A_{Gc}$$

表示在任意操作工况下,为满足密封要求所需要最小垫片反力。

垫片反力的计算将与垫片的有效宽度 b_{Gc} 有关,由于垫片的有效宽度 b_{Gc} 又反过来取决于垫片反力。因此,为了确定预紧工况下的垫片反力,需要进行叠代计算,整个计算过程实际上是有两个嵌套的叠代过程。从式(29.3.3-5)~式(29.3.3-10)是确定垫片的有效宽度 b_{Gc} 和垫片作用圆直径 d_{Gc} 的叠代过程。在此过程中,垫片反力 F_{G0} 是一个假定的定值。然后,按式(29.4.2-1)~式(29.4.5-3)计算 $F_{G0,\text{req}}$,如果该计算值大于前面假定的 F_{G0} ,则需要对 F_{G0} 重新假定一个较大值后,再次按式(29.3.3-5)~式(29.3.3-10)和式(29.4.2-1)~式(29.4.5-3)的过程进行计算,直到满足式(29.4.5-4)的要求,即垫片在预紧工况下的假定值 F_{G0} 不小于所需要最小值 $F_{G0,\text{req}}$ 。

当 $F_{G0,\text{req}}$ 确定以后,即可按式(29.4.5-3)确定法兰接头装配时所需要的螺栓力。考虑到螺栓上紧时,各个螺栓受力的不均匀性,又引入了分散性系数 ϵ_{n+} 和 ϵ_{n-} ,通过式(29.4.5-8)或式(29.4.5-9)

来确定法兰接头装配时的名义螺栓力 $F_{B0, nom}$ 。

在法兰接头多次拆、装后,垫片可能出现渐进塑性变形,这时,法兰接头装配时施加的垫片反力将需要大于 $F_{G\Delta}$ 。考虑到这种情况发生的可能性,在计算各操作工况下的垫片反力和螺栓力时应采用预紧工况下的设计垫片反力 $F_{G0,d}$,在计算 $F_{G0,d}$ 的式(29.4.6-1)中引入了拆装次数 N_R :

$$F_{G0,d} = \max \left\{ F_{G\Delta}; \frac{2}{3} \left(1 - \frac{10}{N_R} \right) F_{B0,max} - F_{R0} \right\}$$

如拆、装次数很多,即上式中右边第2项起作用时,垫片所受到的最大压缩力将大于 $F_{G\Delta}$ 。内压作用时,操作工况下的螺栓力将大于按 $F_{G\Delta}$ 作为初始垫片反力而通过式(29.4.6-3)计算得到的值;而在外压作用时,操作工况下的垫片反力将大于按 $F_{G\Delta}$ 作为初始垫片反力而通过式(29.4.6-2)计算得到的值。但如满足第29.5节的强度校核要求,则可以确保垫片和螺栓各自应起的作用。

(5) 强度校核。

本章第29.5节对垫片、螺栓、法兰、法兰盖以及与法兰连接的壳体进行强度校核。该计算方法的力学模型认为与法兰连接的壳体总是为圆柱壳。因此,对于有锥颈的整体法兰,锥颈将被近似为一当量圆柱壳,其厚度介于锥颈小端厚度和大端厚度之间。对于与法兰相连的锥壳和球壳也将以不同的方法近似为厚度不变的当量圆柱壳,然后进行计算。这种近似处理使得需要满足条件本章第29.1.3条中第4款第3项。

本章的强度校核是采用计算垫片、螺栓、法兰和法兰盖的载荷比(各工况下的实际载荷与极限载荷之比)来进行,即要求满足:

$$\Phi_I \leq \Phi_{max} \quad (I = 0, 1, 2, \dots)$$

在实际计算时,如对垫片、螺栓、法兰、法兰盖能分别确定其受力最大的工况,则只需针对这些工况进行计算就可以了。

螺栓的强度校核考虑了拆装次数和螺栓上紧方法的不同等因素,这些因素可能引起一些渐进变形,由此引起的应力可以认为是二次应力。因此,允许实际的螺栓力可使得螺栓发生一定的屈服,但不允许螺栓的整个截面发生屈服^[1]。另外,要注意的是,在螺栓强度校核时,确定螺栓材料许用应力的安全系数与法兰环和壳体的安全系数相同。

在强度校核中,虽然没有直接提供与法兰连接壳体的强度计算方法,但在进行法兰环的强度校核时,在表29.5.4的第3条注中指出,在计算 c_M 时,如根号中的计算值为负,即表示与法兰连接壳体的强度不够,需要改变连接壳体的尺寸后重新计算。在法兰环的强度校核中,对法兰环进行强度校核时,假定法兰能够承受的最大扭矩将使得该法兰环整个截面中的切向应力都达到材料的许用应力,即法兰环截面达到全屈服^[2]。

在按第29.5.4条对整体法兰、翻边或凸缘进行强度校核时,应按以下步骤进行计算:

- ① 按式(29.5.4-3)和式(29.3.1-16)计算 e_D 和 β ;
- ② 按式(29.5.4-4)、式(29.5.4-5)、式(29.5.4-6)、式(29.5.4-7)或式(29.5.4-9)计算 $[\sigma]_E$ 、 δ_Q 、 δ_R 、 c_M ;
- ③ 按式(29.5.4-8)或式(29.5.4-10)分别计算 $c_s(j_s = +1)$ 和 $c_s(j_s = -1)$;按式(29.5.4-11)、式(29.5.4-16)~式(29.5.4-19)计算 j_M 、 ϕ_{opt} 、 ϕ_{max} 、 ϕ_0 、 ϕ_{min} ;
- ④ 根据表29.5.4确定 k_M 和 ϕ_Z 的值;

⑤ 按式(29.5.4-2)和式(29.5.4-1)计算 W_F 和 Φ_Z 。

(6) 附加要求。

第 29.6 节给出的附加要求和计算是作为法兰设计中的参考,都是非强制性的。这些附加要求主要包括三个方面:法兰的最小厚度、法兰螺栓上紧时的扭矩和法兰环扭转角的计算。

① 式(29.6.1-1)确定的法兰最小厚度是考虑在螺栓沿法兰周长分布很稀疏的情况下,螺栓力对法兰的作用将很不均匀,如法兰环的刚度不够,有可能使法兰环沿周长方向发生挠曲而使法兰接头的密封性降低或失效。因此,在这种情况下,法兰需要有一定的厚度以使得满足刚度要求。

② 确定法兰螺栓上紧扭矩的式(29.6.3-1)和(29.6.3-2)是经简化以后的计算式,简化过程如下:

考虑螺纹之间以及螺母和法兰面之间的摩擦力后,式(29.6.3-1)中 k_B 的表达式为:

$$k_B = \frac{P_t}{2\pi} + \frac{\mu_t d_t}{2\cos\alpha} + \frac{\mu_n d_n}{2}$$

式中 d_n ——螺母和法兰接触面的平均直径;

d_t ——螺纹之间的平均接触直径;

μ_n ——螺母和法兰表面间的摩擦系数;

μ_t ——螺纹之间的摩擦系数;

P_t ——螺纹间距;

α ——螺纹倾斜角。

上式中的第一项为螺纹倾斜面上螺栓力的分力,第二项为螺纹之间的摩擦力,第三项为螺母和法兰表面间的摩擦力。按 ISO 标准螺纹的三角关系, $\alpha=30^\circ$, 并可按平均值进行如下简化:

$$P_t \approx 0.1 d_{B0}$$

$$d_t \approx 0.9 d_{B0}$$

$$d_n \approx 1.3 d_{B0}$$

同时,可假定

$$\mu_t = \mu_n = \mu$$

于是

$$k_B = 0.16 P_t + 1.17 \mu d_{B0}$$

上式可进一步简化为标准中的式(29.6.3-2),即

$$k_B = 1.2 \mu d_{B0}$$

③ 在标准的第 29.6.4 条中分别对整体法兰和松式法兰给出了计算法兰环扭转角的公式,即式(29.6.4-1)和式(29.6.4-2),但并没有给出法兰环扭转角的限制条件。

法兰环截面的偏转会改变垫片的实际比压,一方面会影响法兰连接接头的密封性能,另一方面将直接影响垫片的强度。在垫片强度校核中,垫片的压缩应力是按垫片的实际宽度计算的,而不是按垫片与法兰密封面接触的有效宽度。而标准中提供的垫片允许最大比压力 Q_{max} 是两平面对垫片平行加压测试得到的值。因此,当法兰环截面偏转以后,在靠近垫片的外周长那一面受到的比压力将大于计算值。此时,由于垫片的实际比压力超过计算比压力而可能造成垫片出现没有预料到的损坏而失效^[4]。至于法兰环截面的偏转对法兰连接接头密封性能的影响,可能有正负两个方面。发生

偏转后,一定程度的实际垫片比压力的提高将使介质泄漏所需流经的毛细通道的截面尺寸缩小,而有利于提高接头的密封性能^[3];而另一方面,当法兰偏转造成实际垫片比压力过大,将可能使垫片边缘压垮,或出现将缠绕垫内外层分离等现象,使得损坏接头的密封性能^{[3],[4]}。

考虑到法兰偏转对垫片、螺栓强度的影响以及对整个法兰接头密封性能影响的不确定性,本标准中没有规定对法兰转角的明确的限制条件,而只是提出设计人员应将法兰转角控制在根据垫片规定的可接受范围内。另外,按法兰偏转角测得的螺栓力可用来控制预紧工况下的螺栓载荷。

参 考 文 献

- [1] EN 13445-3:2002,“Unfired Pressure Vessels”,CEN, 2002;
- [2] Zerres, H. ,Guerout, Y. ,Present Calculation Methods Dedicated to Bolted Flanged Connection,International Journal of Pressure Vessel and Piping,p. 211—216,81(2004);
- [3] Bouzid, A. ,Diany, M. ,Derenne, M. ,Determination of the Gasket Effective Width for the ASME Proposed Flange Design Rules,WRC Bulletin 515;
- [4] Brown, W. ,An Update on Improved Flange Design Method,PVP2007-26643,Proceedings of PVP2007,San Antonio, Texas;
- [5] 秦叔经,EN 13445 中法兰设计另一方法的分析和讨论,化工设备与管道,No. 1,2009。