

UDC

P

中华人民共和国行业标准

HG

HG 20582—1998

钢制化工容器强度计算规定

Specification for Stress Calculation of Steel Chemical Vessels

1998—11—18 发布

1999—03—01 实施

国家石油和化学工业局

发布

中华人民共和国行业标准

钢制化工容器强度计算规定

Specification for Stress Calculation of Steel Chemical Vessels

HG 20582—1998

主编单位：上海工程化学设计院
中国五环化学工程公司
批准部门：国家石油和化学工业局
实施日期：一九九九年三月一日

全国化工工程建设标准编辑中心
(原化工部工程建设标准编辑中心)

1999 北 京

前 言

本标准(HG 20582—1998)是在原标准(HGJ 16—89)的基础上,根据实施以来取得的经验,并依据国标 GB 150—1998 的内容以及近年来国内外工程公司的标准规范进行了修订。

新修订的标准较原标准有如下主要改变:

1. 新增 12 种设计计算方法。包括:大锥角锥形封头、半圆管夹套容器、内压和轴向载荷作用的带折边变径段、外压圆筒内设有支承圈时对承载能力的提高、齿啮式卡箍连接和整体齿啮式卡箍连接、凸缘法兰、透镜垫高压螺纹法兰、带加强筋的圆平板盖、 Ω 形膨胀节、以及圆筒和球壳上局部应力的计算等。

2. 较大修改的有:对于椭圆形封头非中心部位开孔补强和圆筒上轴向和周向及封头上非径向接管的开孔补强三章合并为一章,即非径向接管的开孔补强,而且补强方法也有较大变动,采用 ASME 的方法。

3. 其它一些章节中在文字、符号及局部内容也作了相应调整,使之与 GB 150—1998 相一致。

本标准由全国化工设备设计技术中心站提出并归口管理。

本标准由上海工程化学设计院、中国五环化学工程公司主编。

本标准主要起草人:杨振奎 黄耕 王荣贵 丁伯民 姚佩贤 姚北权 应道宴

HG 20582—1998《钢制化工容器强度计算规定》是结合化工容器设计的具体情况,对 GB 150《钢制压力容器》进行了补充和具体化。

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 GB 150《钢制压力容器》相同。

1 受内压斜锥壳的计算

1.1 概 述

斜锥壳的形状如图 1—1 所示,其与圆筒体连接处的对接焊缝必须全焊透,且较大的侧斜角(图 1—1 中角 α_1)不得大于 30° 。当一侧斜角 α_1 或 α_2 为零时,即为常见的正斜锥的情况。

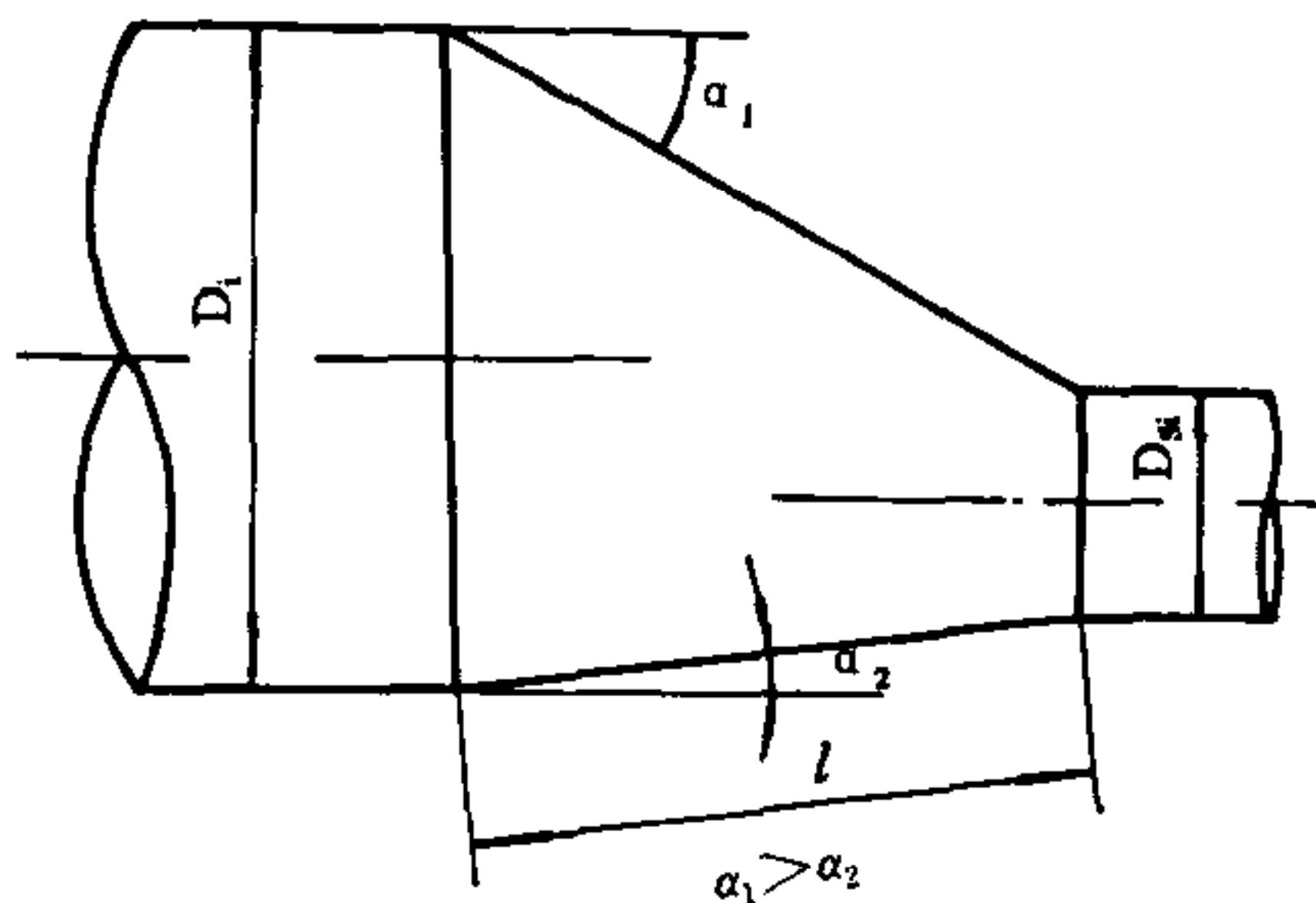


图 1—1 斜锥壳

1.2 符号说明

- δ ——斜锥壳壁厚(包括壁厚附加量),mm;
- δ_r ——斜锥壳整体加强区壁厚(包括壁厚附加量),mm;
- P ——设计压力,MPa;
- D_1 ——斜锥壳大端内直径,mm;
- D_2 ——斜锥壳小端内直径,mm;
- $[\sigma]^t$ ——设计温度下材料的许用应力,MPa;
- ϕ ——焊接接头系数;
- α ——斜锥壳一侧斜角。计算中取 α_1 或 α_2 中较大的侧斜角,度;
- Q ——斜锥壳与圆筒体连接处的应力增值系数。以 $P/[\sigma]^t$ 与较大的侧斜角 α 查图 1—3 或图 1—5 确定;

C ——壁厚附加量, mm。

1.3 受内压斜锥壳厚度计算

1.3.1 斜锥壳壳体壁厚

$$\delta = \frac{PD_i}{2[\sigma]'\phi - P} \times \frac{1}{\cos\alpha} + C \quad \text{mm} \quad (1-1)$$

α 为较大的侧斜角。

1.3.2 斜锥壳大端连接处的壁厚

以 $P/[\sigma]'$ 与较大的侧斜角 α 查图 1-2, 当其交点位于曲线之上时, 无需加强, 壁厚按式 (1-1) 计算; 当其交点位于曲线之下时, 则需加强, 壁厚按下式计算:

$$\delta_r = \frac{QPD_i}{2[\sigma]'\phi - P} + C \quad \text{mm} \quad (1-2)$$

加强区的长度, 按图 1-3 中右侧详图的规定计算。加强的厚度不得小于距离连接点 $2\sqrt{\frac{0.5D_i(\delta_r - C)}{\cos\alpha}}$ 处的锥壳厚度。

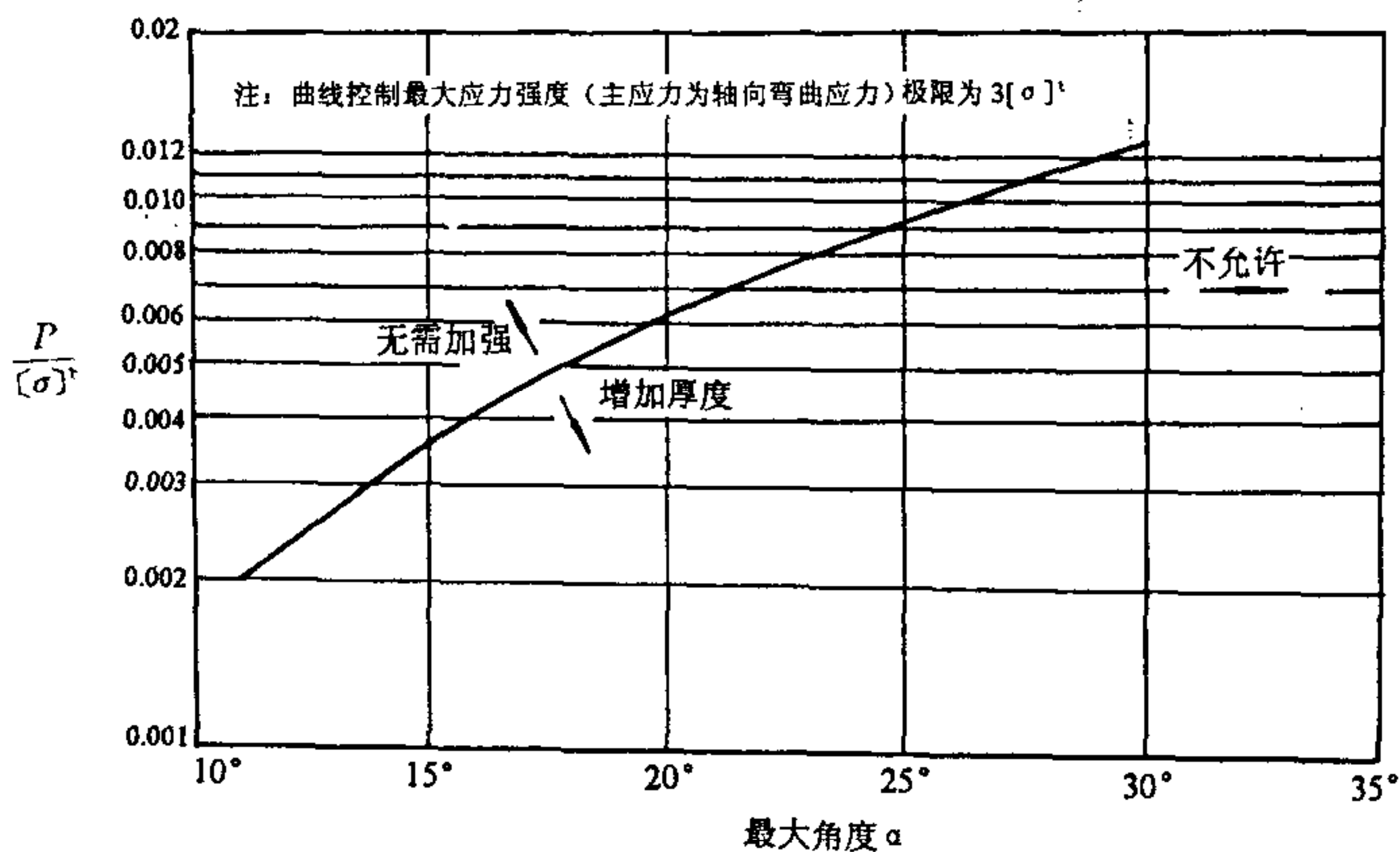


图 1-2 确定斜锥壳大端与圆筒体连接处的加强图

1.3.3 斜锥壳小端连接处的壁厚

以 $P/[\sigma]'$ 与较大的侧斜角 α 查图 1-4, 当其交点位于曲线之下时, 则需加强, 壁厚按下式计算:

$$\delta_r = \frac{QPD_{si}}{2[\sigma]'\phi - P} + C \quad \text{mm} \quad (1-3)$$

加强区的长度,按图 1-5 中右侧详图规定计算,加强区的厚度不得小于距连接点

$1.4 \sqrt{\frac{0.5 D_{si}(\delta_r - C)}{\cos \alpha}}$ 处的锥壳厚度。

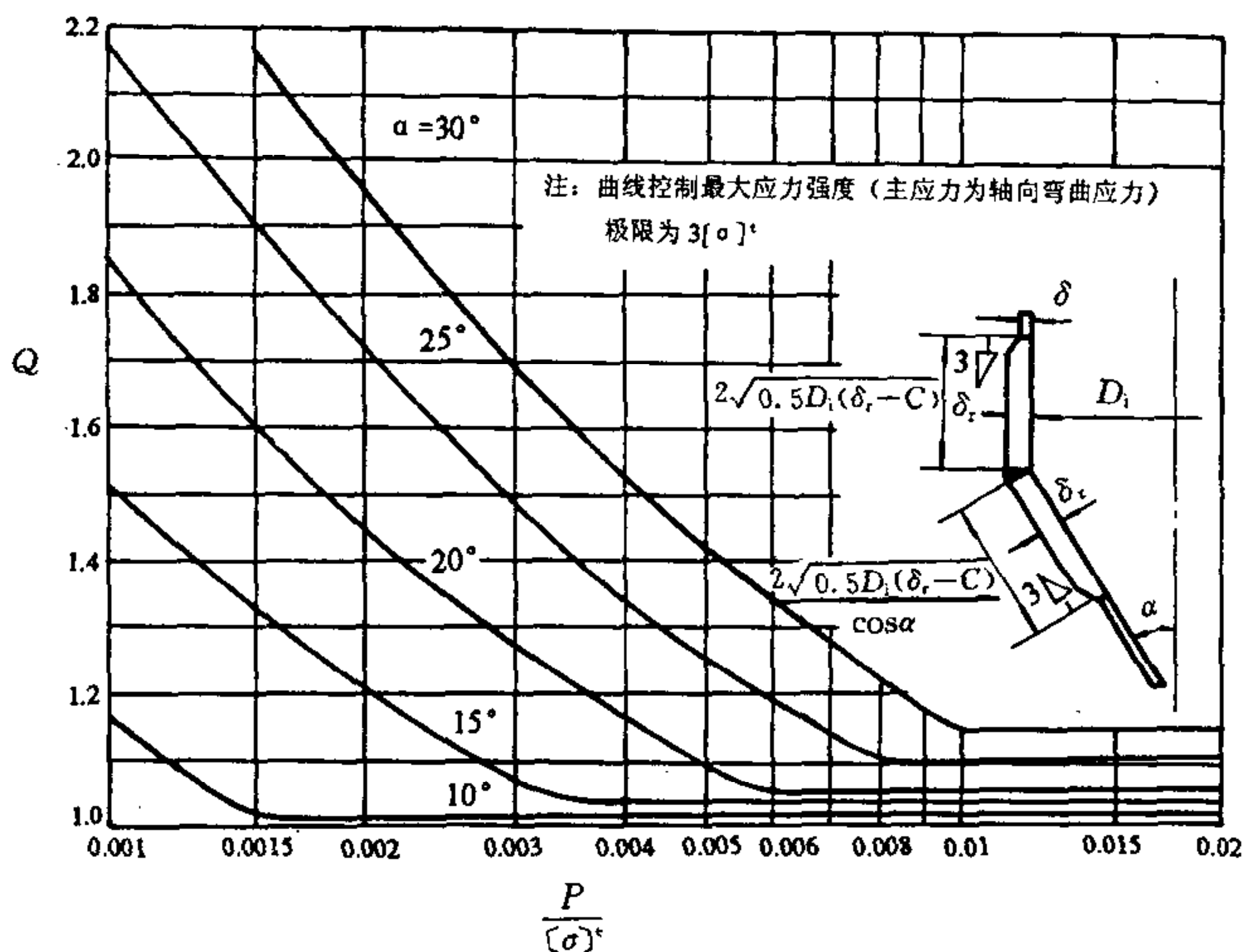


图 1-3 斜锥壳大端与圆筒体连接处的 Q 值图

以 $P/[\sigma]^t$ 与较大的侧斜角 α 查图 1-4, 当其交点位于曲线之上时, 则无需加强, 壁厚按式(1-1)计算。

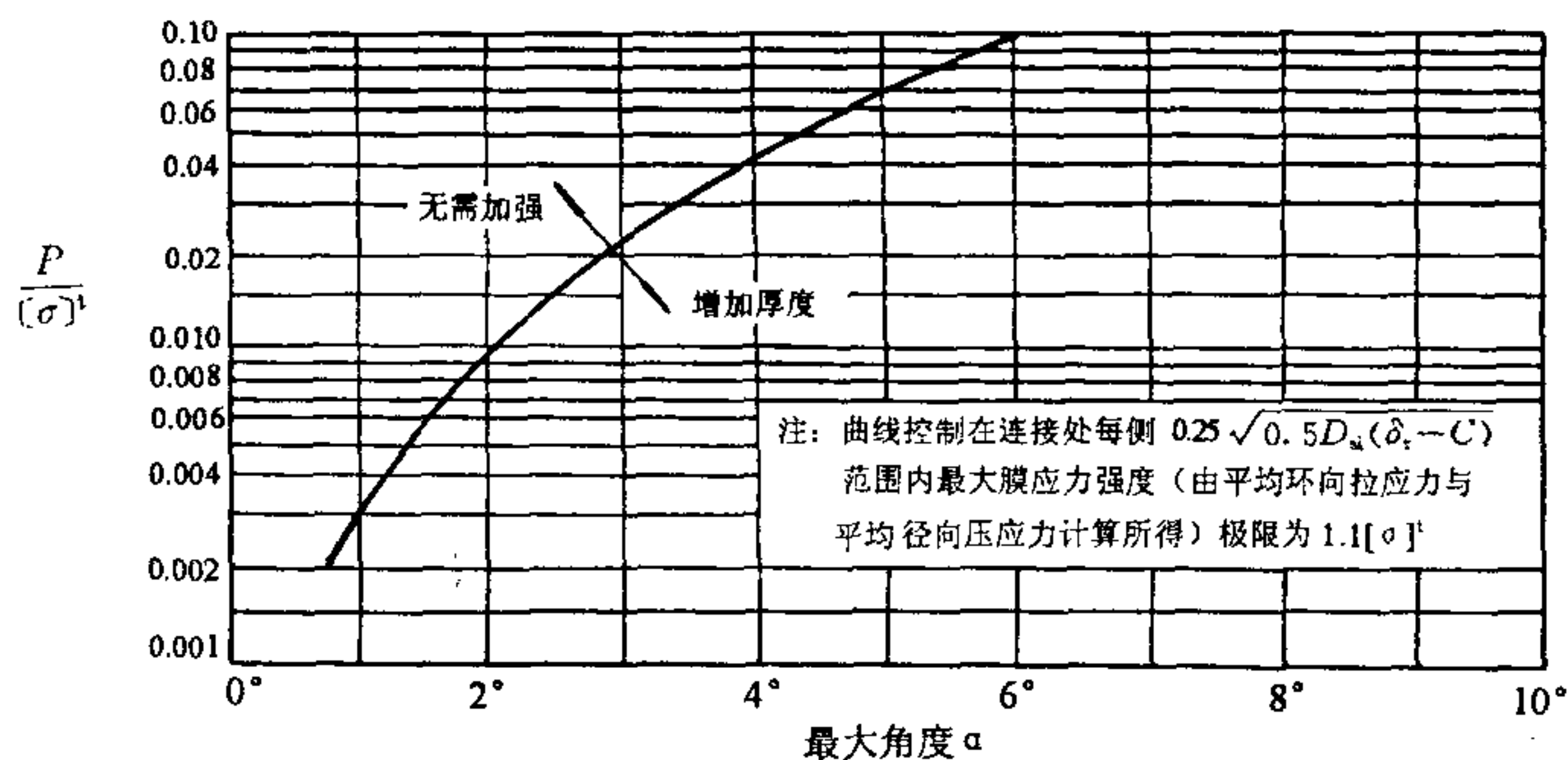


图 1-4 确定斜锥壳小端与圆筒体连接处的加强图

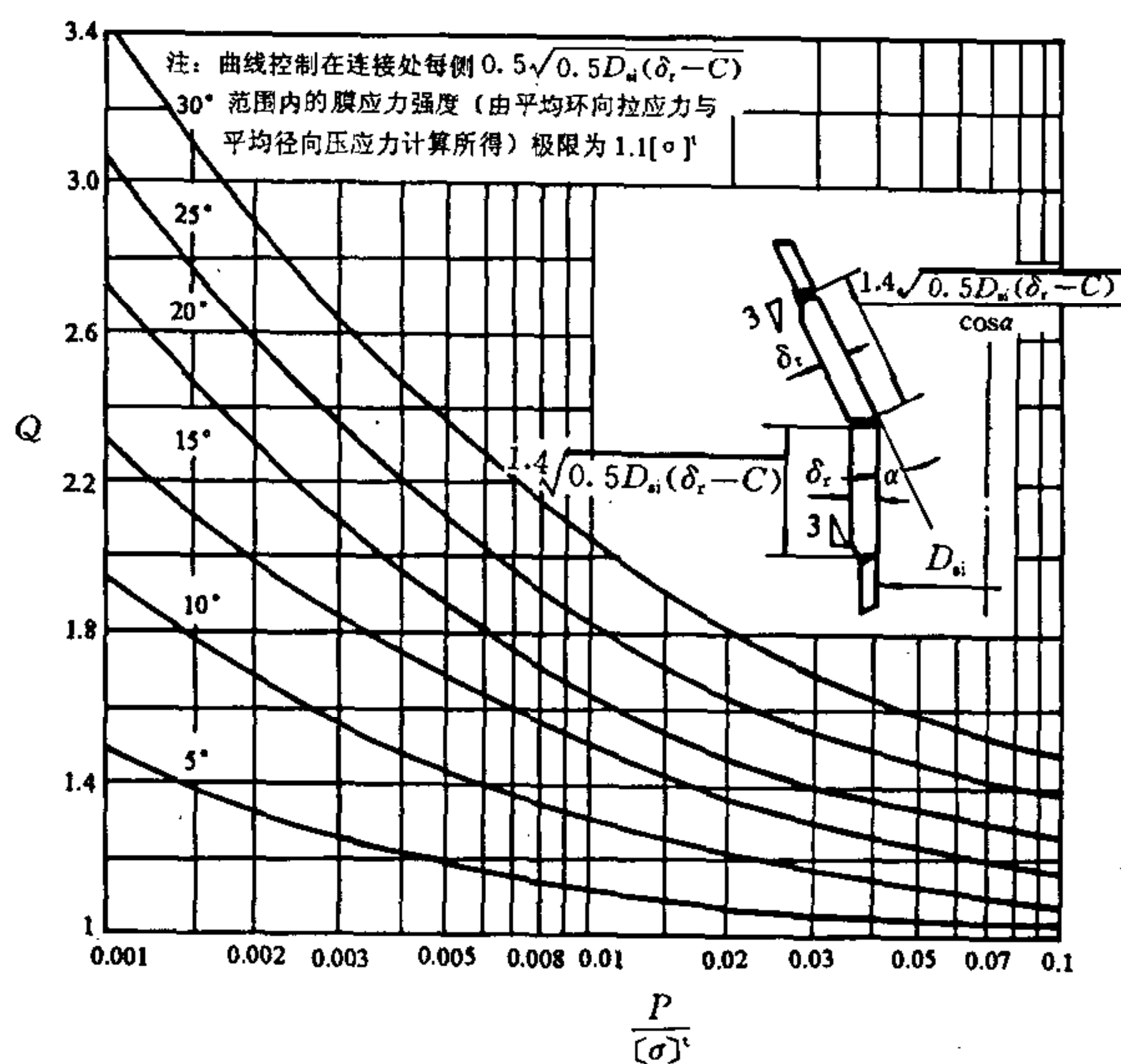


图 1-5 斜锥壳小端与圆筒体连接处的 Q 值图

2 大锥角锥形封头的设计和计算

2.1 概 述

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

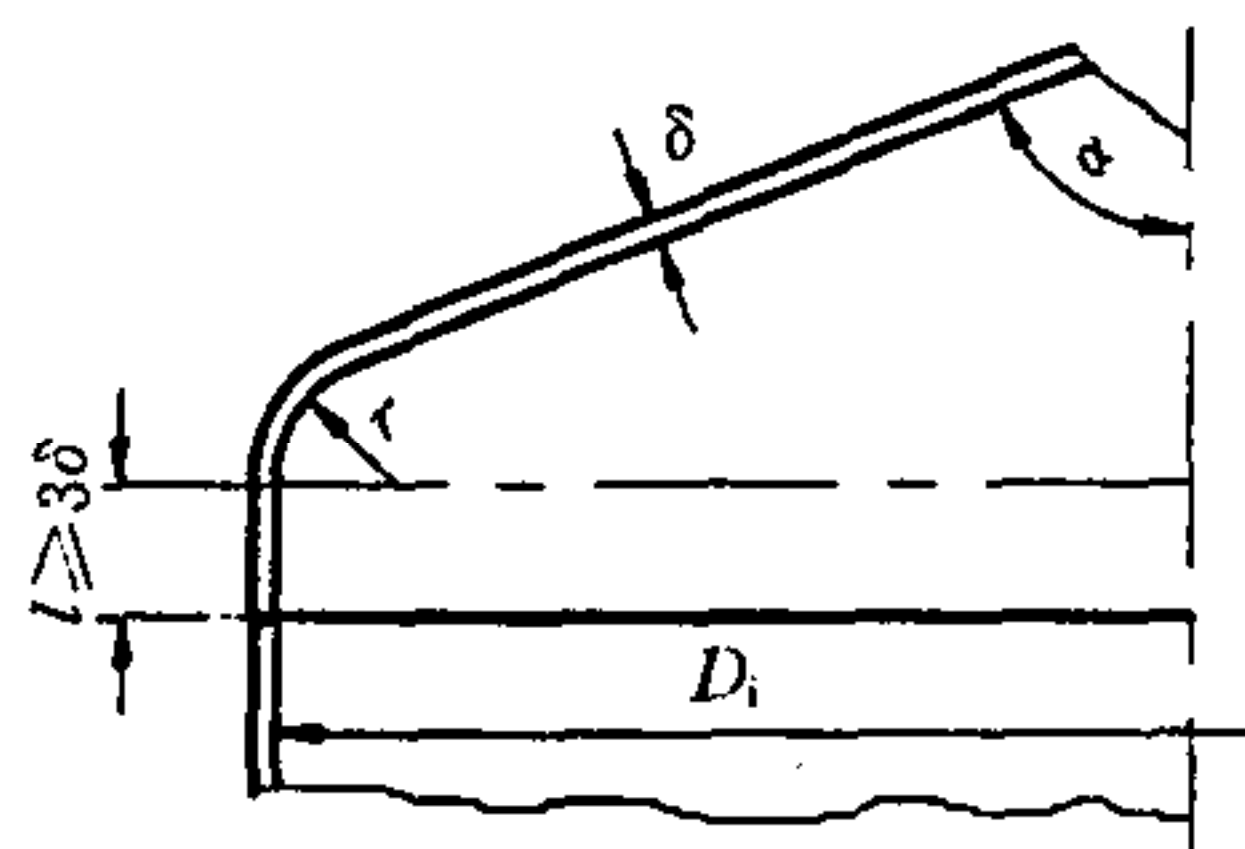


图 2-1 大锥角折边锥形封头

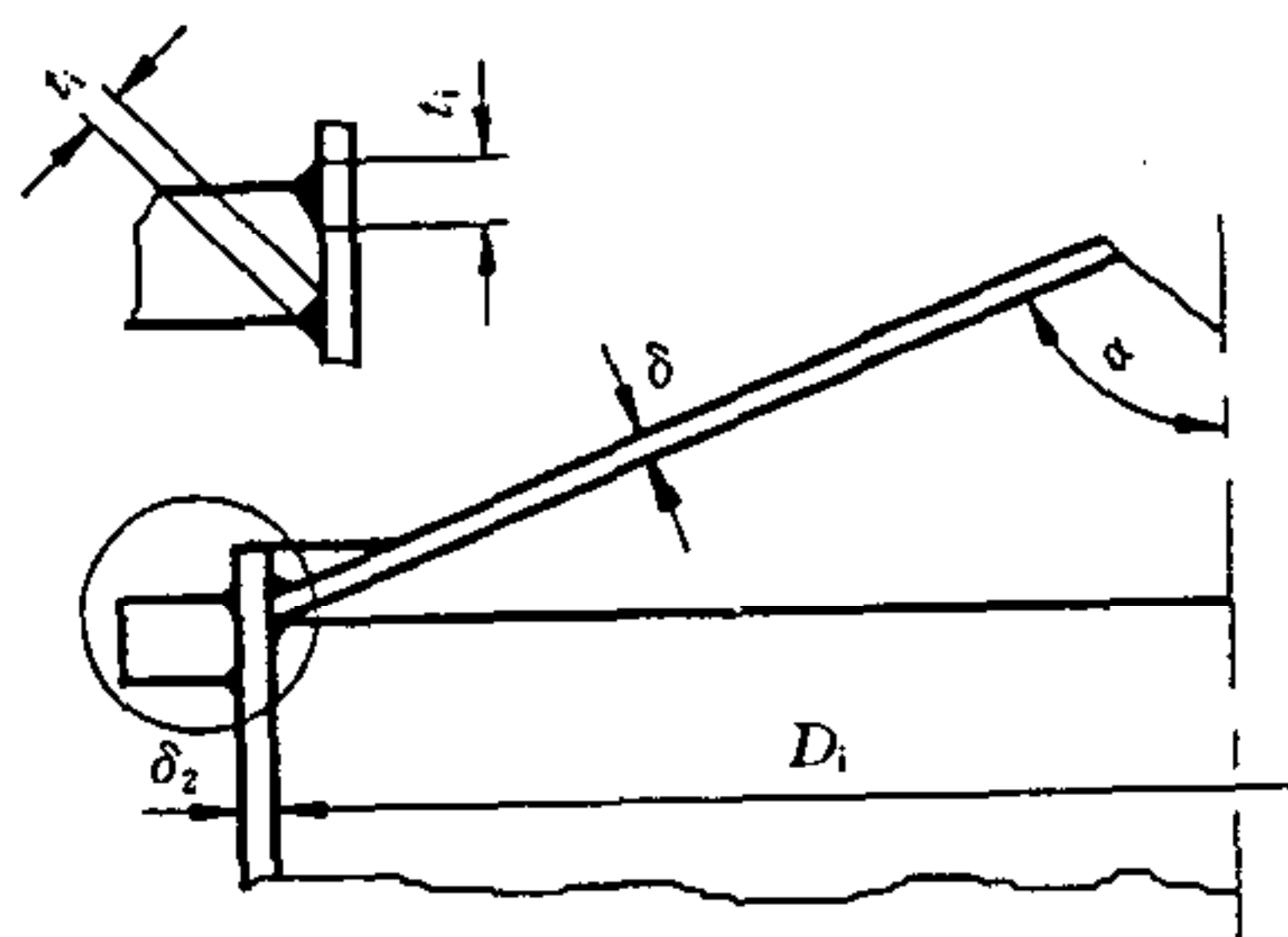


图 2-2 带加强圈的大锥角无折边锥形封头

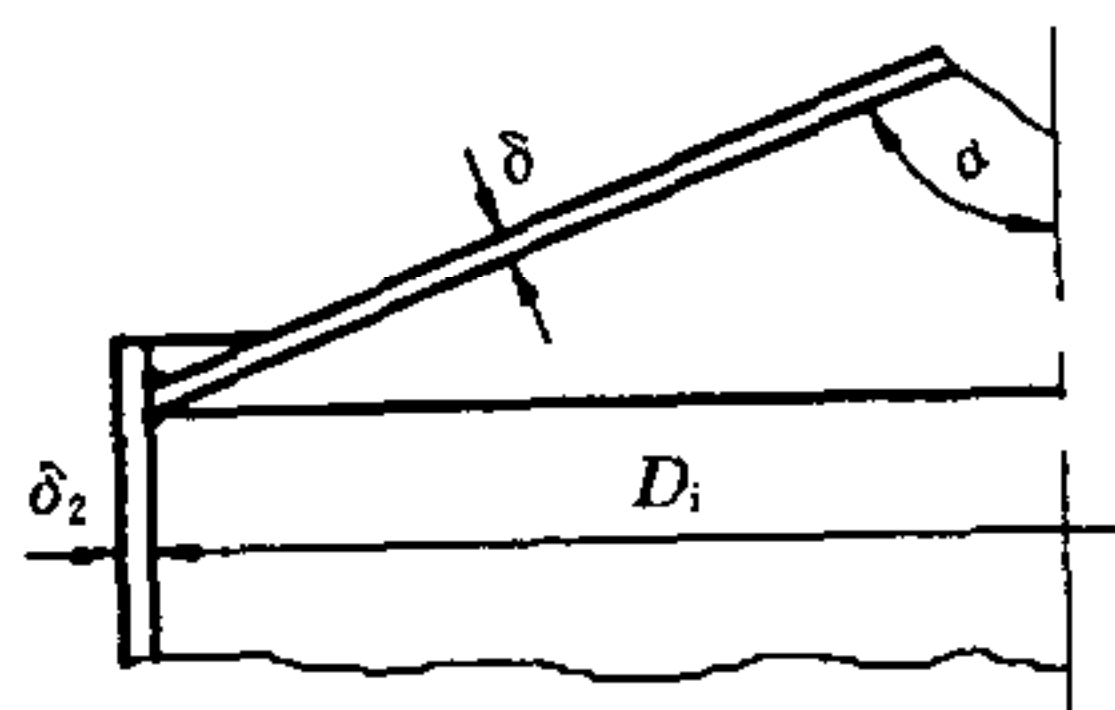


图 2-3 大锥角无折边锥形封头

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,度;

r ——图 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;
 $\delta_k, \delta_{kp}, \delta_T, \delta_{TP}, \delta_P, \delta'_P, \delta_{2P}, \delta_1$ ——计算中涉及的厚度, mm;
 $\beta, \beta_T, \beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_A$ ——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;
 $[\sigma]_1$ ——锥形封头材料在设计温度下的许用应力, MPa;
 $[\sigma]_2$ ——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;
 Σt_i ——加强圈与壳体之间所有承载焊缝有效宽度之总和, 见图 2-2, mm;
 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 ——图 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(图 2-1)

2.3.1 封头厚度计算

$$\delta_k = \delta_{kp} + C = \frac{PD_i}{2[\sigma]_1\phi - P} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} + C \quad \text{mm} \quad (2-1)$$

$$\delta_T = \delta_{TP} + C = \frac{PD_i\beta_3}{2[\sigma]_1\phi - P} + C \quad \text{mm} \quad (2-2)$$

$$\delta_p = \delta'_p + C = 0.3(D_i - r) \frac{\alpha}{90} \cdot \sqrt{\frac{P}{[\sigma]_1\phi}} + C \quad \text{mm} \quad (2-3)$$

封头厚度 δ :

$$\delta = \min\{\max(\delta_k, \delta_T), \delta_p\} \quad \text{mm} \quad (2-4)$$

式(2-2)中系数 β_3 计算如下:

$$\beta_3 = \max(0.5, \beta \cdot \beta_T) \quad (2-5)$$

$$\beta = 0.4 \sqrt{\frac{D_i}{\delta - C}} \cdot \frac{\text{tg}\alpha}{1 + \sqrt{\frac{1}{\cos\alpha}}} - 0.25 \quad (2-6)$$

$$\beta_T = \frac{1}{1 + \frac{0.028 \frac{r}{D_i} \sqrt{\frac{D_i}{\delta - C}} \cdot \alpha}{1 + \frac{1}{\sqrt{\cos \alpha}}}} \quad (2-7)$$

2.3.2 封头许用内压力计算

$$[P]_k = \frac{2[\sigma]'\phi(\delta - C)}{\frac{D_i}{\cos \alpha} + (\delta - C)} \quad \text{MPa} \quad (2-8)$$

$$[P]_T = \frac{2[\sigma]'\phi(\delta - C)}{D_i\beta_3 + (\delta - C)} \quad \text{MPa} \quad (2-9)$$

$$[P]_P = [\sigma]'\phi \left[\frac{(\delta - C)}{0.3(D - r)} \cdot \frac{90}{\alpha} \right]^2 \quad \text{MPa} \quad (2-10)$$

封头许用内压力 $[P]$:

$$[P] = \max\{\min([P]_k, [P]_T), [P]_P\} \quad \text{MPa} \quad (2-11)$$

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(图 2-2)

2.4.1 封头厚度计算

$$\delta = \delta_k + C = \frac{PD_i}{2[\sigma]'\phi - P} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} + C \quad \text{mm} \quad (2-12)$$

2.4.2 加强圈横截面积计算

$$A = \frac{PD_i^2 \text{tg} \alpha}{8[\sigma]'\phi} \left(1 - \frac{\beta_A + 0.25}{\beta + 0.25} \right) \quad \text{mm}^2 \quad (2-13)$$

如计算结果 $A \leq 0$, 则不需设加强圈。

上述公式中系数计算如下:

$$\beta_A = \left(\frac{2[\sigma]'\phi}{P} - 1 \right) \frac{\delta_2 - C}{D_i} \quad (2-14)$$

$$\beta = 0.4 \sqrt{\frac{D_i}{\delta_2 - C}} \cdot \text{tg} \alpha - 0.25 \quad (2-15)$$

2.4.3 封头许用内压力计算

锥形封头部分许用压力:

$$[P] = \frac{2[\sigma]'\phi(\delta-C)}{\frac{D_i}{\cos\alpha} + (\delta-C)} \quad \text{MPa} \quad (2-16)$$

带加强圈过渡部分许用内压力:

$$[P] = \frac{2[\sigma]_2'\phi(\delta_2-C)}{D_i\beta_2 + (\delta_2-C)} \quad \text{MPa} \quad (2-17)$$

系数 β_2 计算如下:

$$\beta_2 = \max(0.5, \beta_0) \quad (2-18)$$

系数 β_0 计算如下:

$$\beta_0 = \frac{0.4 \sqrt{\frac{D_i}{\delta_2-C}} \cdot \text{tg}\alpha - B_3}{B_2 + 1} \quad (2-19)$$

系数 B_2, B_3 计算如下:

$$B_2 = \frac{1.6A}{(\delta_2-C)\sqrt{D_i(\delta_2-C)}} \cdot \frac{[\sigma]'\phi}{[\sigma]_2'\phi} \quad (2-20)$$

$$B_3 = 0.25 \quad (2-21)$$

2.4.4 加强圈 T 形焊缝强度校核

$$\Sigma t_i \geq \frac{4A}{D_i} \quad \text{mm} \quad (2-22)$$

式中 Σt_i 为加强圈与壳体之间所有承载焊缝有效宽度之总和, 见图 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(图 2-3)

2.5.1 封头厚度计算

$$\delta_k = \delta_{kp} + C = \frac{PD_i}{2[\sigma]'\phi - P} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} + C \quad \text{mm} \quad (2-23)$$

$$\delta_2 = \delta_{2p} + C = \frac{PD_i\beta_1}{2[\sigma]_2'\phi - P} + C \quad \text{mm} \quad (2-24)$$

计算中取:

$$\delta_1 \geq \left(\frac{\delta_1 - C}{\delta_2 - C} \right) \delta_{2p} + C \quad \text{mm} \quad (2-25)$$

系数 β_1 计算如下:

$$\beta_1 = \max(0.5, \beta) \quad (2-26)$$

系数 β 计算如下:

$$\beta = 0.4 \sqrt{\frac{D_i}{\delta_2 - C}} \cdot \frac{\text{tg}\alpha}{1 + \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\delta_1 - C}{\delta_2 - C} \right)^2}{2\cos\alpha} \left(\frac{\delta_1 - C}{\delta_2 - C} \right)}} - 0.25 \quad (2-27)$$

$$\delta_p = 0.3(D_i - r) \frac{\alpha}{90} \sqrt{\frac{P}{[\sigma]'\phi}} + C \quad \text{mm} \quad (2-28)$$

封头厚度 δ :

$$\delta = \min\{\max(\delta_k, \delta_1), \delta_p\} \quad \text{mm} \quad (2-29)$$

2.5.2 封头许用内压力计算

$$[P]_k = \frac{2[\sigma]'\phi(\delta - C)}{\frac{D_i}{\cos\alpha} + (\delta - C)} \quad \text{MPa} \quad (2-30)$$

$$[P]_2 = \frac{2[\sigma]_2'\phi(\delta_2 - C)}{\frac{D_i\beta_1}{\cos\alpha} + (\delta_2 - C)} \quad \text{MPa} \quad (2-31)$$

$$[P]_p = [\sigma]'\phi \left[\frac{(\delta - C)}{0.3D_i} \cdot \frac{90}{\alpha} \right]^2 \quad \text{MPa} \quad (2-32)$$

封头许用内压力 $[P]$:

$$[P] = \max \{ \min([P]_K, [P]_2), [P]_P \} \quad \text{MPa} \quad (2-33)$$

2.6 受外压大锥角锥形封头

许用外压力 $[P]$:

$$[P] = \frac{[P]_H}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_H}{[P]_E} \right)^2}} \quad \text{MPa} \quad (2-34)$$

其中由强度条件确定的许用外压力 $[P]_H$:

$$[P]_H = \frac{2[\sigma]_t(\delta - C)}{\frac{D_i}{\cos \alpha} + (\delta - C)} \quad \text{MPa} \quad (2-35)$$

由弹性范围内稳定条件确定的许用外压力 $[P]_E$:

$$[P]_E = \frac{4EK}{n_y} \left(\frac{\delta - C}{D_i} \right)^2 \cos^2 \alpha \quad \text{MPa} \quad (2-36)$$

系数 K 计算如下:

$$K = \min \left\{ 0.36, \max \left(\frac{0.1\gamma + 5}{\gamma - 4}, 0.12 \right) \right\} \quad (2-37)$$

$$\gamma = \frac{D_i}{2(\delta - C)\cos \alpha} \quad (2-38)$$

3 半圆管夹套容器的设计

3.1 概 述

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,容器内可以是正压或负压。图 3-1 为典型的半圆管夹套容器示意图。

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 760~4300mm,圆筒或封头厚度为 4.5~50mm。

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。

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。

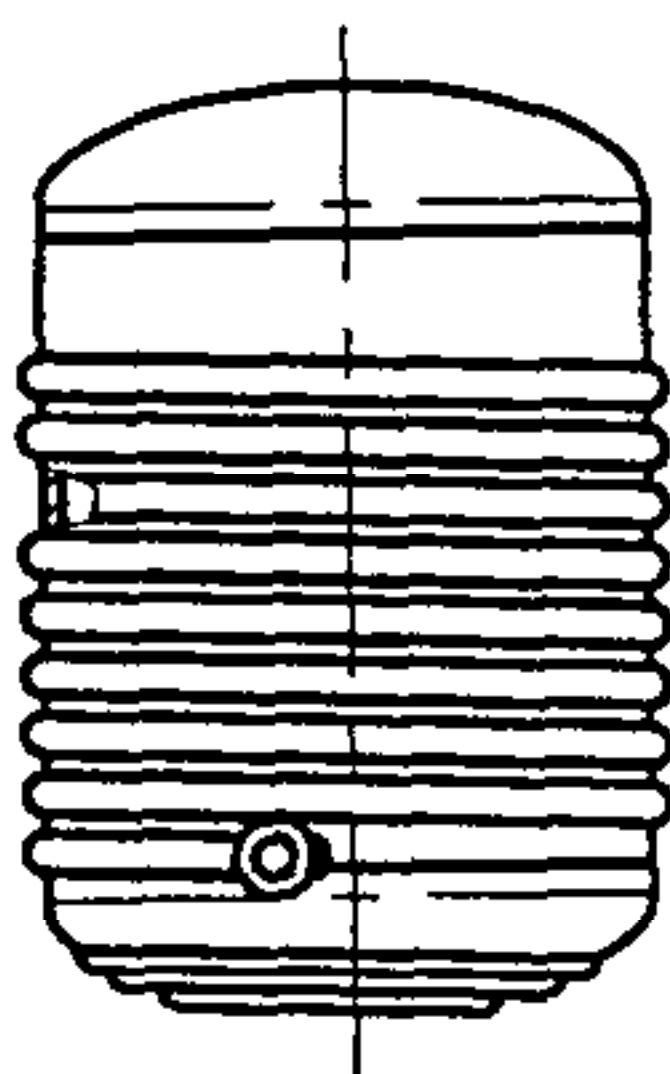


图 3-1 半圆管夹套容器

3.2 符号说明

D ——壳体内径, $D=2R$, mm;

F ——由半圆管夹套压力对壳体所引起的轴向(经向)弯曲压力, $F=KP'$, MPa;

K ——系数。根据半圆管外径、壳体厚度、壳体内径由图 3-2、图 3-3、图 3-4 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, 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;
 $[\sigma]_1$ ——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 或其它轴向载荷所引起的轴向(或经向)总应力。当可忽略轴向载荷时, $\sigma' = \frac{P_c R}{2t}$, MPa。

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, 根据计算压力为内压或外压, 按 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下式计算并校核:

$$F + \sigma' \leq 1.5[\sigma]' \quad (3-1)$$

根据圆筒或封头的有效厚度 t , 由式(3-1)的校核条件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(3-1)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下式确定:

$$T = \frac{P_1 r}{0.85[\sigma]_1 - 0.6P_1} \quad (3-2)$$

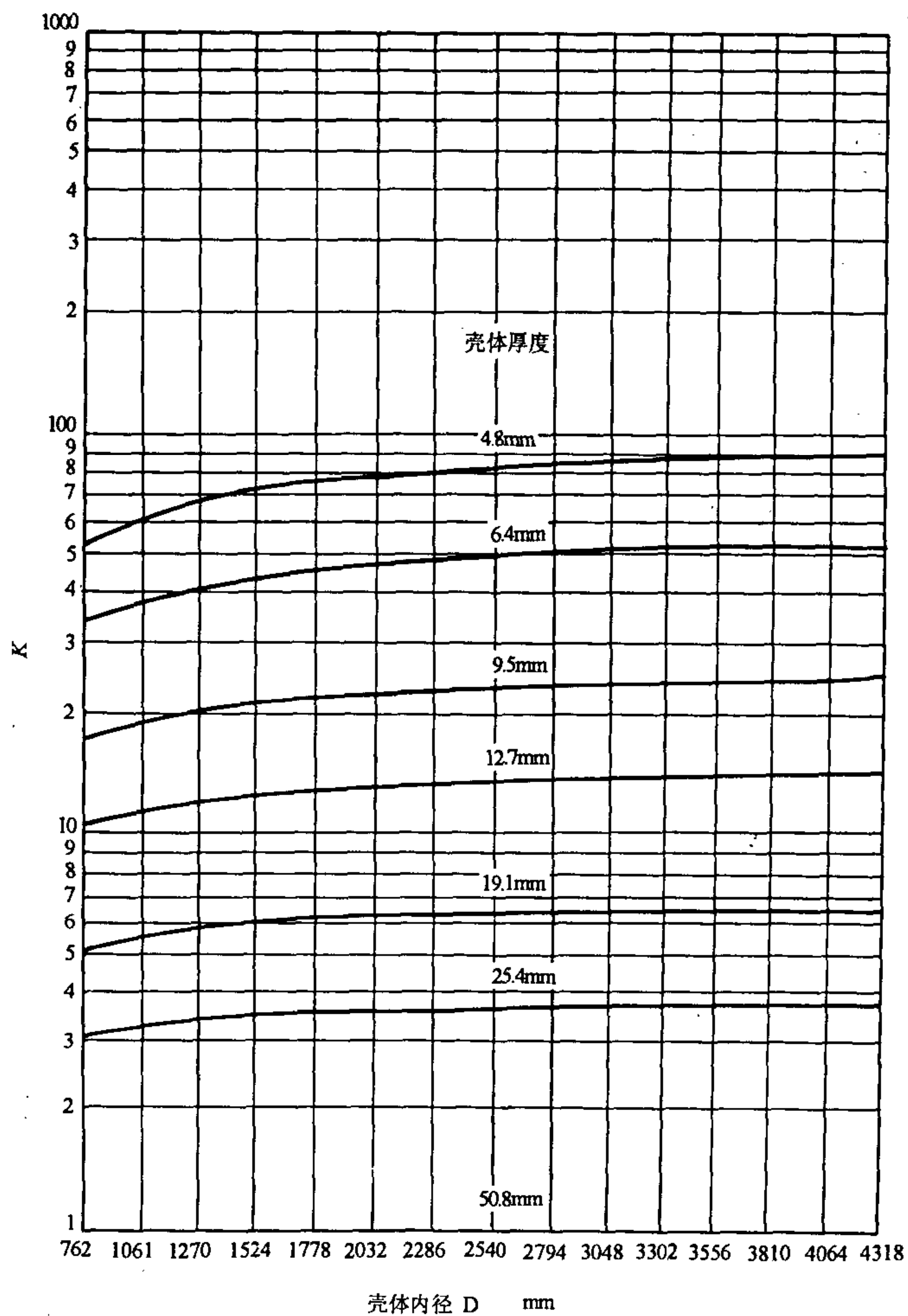


图 3-2 外径为 60mm 半圆管夹套的系数 K

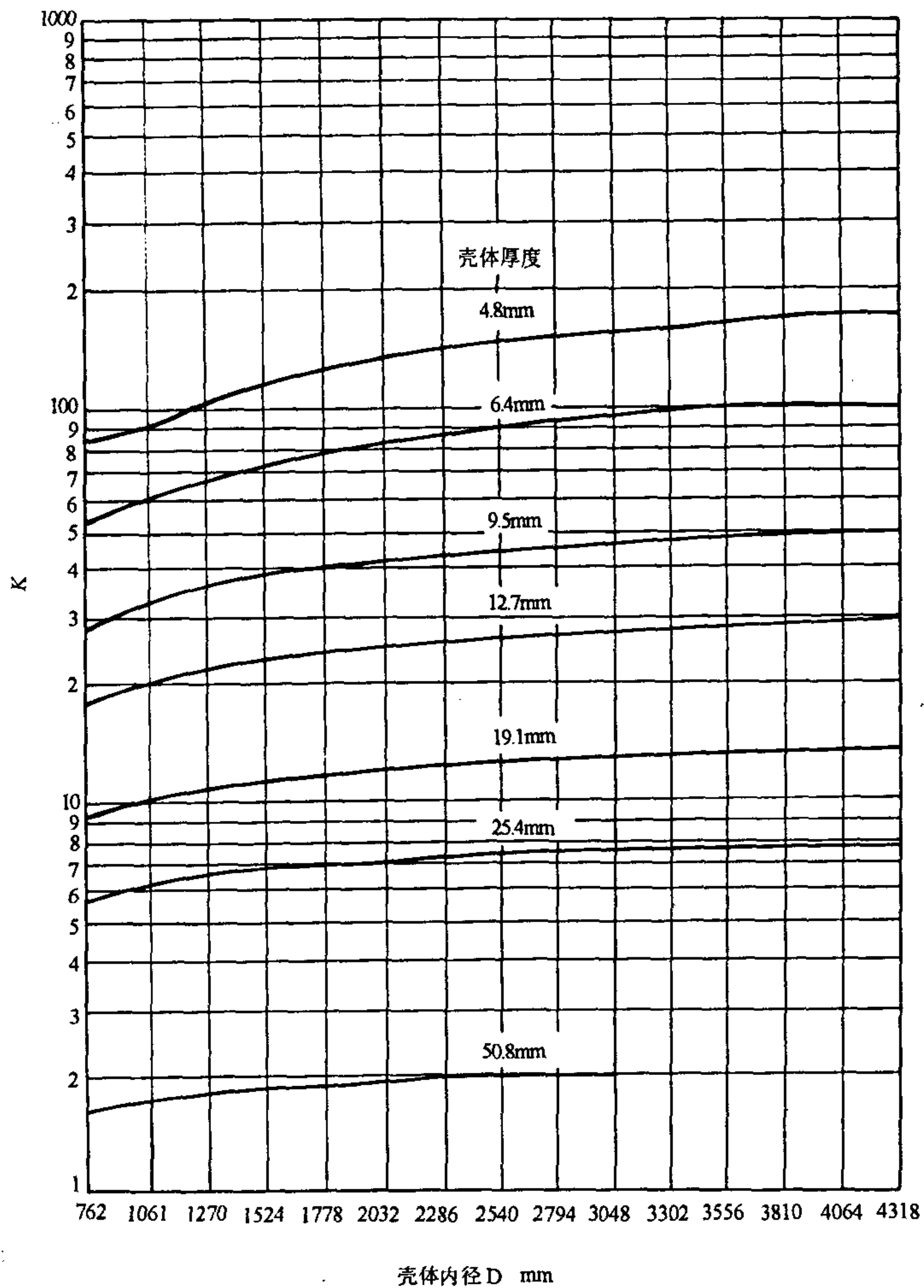


图 3-3 外径为 89mm 半圆管夹套的系数 K

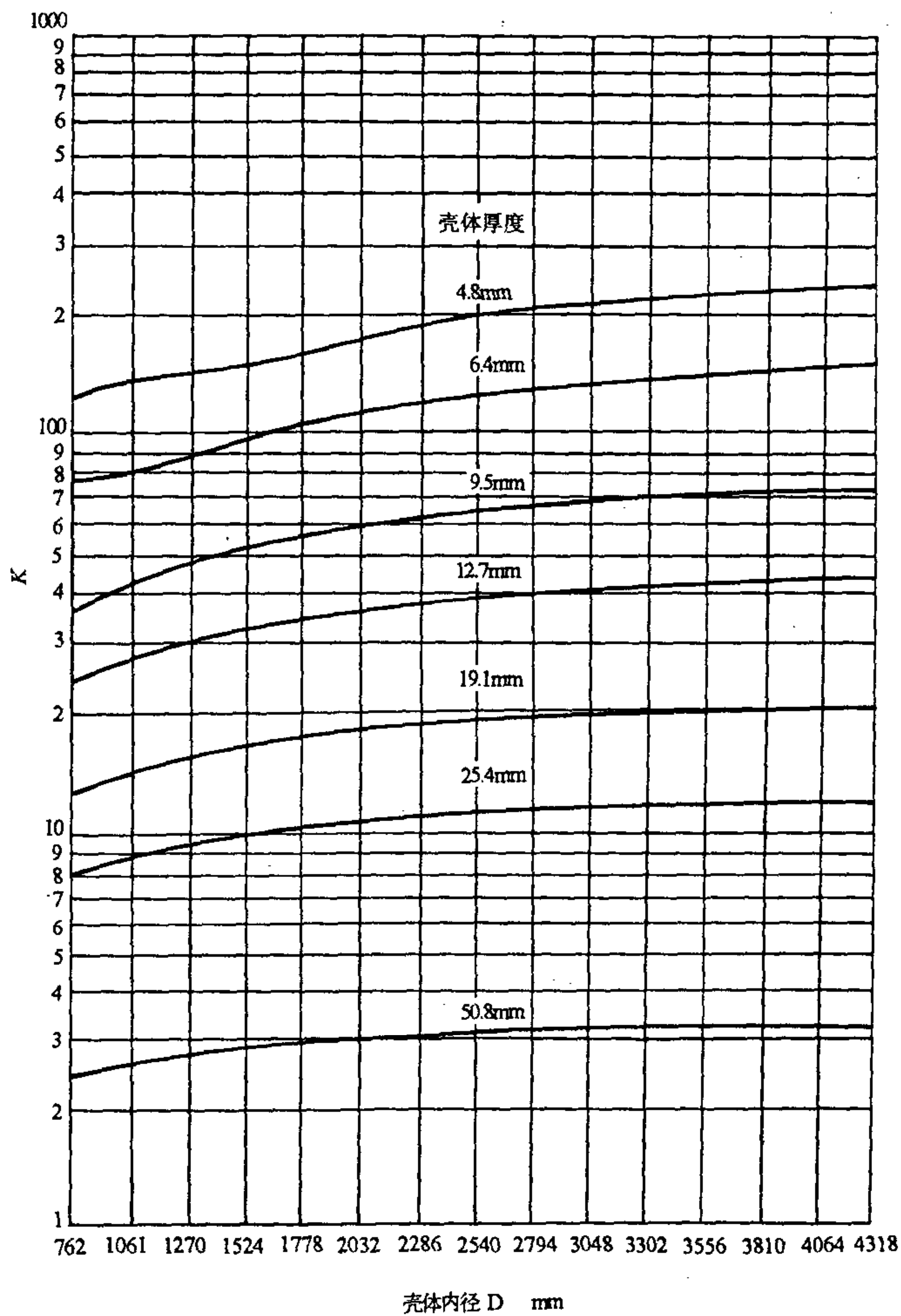


图 3-4 外径为 114mm 半圆管夹套的系数 K

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

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 和图 4-2。适用条件为:

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

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

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

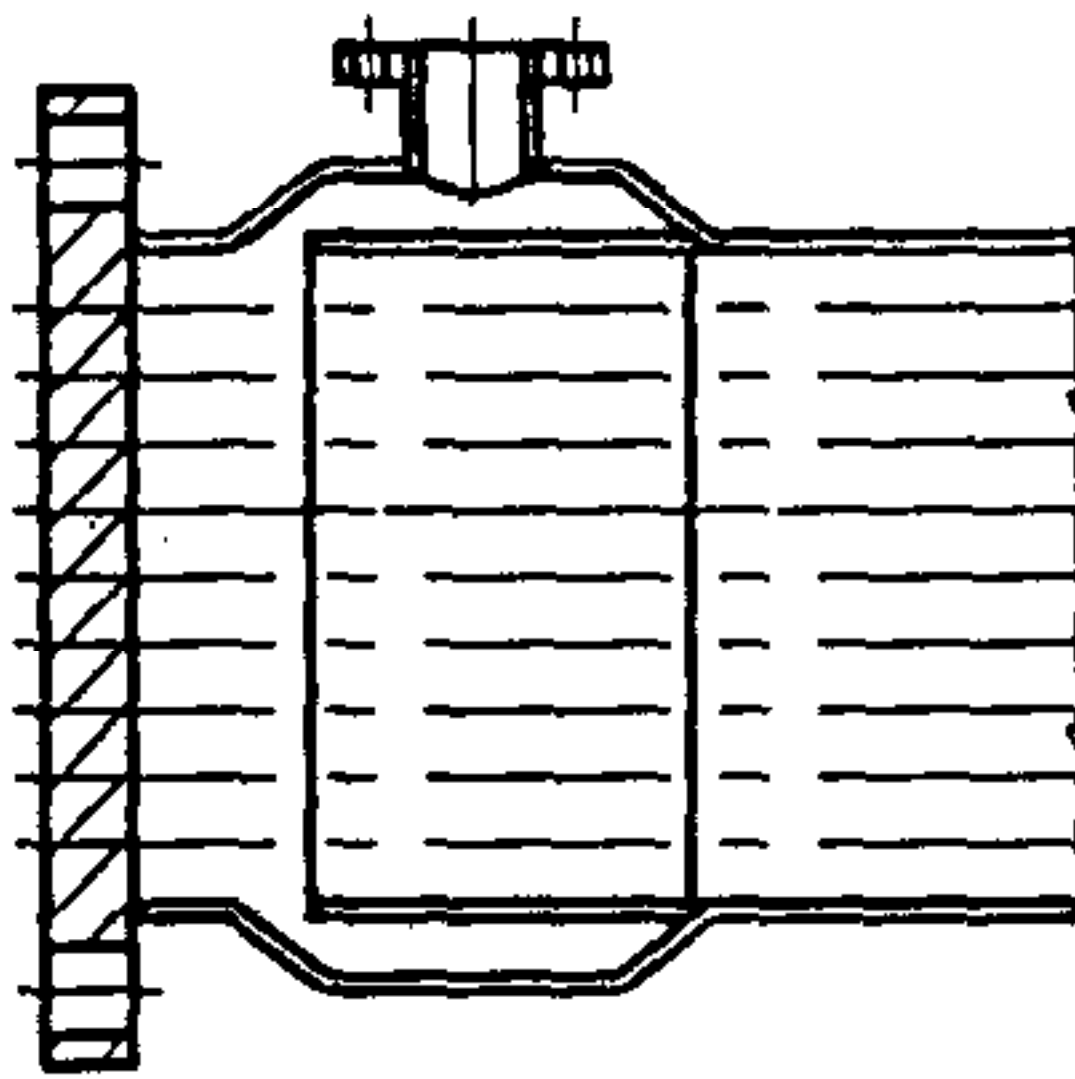


图 4-1 管壳式换热器的外导流筒

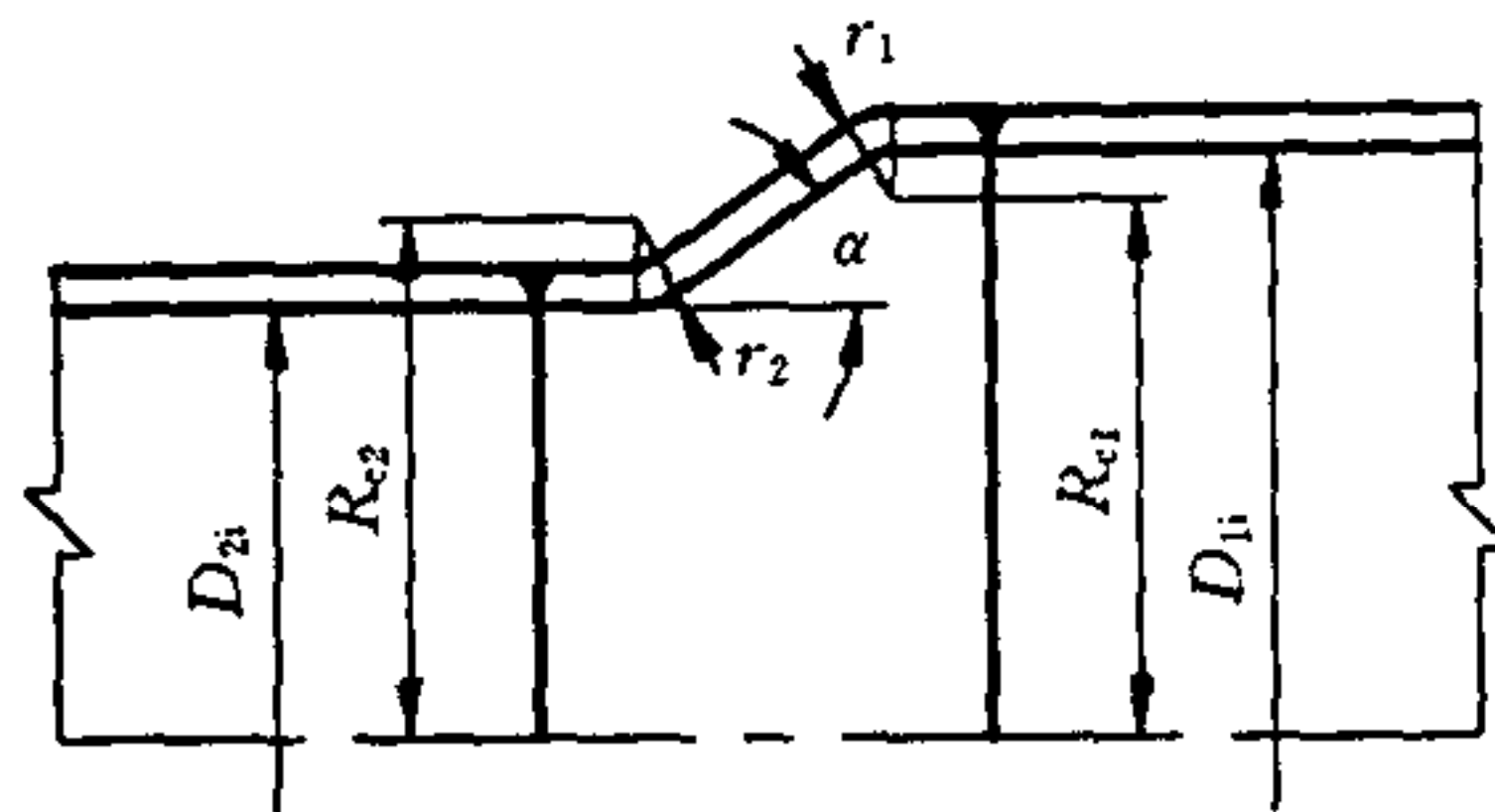


图 4-2 带折边的变径段

4.2 符号说明

以下符号说明可参见图 4-2。

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 GB 151 计算

其它类型管壳式换热器:

$$F = 0$$

非管壳式换热器的其它结构:

$$F = \text{实际轴向力}$$

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 $\left(\frac{r_2}{R_{c2}} \right)$ 中之较小值

K 值或由表 4-1 查取;

P ——计算压力, 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, 度;

δ ——带折边变径段的计算厚度, mm;

μ ——钢材泊松比。一般可取 $\mu = 0.3$;

$[\sigma]'$ ——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 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

折边和变径段取同一厚度,按下述方法计算。

4.3.1 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(4-1)确定:

$$\delta = \frac{KPD_1}{2[\sigma]'\phi - P} \quad \text{mm} \quad (4-1)$$

4.3.2 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(4-2)确定:

$$\delta = \left(\frac{PD_{2i}}{2} + \frac{\mu F}{2\pi R_{c2}} \right) \frac{K}{[\sigma]'\phi} \quad \text{mm} \quad (4-2)$$

表 4-1 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	2.2162	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	2.4559	2.6310	2.8115

5 内压薄壁凸形封头的设计和计算

5.1 概 述

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 $0.001 \leq \delta_e/D_i < 0.003$ 的内压薄壁封头壁厚的计算和设计。

凡按本章进行计算的薄壁封头,可不受 GB 150《钢制压力容器》对最小壁厚的限制。但本章不适用于 $\delta_e/D_i < 0.001$ 的更薄壁的凸形封头计算。亦即,按本章进行计算的内压薄壁封头的有效厚度 δ_e 应不小于 $0.1\% D_i$ 。

5.2 符号说明

- δ_0 ——封头强度计算厚度,mm;
- $\delta_p, \delta_{p1}, \delta_{p2}$ ——封头过渡区考虑塑性垮塌和内压失稳的计算厚度,mm;
- δ ——封头计算厚度,mm;
- δ_e ——封头有效厚度,mm;
- δ_n ——封头名义厚度,mm;
- D_o ——封头外直径。 $D_o = D_i + 2\delta_n$,mm;
- D_i ——封头内直径,mm;
- h_i ——封头内侧深度(自切线处起),mm;
- P ——设计压力(按 GB 150),MPa;
- R_i ——碟形封头球面部分内半径,mm;
- r ——碟形封头过渡区转角内半径,mm;
- $[\sigma]'$ ——设计温度下材料的许用应力。按 GB 150,MPa;
- ϕ ——封头拼焊的焊接接头系数,按 GB 150。

5.3 椭圆形封头的壁厚

无缝的或以同样厚度钢板拼焊的椭圆形封头,其计算厚度为: $\delta = [\delta_0, \delta_{p1}, \delta_{p2}]$ 中的最大值,mm。

5.3.1 δ_0 按 GB 150《钢制压力容器》进行计算而得。

5.3.2 δ_{p1} 按图 5-1 查出。先计算 $P/[\sigma]'$ 值,再根据封头形状(标准 2:1 椭圆形封头 $D_i/2h=2$),从图中查出相应的 δ_{p1}/D_o 值,代入 D_o 即可得 δ_{p1} 。

5.3.3 δ_{p2} 按下式计算:

$$\delta_{p2} = 0.044D_o \left(\frac{P}{[\sigma]_t} \right)^{0.6} \left[\left(\frac{D_i}{2h} \right)^2 - 3 \right]^{0.4} \quad \text{mm} \quad (5-1)$$

式(5-1)不适用于 $D_i/2h < \sqrt{3}$ 的椭圆形封头。

对于标准椭圆形封头, $D_i/2h = 2$, 则式(5-1)可简化为:

$$\delta_{p2} = 0.044D_o \left(\frac{P}{[\sigma]_t} \right)^{0.6} \quad \text{mm} \quad (5-2)$$

5.4 等厚度碟形封头的壁厚

无缝的或以同样厚度钢板拼焊的碟形封头, 其计算厚度为: $\delta = [\delta_o, \delta_{p1}, \delta_{p2}]$ 中的最大值, mm。

5.4.1 δ_o 按 GB 150《钢制压力容器》进行计算而得。

5.4.2 δ_{p1} 按图 5-2 查出。先计算 $P/[\sigma]_t$ 值, 再根据封头形状, 从图中查出相应的 δ_{p1}/R_i 值, 代入 R_i , 即可得 δ_{p1} 。

5.4.3 δ_{p2} 按下式计算:

$$\delta_{p2} = 0.044D_o \left(\frac{P}{[\sigma]_t} \right)^{0.67} \cdot \frac{(R_i/D_o)^{0.73}}{(r/D_o)^{0.53}} \quad \text{mm} \quad (5-3)$$

对于 $R_i = 0.9D_i$, $r = 0.17D_i$ 的碟形封头, 则式(5-3)可简化为:

$$\delta_{p2} = 0.104D_o \left(\frac{P}{[\sigma]_t} \right)^{0.67} \quad \text{mm} \quad (5-4)$$

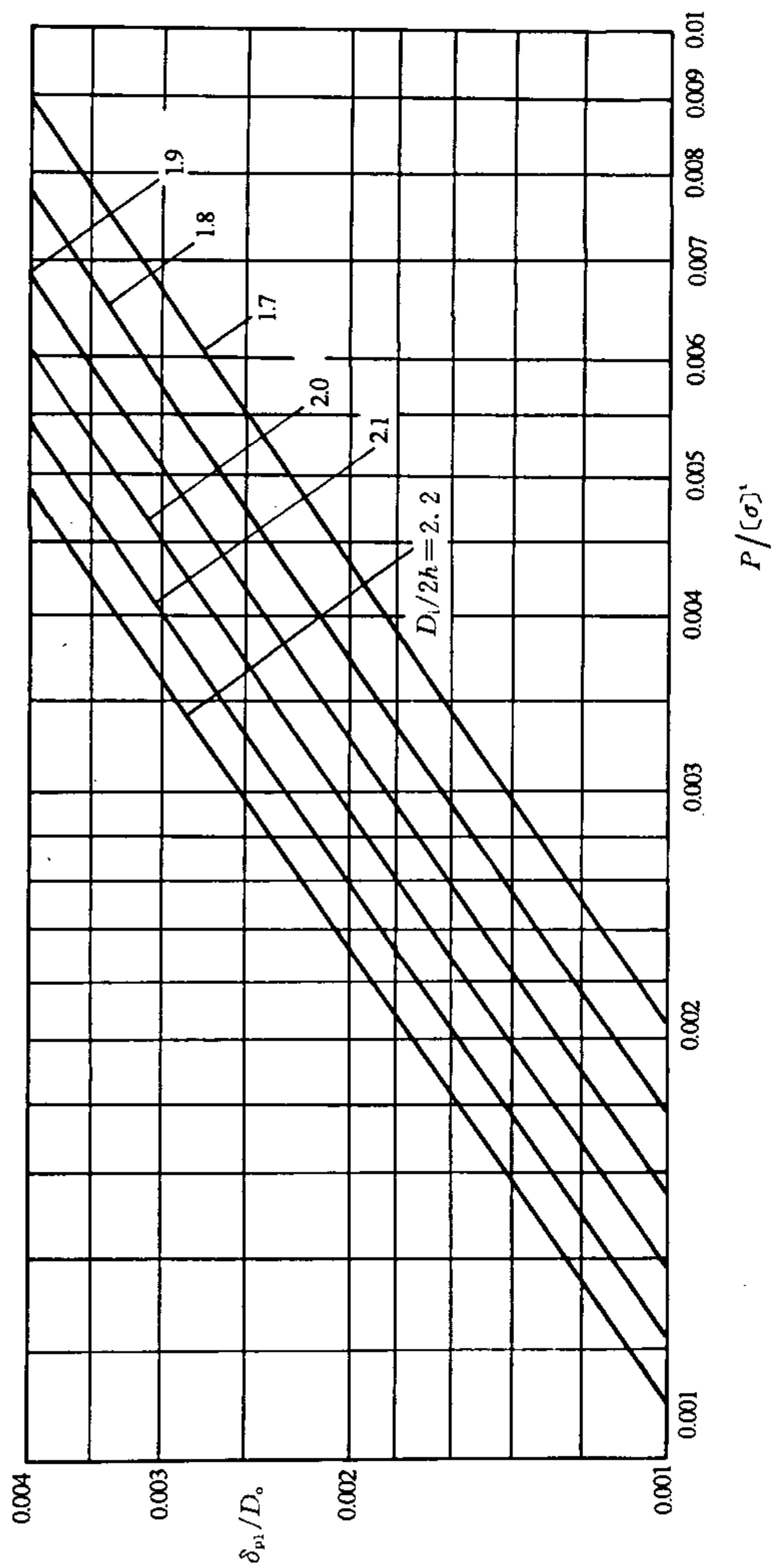


图 5—1 椭圆形封头壁厚计算图

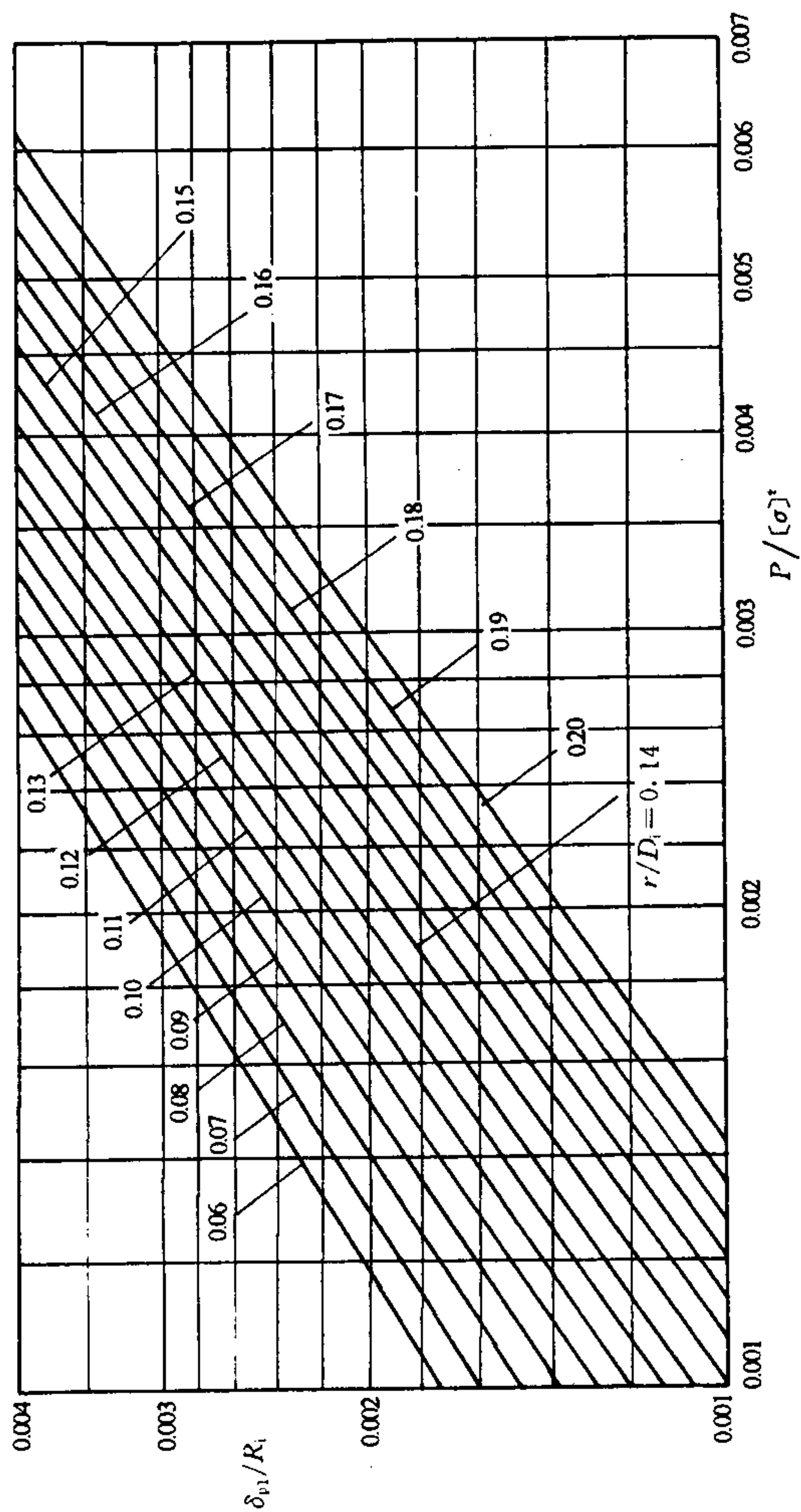


图 5-2 碟形封头壁厚计算图

5.5 不等厚碟形封头的设计和壁厚

本节所述的不等厚碟形封头系指碟形封头由厚度不等的中心球冠和过渡区两部分拼焊而成(中心球冠的范围指 $0.8D_0$ 以内)。

5.5.1 不等厚碟形封头的结构设计应符合图 5-3 的要求。

5.5.2 中心球冠部分的计算厚度 δ 按下式计算:

$$\delta = \frac{PR_i}{2[\sigma]\phi - 0.5P} \quad \text{mm} \quad (5-5)$$

如中心球冠部分未作拼焊,或者虽拼焊,但对接焊全焊透并 100%无损探伤,则 $\phi=1$ 。

5.5.3 过渡区的计算厚度 δ_p 为: $\delta_p = [\delta_{p1}, \delta_{p2}]$ 中的最大值(mm)。

δ_{p1} 、 δ_{p2} 分别按图 5-2 和式(5-3)或式(5-4)计算。

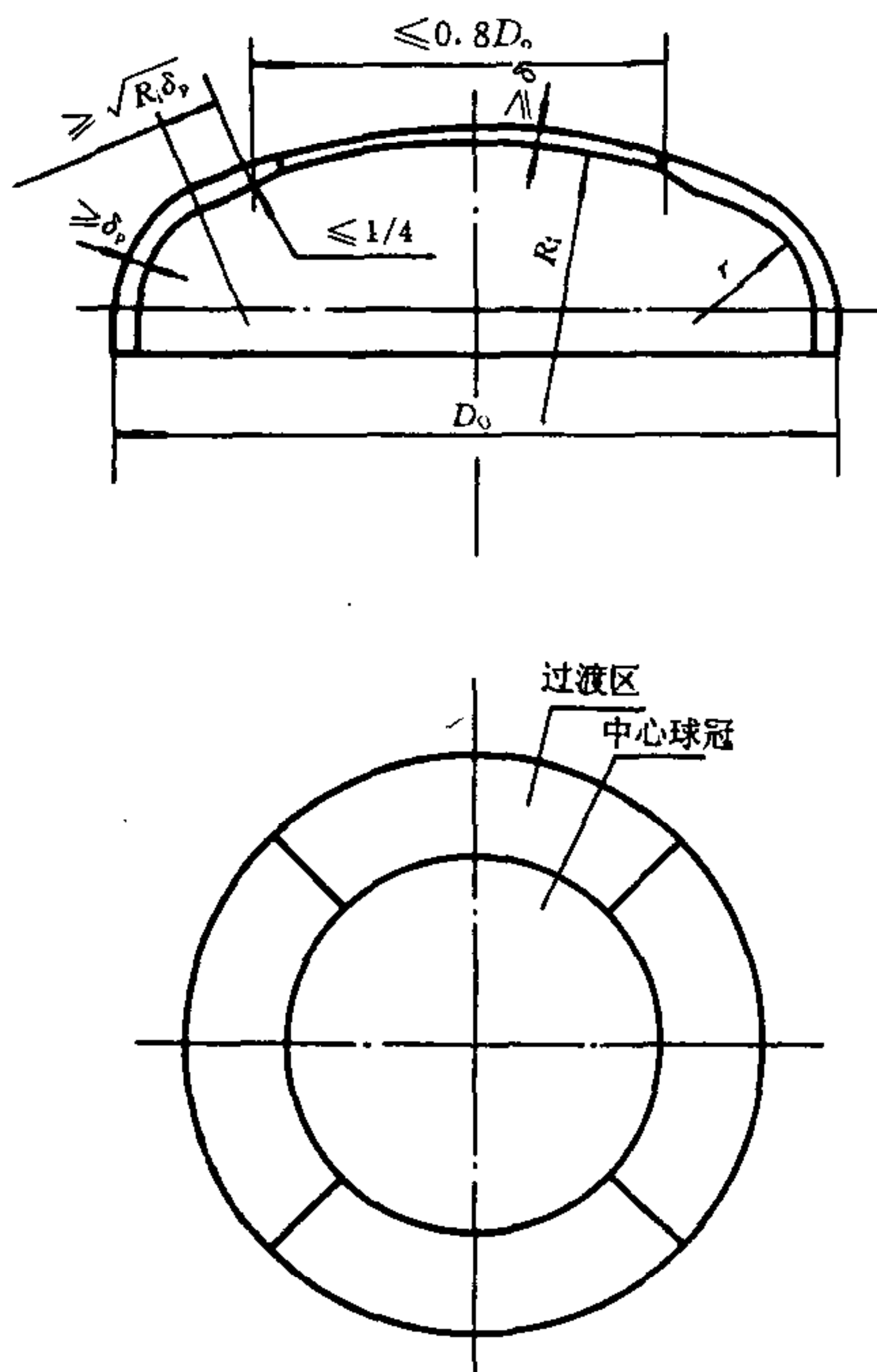


图 5-3 不等厚碟形封头

6 非径向接管的开孔补强计算

6.1 概 述

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。

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 GB 150(下同)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 GB 150 有关章节;对开孔周围焊缝的探伤要求按 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,取下列二值中之较大值:

$$B = 2d \quad \text{mm}$$

$$B = d + 2\delta_n + 2\delta_m \quad \text{mm}$$

- C_1 ——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。其值应不大于 B , mm ;
 d ——开孔直径。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 倍厚度附加量,见图 6-1、图 6-3, mm ;

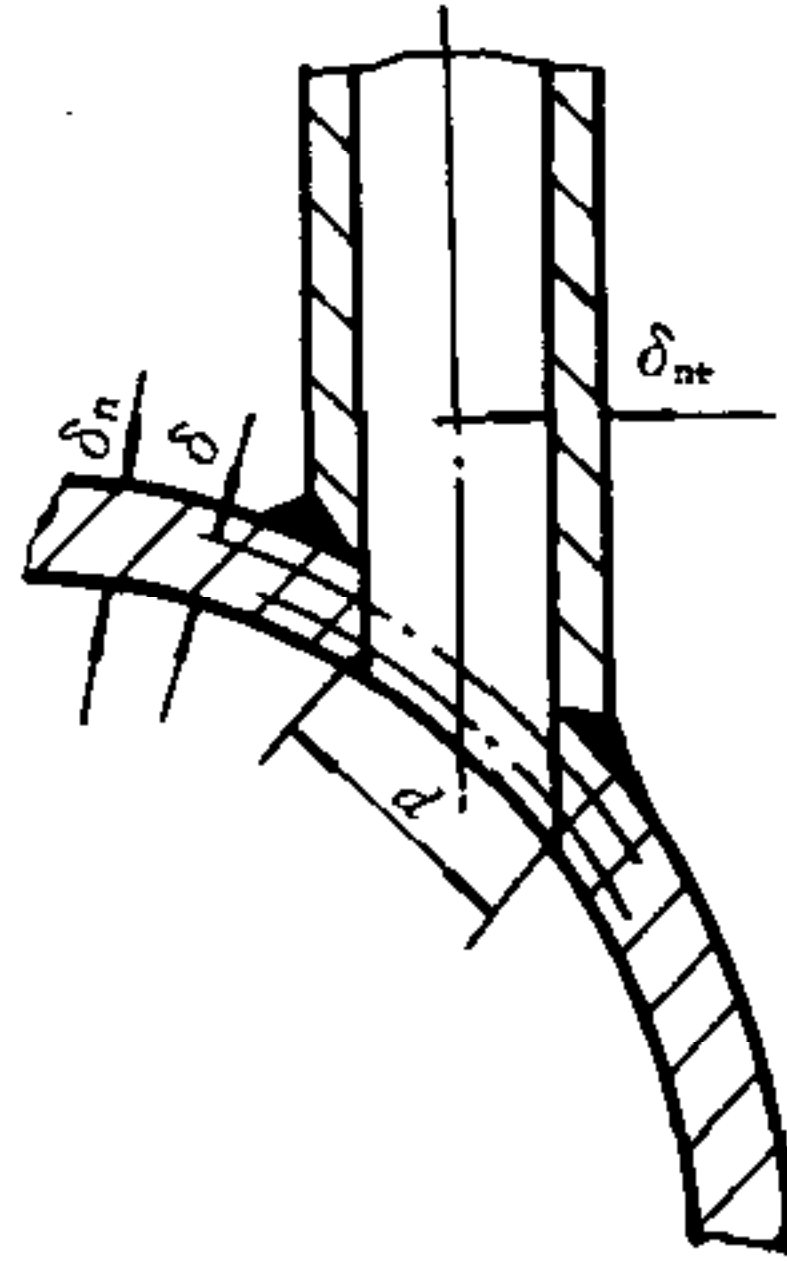


图 6-1 非径向接管的开孔直径 d

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;

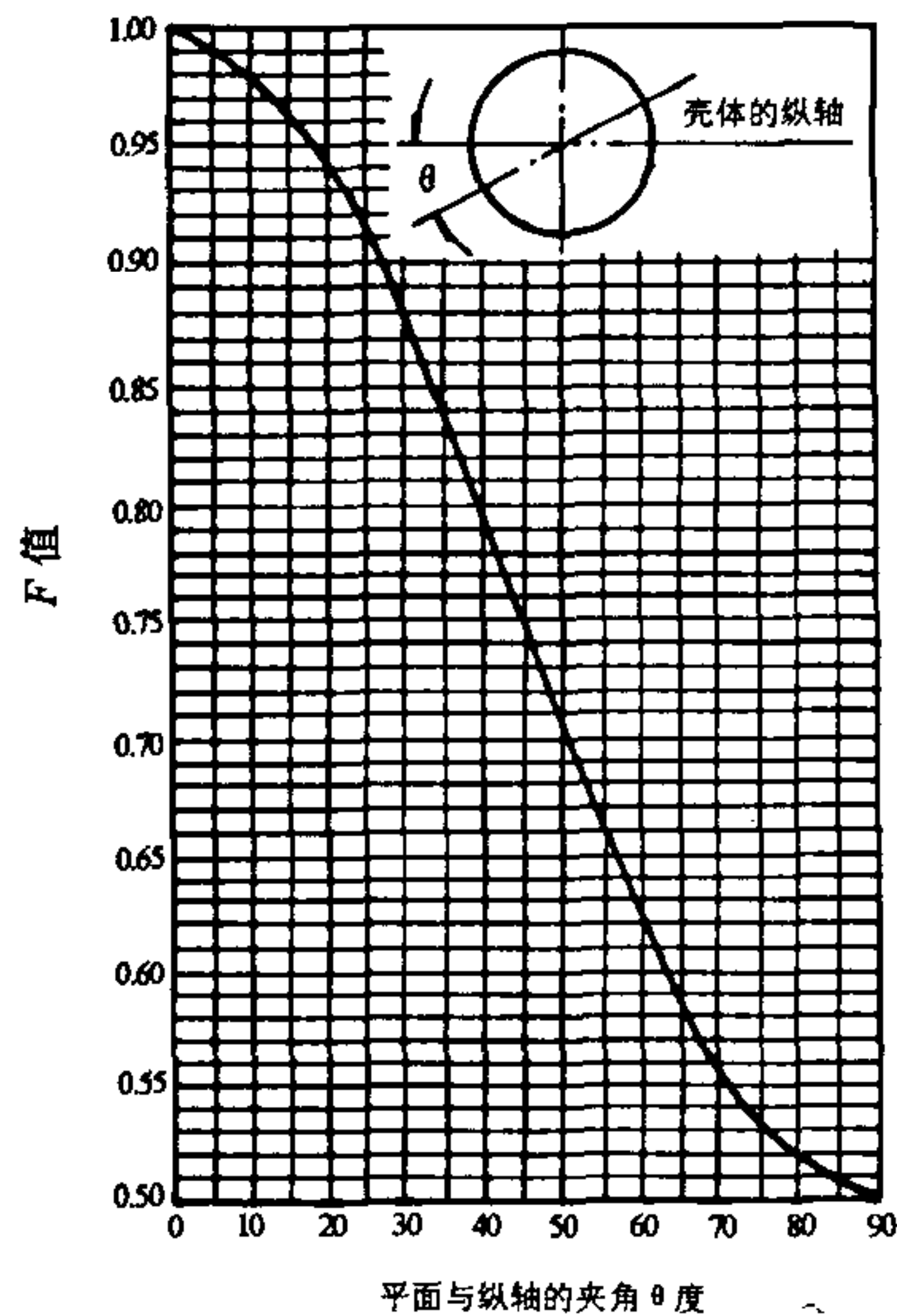


图 6-2 应力校正系数 F

F ——应力校正系数。对于圆筒或锥壳上的非径向接管和多个开孔的联合补强,按所考虑各削弱截面和壳体轴线所夹角度 θ 值由图 6-2 查取,或按 $F=0.5(\cos^2\theta+1)$ 计算;对于各

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,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,见图 6-3,取下列二值中之较小者:

$$h_1 = \sqrt{(d_i + 2C_1)\delta_{nt}} \quad \text{mm}$$

h_1 = 平行于接管轴线方向接管的实际外伸长度, mm;

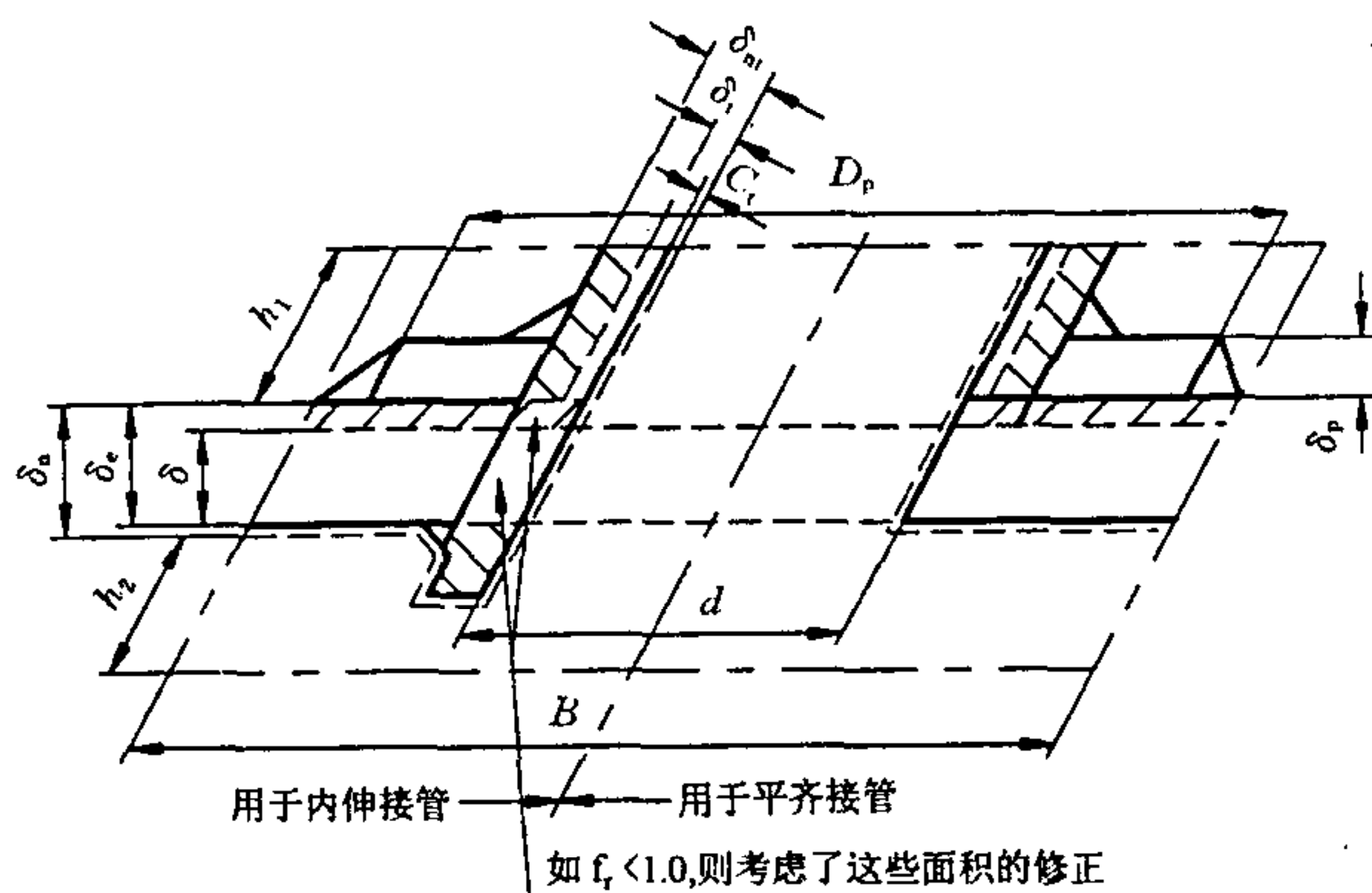


图 6-3 非径向接管的补强计算

h_2 ——补强区有效范围平行于接管轴线方向的内侧长度。见图 6-3,取下列二值中较小者:

$$h_2 = \sqrt{(d_i + 2C_1)\delta_{nt}} \quad \text{mm}$$

h_2 = 平行于接管轴线方向接管的实际内插长度, mm;

K ——由椭圆形封头长、短轴比值所确定的系数。见 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 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 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,度;

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:
$$\delta = \frac{P_c D_i}{2[\sigma]^t - P_c} \quad \text{mm}$$

内压锥壳:
$$\delta = \frac{P_c D_o}{2[\sigma]^t - P_c} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \quad \text{mm}$$

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:

$$\delta = \frac{K_1 P_c D_i}{2[\sigma]^t - 0.5 P_c} \quad \text{mm}$$

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:

$$\delta = \frac{K P_c D_i}{2[\sigma]^t - 0.5 P_c} \quad \text{mm}$$

内压碟形封头,开孔位于封头球面部分时:

$$\delta = \frac{P_c R_i}{2[\sigma]^t - 0.5 P_c} \quad \text{mm}$$

内压碟形封头,开孔位于封头球面部分以外时:

$$\delta = \frac{M P_c R_i}{2[\sigma]^t - 0.5 P_c} \quad \text{mm}$$

平封头按 GB 150 所列的平盖厚度计算式,并取 $\phi=1.0$ 计算,mm。

外压壳体和凸形封头,按 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,mm;

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_i ——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,度;

$[\sigma]$ ——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

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。

6.3.1 对于二个单独的开孔,二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) 。

6.3.2 对于三个或更多的开孔群,任意二相邻孔的中心间距(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 $2.5(d_1+d_2)$ 。

6.3.3 当壳体或封头名义厚度大于 12mm 时,接管公称直径小于或等于 50mm;当壳体或封头名义厚度小于或等于 12mm 时,接管公称直径小于或等于 80mm。

6.3.4 接管颈部厚度满足 6.4 的要求。

不需要进行补强计算的开孔不允许和 A 类焊缝相遇。

6.4 接管颈部的厚度

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:

6.4.1 不小于接管的计算厚度并加腐蚀裕量;

6.4.2 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

需要进行补强计算的开孔并不限制和各类焊缝的相遇。

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。

6.5.1 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 6-3。

(1)内压壳体或凸形封头

$$A = d\delta F + 2\delta(\delta_{nt} - C_1)F(1 - f_r) \quad \text{mm}^2 \quad (6-1)$$

(2)外压壳体或凸形封头

$$A=0.5[d\delta F+2\delta(\delta_{nt}-C_t)F(1-f_r)] \quad \text{mm}^2 \quad (6-2)$$

(3) 平封头

$$A=0.5d\delta \quad \text{mm}^2 \quad (6-3)$$

6.5.2 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:

$$A_1=(B-d)(\delta_e\phi_1-F\delta)-2(\delta_{nt}-C_t)(\delta_e\phi_1-F\delta)(1-f_r) \quad \text{mm}^2 \quad (6-4)$$

(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:

$$A_2=2h_1(\delta_{nt}-C_t-\delta_i)f_r+2h_2(\delta_{nt}-C_t-C_{2t})f_r \quad \text{mm}^2 \quad (6-5)$$

(3) 补强区有效范围内能起补强作用的焊缝截面积:

$$A_3=\delta_w^2 \quad \text{mm}^2 \quad (6-6)$$

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。

6.5.3 外加强件截面积

$$A_4 \geq A - (A_1 + A_2 + A_3) \quad \text{mm}^2 \quad (6-7)$$

按式(6-8)确定补强圈外直径及厚度

$$A_4=[D_p-d-2(\delta_{nt}-C_t)]\delta_p f_p \quad \text{mm}^2 \quad (6-8)$$

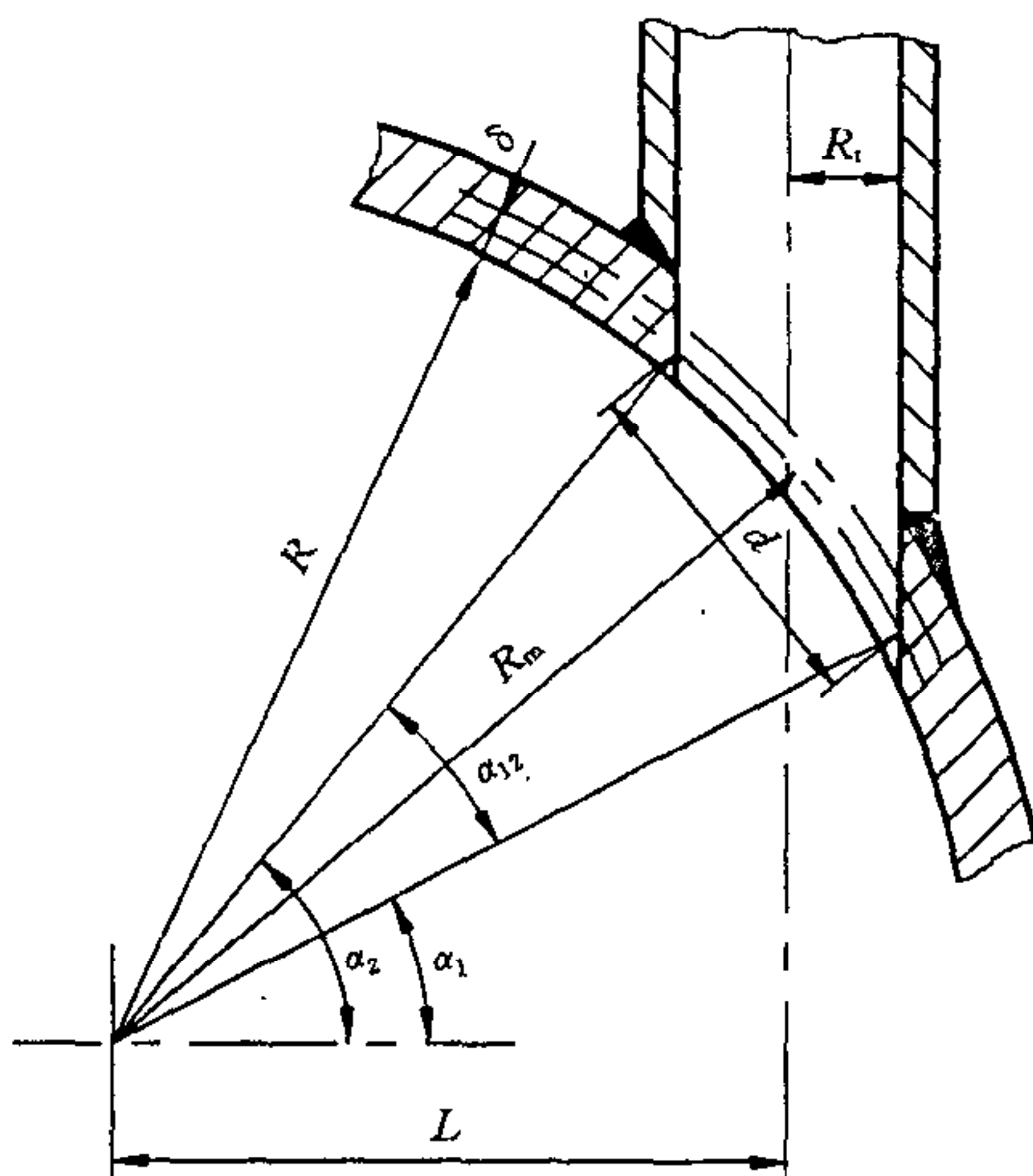
补强件材料一般需和壳体材料相同。

6.5.4 多个开孔的补强

多个开孔的补强要求按 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。

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_{nt} 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 $[\sigma]$ 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：

$$\delta_r = \frac{P_c d_i}{2[\sigma]^t - P_c} = \frac{6.8 \times 100}{2 \times 102 - 6.8} = 3.5 \text{ mm}$$

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：

$$R_m = R + \frac{\delta}{2} = 380 + \frac{28.5}{2} = 394.3 \text{ mm}$$

$$L = 305 \text{ mm}$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left(\frac{L+r_1}{R_m} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{305+50}{394.3} \right) = 25.8^\circ$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{L-r_1}{R_m} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{305-50}{394.3} \right) = 49.7^\circ$$

$$\alpha_{12} = \alpha_2 - \alpha_1 = 23.9^\circ$$

$$d = 2R_m \sqrt{1 - \cos^2 \left(\frac{\alpha_{12}}{2} \right)} = 2 \times 394.3 \sqrt{1 - \cos^2 11.95^\circ} = 164 \text{ mm}$$

对于和圆筒轴线相交 90° 截面, 应力校正系数 $F=0.5$

$$A = d\delta F + 2\delta(\delta_{nt} - C_t)F(1 - f_r) = 164 \times 28.5 \times 0.5 = 2339 \text{ mm}^2$$

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

其中:

$$B = 2d = 2 \times 164 = 328 \text{ mm}$$

$$B = d + 2\delta_n + 2\delta_{nt} = 164 + 2 \times 38 + 2 \times 12.5 = 265 \text{ mm}$$

取 $B = 328 \text{ mm}$

$$A_1 = (328 - 164)(38 \times 1.0 - 0.5 \times 28.5) = 3895 \text{ mm}^2$$

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

其中:

$$h_1 = \sqrt{(d_t + 2C_t)\delta_{nt}} = \sqrt{100 \times 12.5} = 35.4 \text{ mm}$$

$$h_2 = 0$$

$$A_2 = 2 \times 35.4 \times (12.5 - 0 - 3.5) \times 1.0 = 637.2 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = (12.5)^2 = 156.3 \text{ mm}^2$$

$$A_1 + A_2 + A_3 = 3895 + 637.2 + 156.3 = 4688.5 \text{ mm}^2 > A = 2339 \text{ mm}^2$$

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:

$$A = d\delta F + 2\delta(\delta_{nt} - C_t)F(1 - f_r) = 100 \times 28.5 \times 1.0 = 2850 \text{ mm}^2$$

$$B = 2d = 2 \times 100 = 200 \text{ mm}$$

$$B = d + 2\delta_n + 2\delta_{nt} = 100 + 2 \times 38 + 2 \times 12.5 = 201 \text{ mm}$$

取 $B = 201 \text{ mm}$

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

$$= (201 - 100)(38 \times 1.0 - 1.0 \times 28.5) = 959.5 \text{ mm}^2$$

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

$$= 2 \times 35.4 \times (12.5 - 0 - 3.5) \times 1.0 = 637.2 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = (12.5)^2 = 156.3 \text{ mm}^2$$

$$A_1 + A_2 + A_3 = 959.5 + 637.2 + 156.3 = 1753 \text{ mm}^2 < A = 2850 \text{ mm}^2$$

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

7.1 概 述

本章所述的方法适用于 $0.002 \leq \frac{\delta - C}{D_i + 2\delta} \leq 0.1$, 可用于开孔内径与壳体内径之比 d_i/D_i 超过 GB 150《钢制压力容器》中的范围, 但不超过 0.8, 即 $d_i/D_o \leq 0.8$ 。适用于内压圆筒形壳体、球形壳体的圆形开孔补强。这一补强方法称为压力面积法, 它允许压力试验时最高应力的局部区域产生可达 1% 的塑性变形。因此, 在采用压力面积法进行补强设计时, 还必须满足和注意下列五个条件:

7.1.1 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。

7.1.2 接管、壳体、补强件的材料其常温屈强比应满足 $\sigma_s/\sigma_b \leq 0.67$ 。应避免采用标准常温抗拉强度下限值 $\sigma_b > 540\text{MPa}$ 的材料, 如要采用, 须在设计和检验等方面作特殊考虑。

7.1.3 接管、壳体、补强件之间的焊缝应进行无损探伤。

7.1.4 此补强方法不宜用于介质对应力敏感的场所。

7.1.5 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_i ——接管或开孔内直径, 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;

δ_i ——接管采用壁厚, mm;

δ ——壳体采用壁厚, 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;

C ——壳体壁厚附加量, mm;

C' ——接管壁厚附加量, mm;

C_2 ——接管腐蚀裕度, mm;

P ——设计压力, MPa;

A_p ——补强有效范围内的压力面积, mm^2 ;

$A\sigma_0$ ——壳体上开孔区有效承压金属面积, mm^2 ;

$A\sigma_1$ ——接管上开孔区有效承压金属面积, mm^2 ;

$A\sigma_2$ ——补强金属面积, mm^2 ;

$[\sigma]$ ——壳体材料许用应力, MPa;

$[\sigma]_1$ ——接管材料许用应力, MPa;

$[\sigma]_2$ ——补强材料许用应力, MPa。

7.3 补强范围

壳体补强的有效宽度:

$$b = \sqrt{(D_i + \delta - C)(\delta - C)} \quad \text{mm} \quad (7-1)$$

但至少 $b = 3\delta$

接管外侧补强的有效高度:

$$h_1 = 1.25 \sqrt{(d_i + \delta_i - C')(\delta_i - C')} \quad \text{mm} \quad (7-2)$$

接管内侧补强的有效高度:

$$h_2 = 0.625 \sqrt{(d_i + \delta_i - C' - C_2)(\delta_i - C' - C_2)} \quad \text{mm} \quad (7-3)$$

接管厚度方向补强的有效范围(超过此范围的金属不计入承压面积):

当接管厚度 $(\delta_i - C')$ 或 $(\delta_i - C' - C_2)$ 大于壳体厚度 $(\delta - C)$ 的 2 倍时,接管的有效厚度按 $2(\delta - C)$ 计算。

7.4 补强计算

圆筒形壳体的开孔补强如图 7-1 所示;球形壳体的开孔补强如图 7-2 所示。椭圆形封头可根据当量的曲率半径按球形壳体进行计算,但椭圆形和碟形封头的补强范围应在 $0.8D_i$ 之内。相邻开孔距离 $l < 2\sqrt{(D_i + \delta - C)(\delta - C)}$ 时,应考虑联合补强,如图 7-3 和图 7-4 所示。采用联合补强时,其计算面积均为联合补强区范围内的压力面积和金属面积,可与单个开孔一样采用式(7-4)或式(7-5)进行计算。

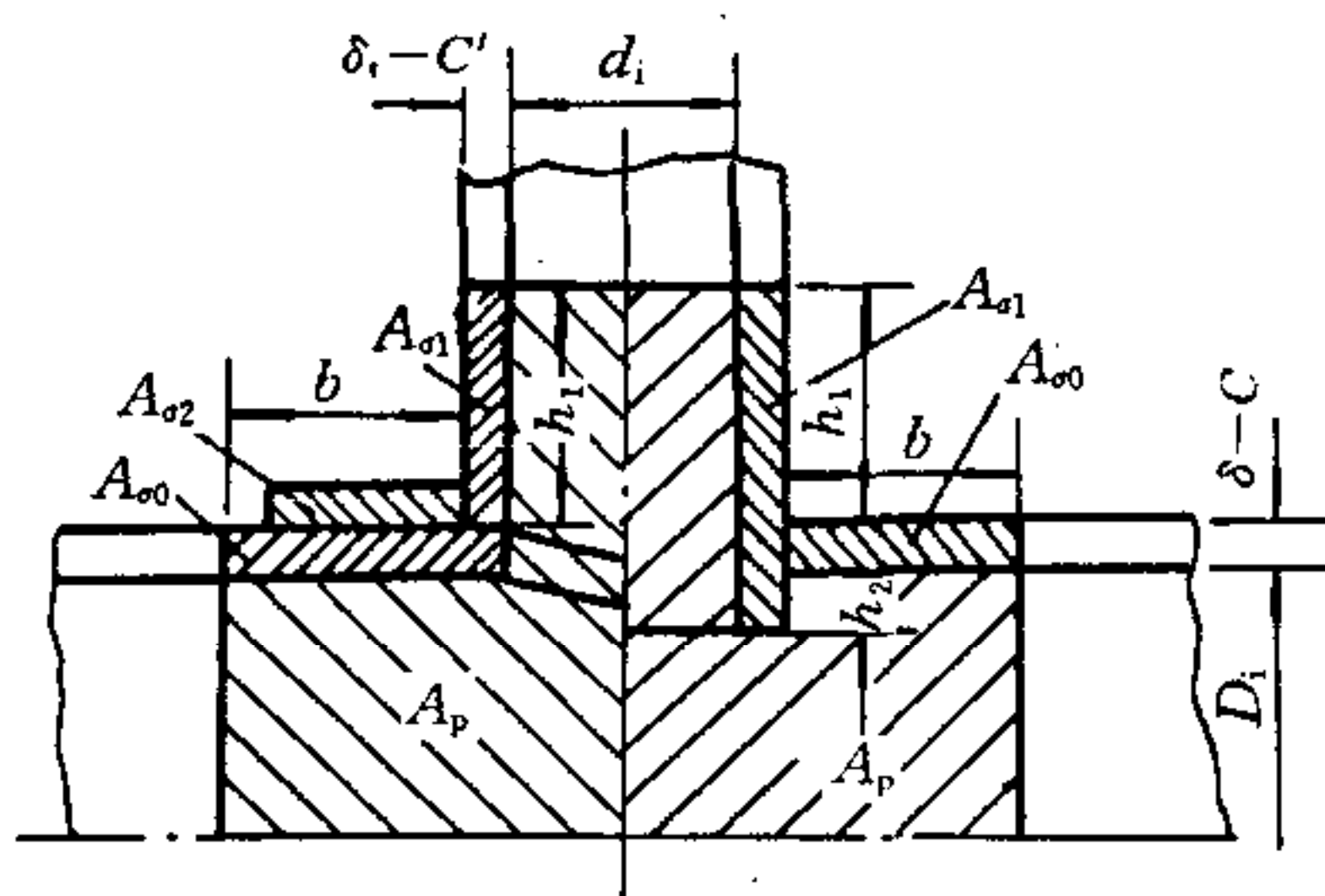


图 7-1 圆筒形壳体开孔补强

接管、壳体、补强件材料相同时,按下式进行补强计算:

$$\left(\frac{A_2}{A\sigma}+\frac{1}{2}\right)P\leqslant[\sigma]\quad\text{MPa}\tag{7-4}$$

其中:

$$A\sigma=A\sigma_0+A\sigma_1+A\sigma_2\quad\text{mm}^2$$

接管、壳体、补强件材料不同时,按下式进行补强计算:

$$\left([\sigma]-\frac{P}{2}\right)A\sigma_0+\left([\sigma]_1-\frac{P}{2}\right)A\sigma_1+\left([\sigma]_2-\frac{P}{2}\right)A\sigma_2\geqslant PA_p\quad\text{N}\tag{7-5}$$

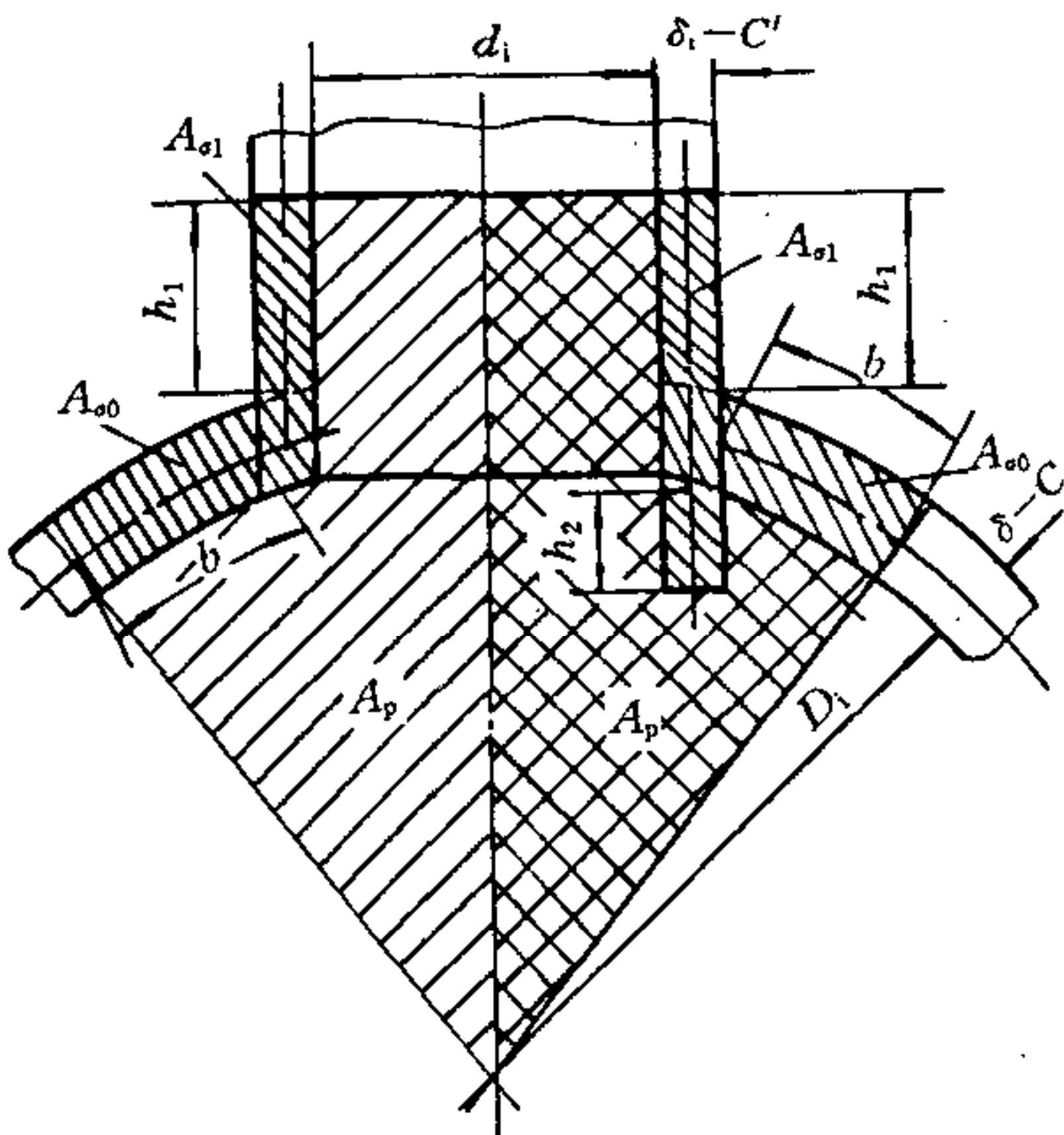


图 7-2 球形壳体开孔补强

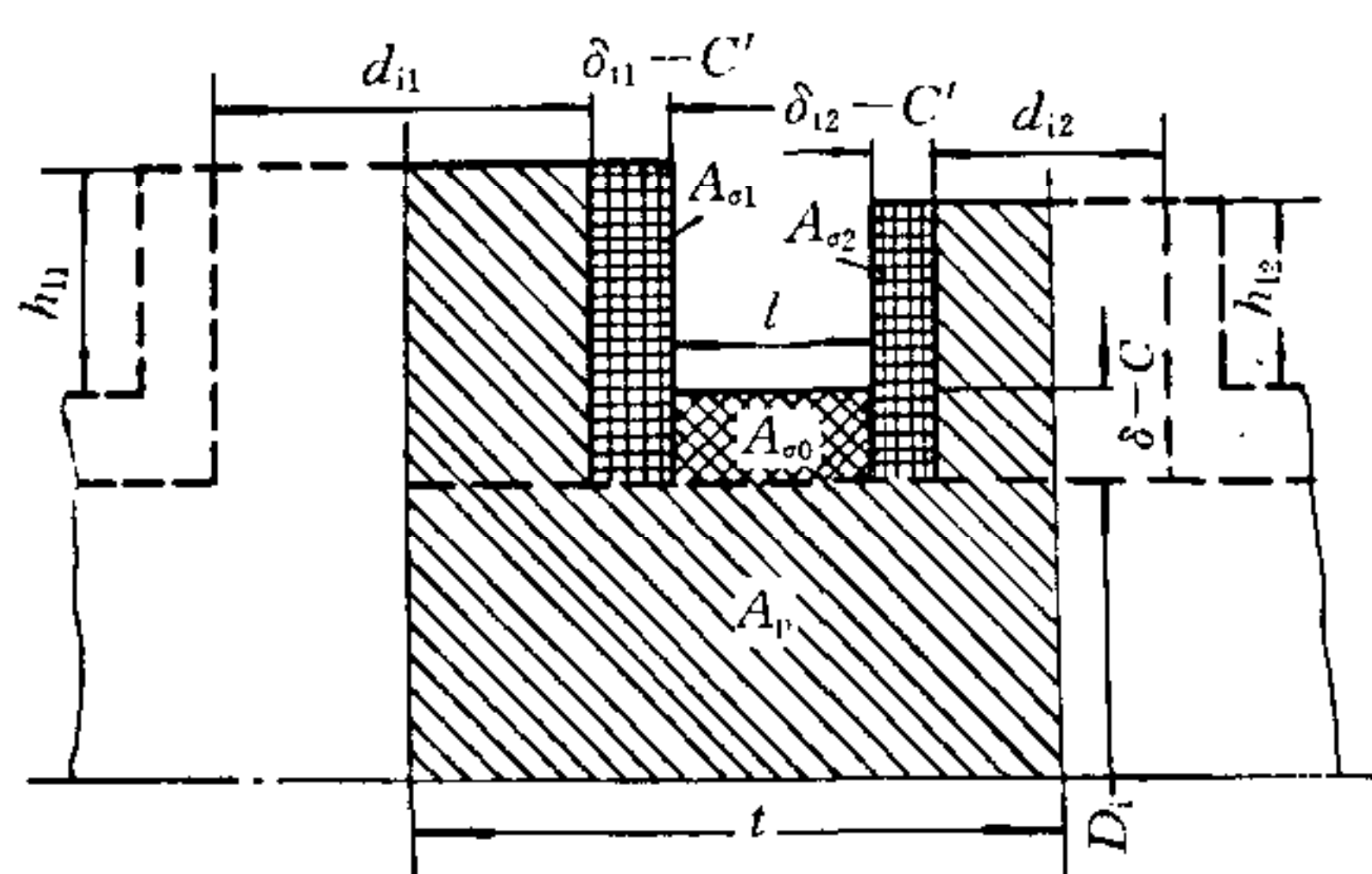


图 7-3 圆筒形壳体联合开孔补强

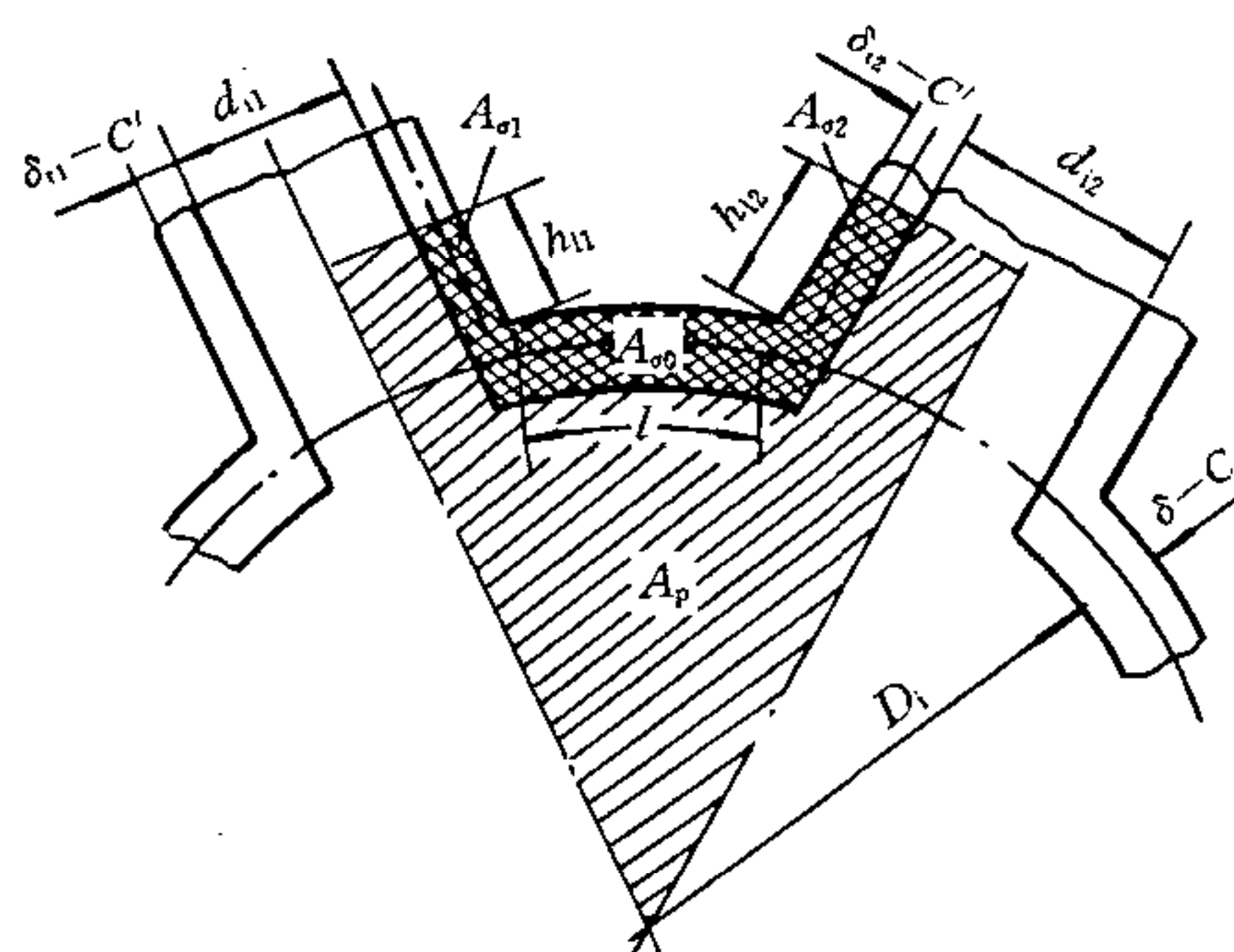


图 7-4 球形壳体联合开孔补强

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

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。

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 GB 150 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。由 GB 150 中外压圆筒有关图由 A 值确定, MPa ;
 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;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, mm^4 ;
 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, 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 GB 150 的规定确定, mm ;
 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

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。

8.3.1 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 8-1 计算 I_s 值。

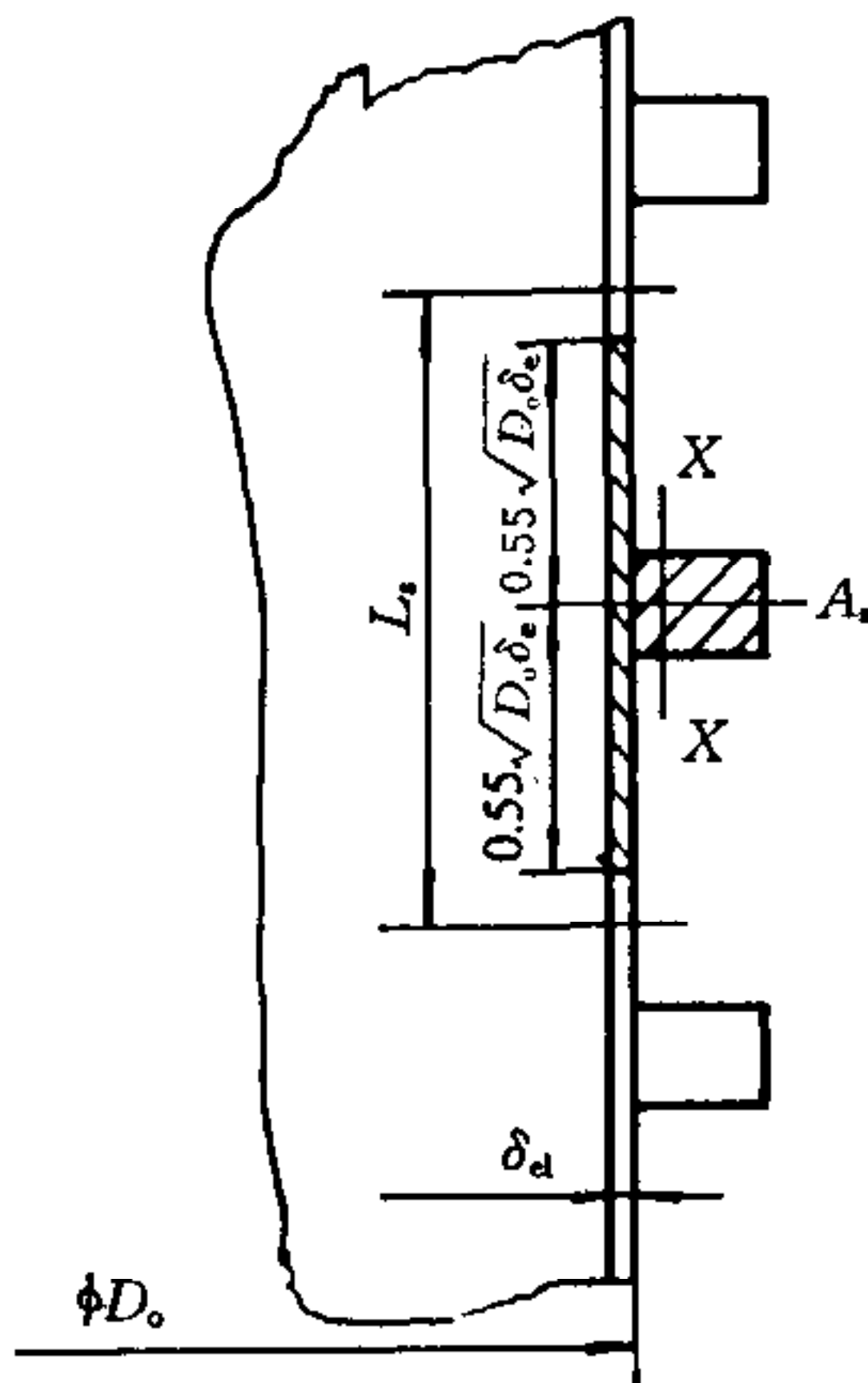


图 8-1 惯性矩 I_s 的计算

(2)由(1)所计算得的 I_s 值,按式(8-1)计算 A 值。

$$I_s = A \frac{D_o^2 L_s \left(\delta_{e1} + \frac{A_s}{L_s} \right)}{10.9} \quad (8-1)$$

(3)由支承圈材料、设计温度和 A 值,按 GB 150 中外压圆筒有关图查 B 值。

若由式(8-1)所得 A 值,且落在设计温度下材料线的左方,则由式(8-2)计算 B 值:

$$B = \frac{2}{3} EA \quad (8-2)$$

(4)由式(8-3)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 $[P]_1$

$$[P]_1 = B \left[\frac{\delta_{e1} + \frac{A_s}{L_s}}{D_o} \right] \quad (8-3)$$

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(1)~(4)步骤,直到 $[P]_1 \geq P$ 为止。

(5)由 P 、 L_s 、 D_o ,按 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。

8.3.2 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 ，按图 8-1 计算 I_s 值。

(2)由(1)所计算得的 I_s 值，按式(8-4)计算 A 值。

$$I_s = A \frac{D_o^2 L_s \left(\delta_e + \frac{A_s}{L_s} \right)}{10.9} \quad (8-4)$$

(3)由支承圈材料、设计温度和 A 值，按 GB 150 中外压圆筒的有关图查 B 值。

若由式(8-4)所得 A 值，且落在设计温度下材料线的左方，则由式(8-2)计算 B 值。

(4)由式(8-5)求取支承圈所能承受的许用外压

$$[P]_1 = B \left[\frac{\delta_e + \frac{A_s}{L_s}}{D_o} \right] \quad (8-5)$$

(5)由 L_s 、 D_o 、 δ_e ，按 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(如立式设备的重量等)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。如已知外力矩的两垂直分量 M_x 和 M_y ,则

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

F ——轴向外载荷。拉力时计入,压缩力时不计,N;

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

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:

$$P_e = \frac{16M}{\pi D_G^3} + \frac{4F}{\pi D_G^2} + P \quad \text{MPa} \quad (9-1)$$

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

金属齿形环与薄覆盖层的组合式垫片推荐用于 10~32MPa 的压力。通常使用范围为： $P \leq 16\text{MPa}$, $D_i \leq 1000\text{mm}$; $P \leq 20\text{MPa}$, $D_i \leq 800\text{mm}$; $P \leq 25\text{MPa}$, $D_i \leq 600\text{mm}$; $P \leq 32\text{MPa}$, $D_i \leq 300\text{mm}$ 。这种垫片也可用于中低压。齿形环可根据使用的温度和介质采用碳钢或不锈钢等材料。金属齿形环两侧的薄覆盖层,可以是石棉层、柔性石墨、聚四氟乙烯、退火软铝。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。使用石棉层时最高为 350℃,使用柔性石墨时最高为 450℃,使用聚四氟乙烯时最高为 200℃,使用退火软铝时最高为 400℃。石棉层如因耐腐蚀要求或设计有规定时,还应控制氯含量。

10.2 密封结构

密封结构如图 10—1 所示。

10.3 符号说明

B ——垫片宽度,计算后向大值圆整,但用于高压设备开孔($DN \geq 400\text{mm}$)时,最小宽度为 15mm;

D_i ——垫片内径,mm;

P_T ——水压试验压力,MPa;

用于高压时,垫片宽度按下式计算:

$$B = \frac{D_i \cdot P_T}{1043.5 - P_T} \quad \text{mm} \quad (10-1)$$

用于中低压时,垫片宽度要适当加大,可参照下表确定:

公称直径 DN(mm)	10~25	32~70	80~100	125~200
垫片宽度 B(mm)	7~8	10~11	13	17
250~350	400~550	600~800	850~1000	1050~1200
20~22.5	24	25	27	28

用于管法兰时,可按 HG 20611—97《钢制管法兰用齿形组合垫(欧洲体系)》及 HG 20632—97《钢制管法兰用齿形组合垫(美洲体系)》选用。

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 GB 150《钢制压力容器》。其密封特性值如下：

操作状态下：垫片系数 $m=4$

预紧螺栓情况下，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。

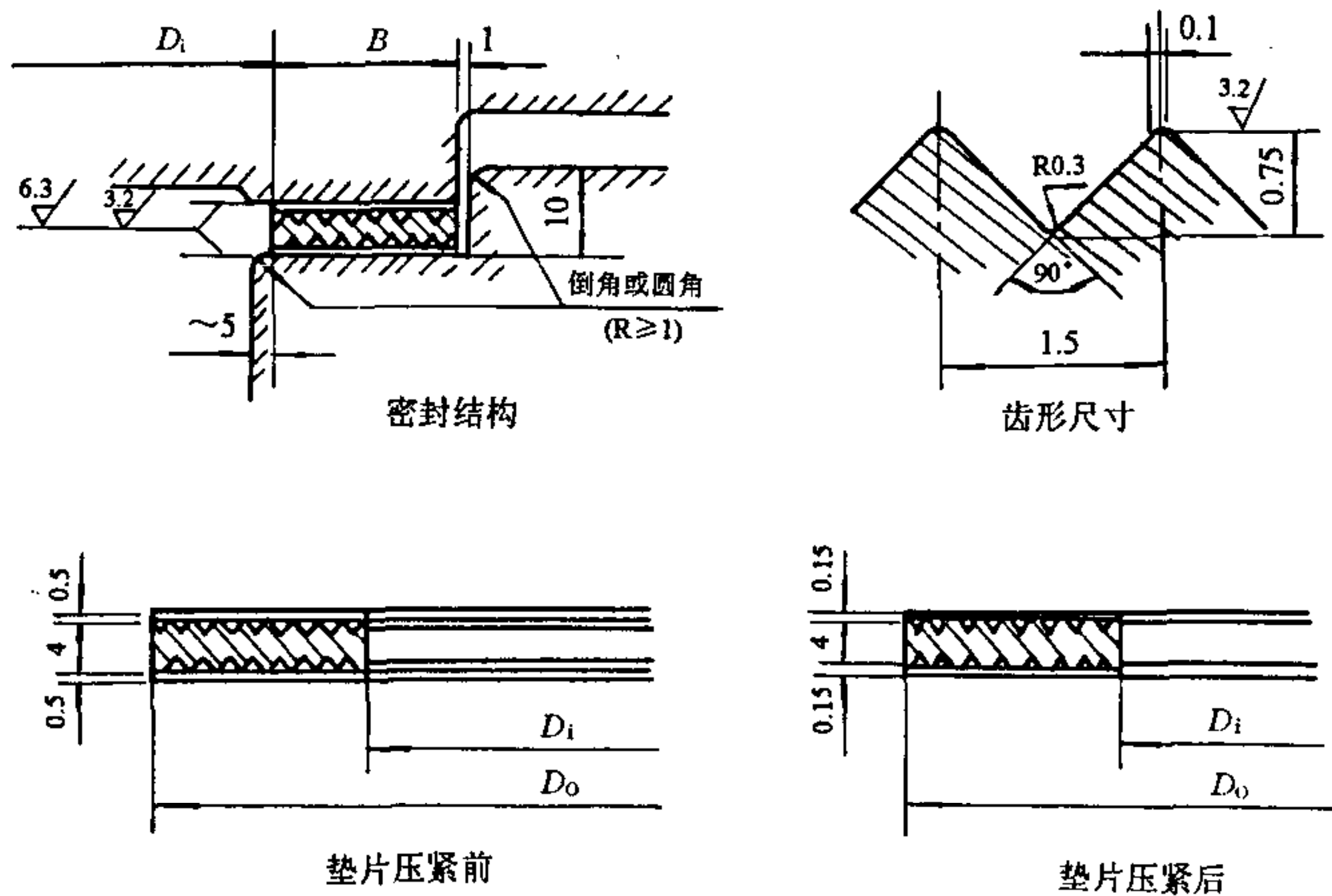


图 10-1 金属齿形环与薄覆盖层组合式垫片的密封结构

11 无垫片焊接密封法兰的设计和计算

11.1 概 述

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~图 11-4;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 11-5 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。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 GB 150《钢制压力容器》法兰设计相同的符号、单位和图表。

11.2 符号说明

N ——计算用的相当垫片宽度,mm

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

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;

其余符号与 GB 150《钢制压力容器》相同。

11.3 螺 栓

11.3.1 螺栓载荷

螺栓载荷按操作情况计算:

$$m = 0$$

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

$$W_p = F + F_p = F = 1.1 \times \frac{\pi}{4} D_L^2 P \quad N \quad (11-1)$$

11.3.2 螺栓总截面积

所需螺栓总截面积按操作情况计算,即:

$$A_m = A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b} = \frac{F}{[\sigma]_b} \quad \text{mm}^2 \quad (11-2)$$

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

亦仅考虑操作条件下的情况,即:

$$M_p = F_D S_D + F_T S_T \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (11-3)$$

其中:

$$F_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 P \quad \text{N}$$

$$F_T = F - F_D = \frac{\pi}{4} (D_L^2 - D_i^2) P \quad \text{N}$$

$$F_G = F_P = 0 \quad \text{N}$$

力臂 S_D 、 S_T 、 S_G 按下述确定:

力臂 S_D

高颈法兰:

$$S_D = S + 0.5 \delta_1 \quad \text{mm}$$

活套和平焊法兰:

$$S_D = 0.5 (D_b - D_i) \quad \text{mm}$$

力臂 S_T

高颈法兰:

$$S_T = 0.5 (S + \delta_1 + S_G) \quad \text{mm}$$

活套和平焊法兰:

$$S_T = 0.5 (S_D + S_G) \quad \text{mm}$$

力臂 S_G

$$S_G = 0.5 (D_b - D_G) \quad \text{mm}$$

11.4.2 法兰应力

(1) 法兰应力按操作情况下的 M_p 计算:

$$M_o = M_p \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (11-4)$$

当 $C_F = \sqrt{\frac{\text{螺栓间距}}{2(\text{螺栓直径}) + \delta_t}} > 1$ 时,应取:

$$M_o = M_p \times C_F \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (11-5)$$

(2) 高颈法兰的应力

法兰颈轴向应力 σ_H :

$$\sigma_H = \frac{fM_o}{\lambda\delta_i^2 D_i} \quad \text{MPa} \quad (11-6)$$

法兰盘切向应力 σ_T :

$$\sigma_T = \frac{YM_o}{\delta_i^2 D_i} - Z\sigma_R \quad \text{MPa} \quad (11-7)$$

法兰盘径向应力 σ_R :

$$\sigma_R = \frac{\beta M_o}{\lambda\delta_i^2 D_i} \quad \text{MPa} \quad (11-8)$$

(3)活套法兰(包括任意式法兰,按活套法兰计算)的应力

$$\sigma_T = \frac{YM_o}{\delta_i^2 D_i} \quad \text{MPa} \quad (11-9)$$

$$\sigma_H = 0 \quad (11-10)$$

$$\sigma_R = 0 \quad (11-11)$$

11.4.3 法兰许用应力

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

$$\sigma_T \leq [\sigma]_t \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_R \leq [\sigma]_t \quad \text{MPa}$$

$$0.5(\sigma_H + \sigma_T) \leq [\sigma]_t \quad \text{MPa}$$

$$0.5(\sigma_H + \sigma_R) \leq [\sigma]_t \quad \text{MPa}$$

系数 T 、 Z 、 Y 、 U 和 F_1 、 V_1 、 f 均按 GB 150《钢制压力容器》法兰设计中的图表查取。

图 11-2 中活套法兰的翻边部分承受剪力,该部分的剪应力不得超过 $0.8[\sigma]_n$ 。

11.5 密封焊元件

图 11-1 整体式无垫片法兰密封焊部分尺寸和图 11-2 板片式无垫片法兰的板片尺寸,可根据具体情况及下述图中所示尺寸确定。图 11-3~图 11-5 中三种密封焊元件可按图 11-6 进行设计。图 11-6 中内径 d_1 即为所需要的内径,对于圆形空腔式,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,如确有必要时设置。

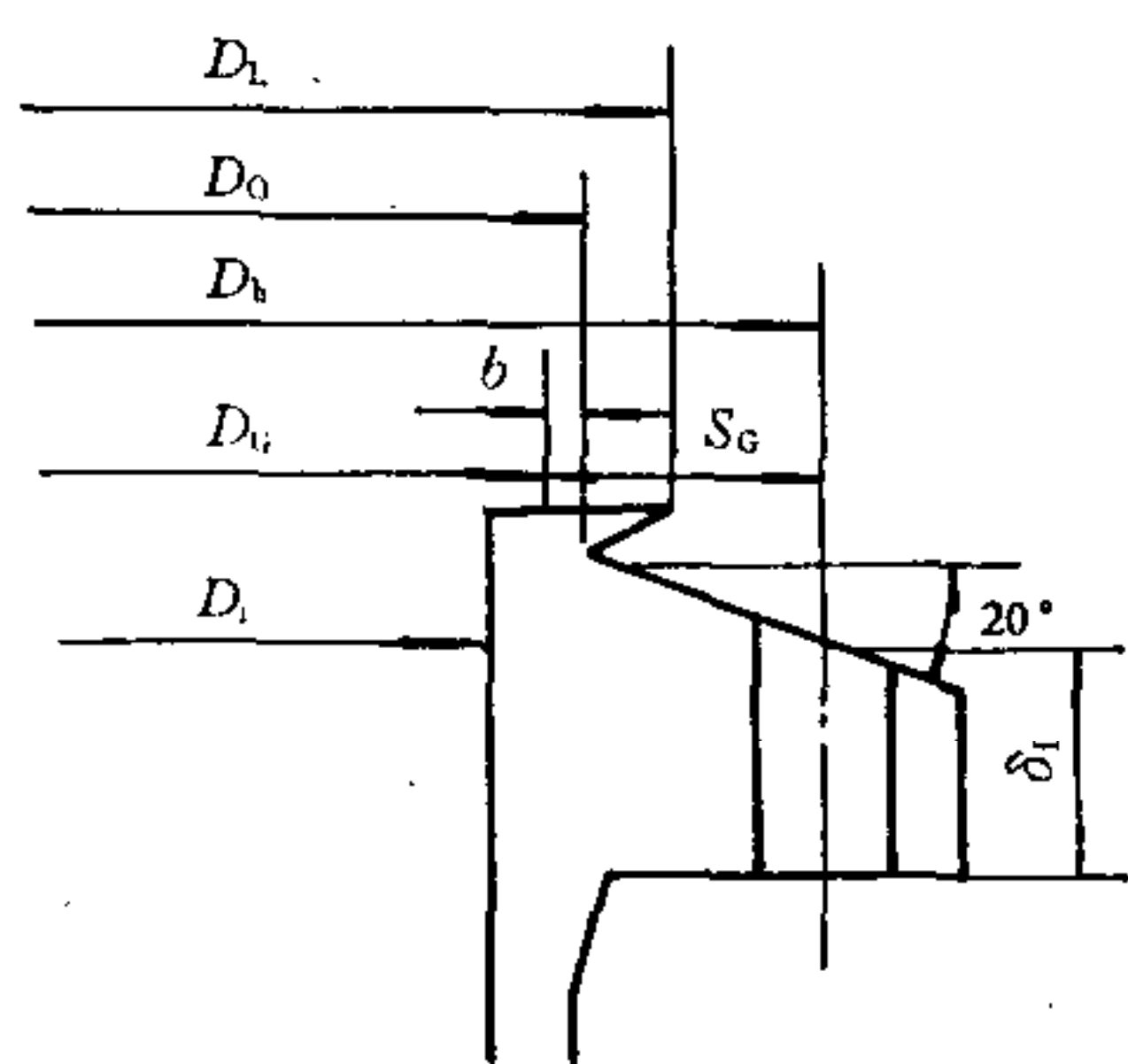


图 11-1 整体式无垫片法兰

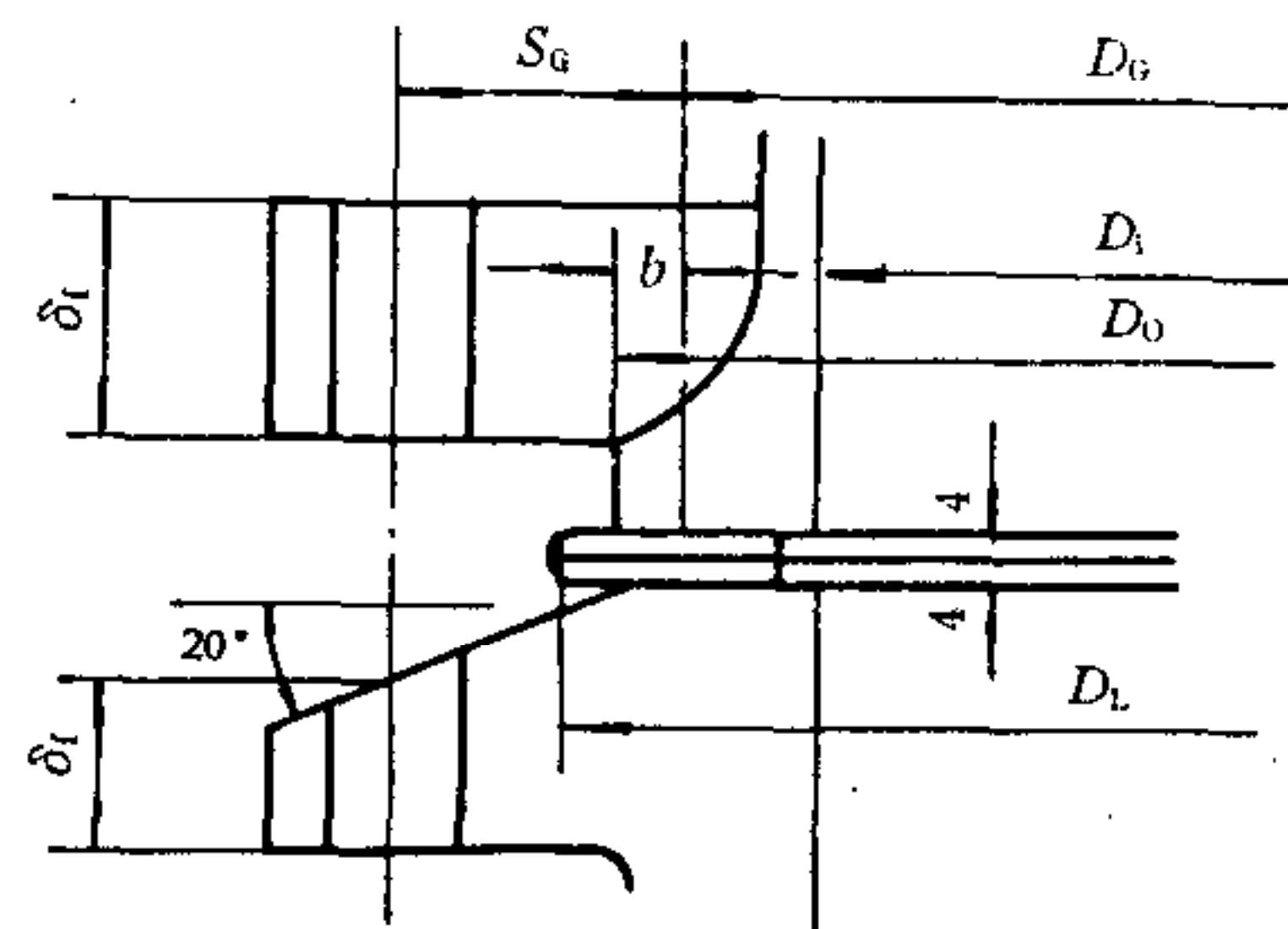


图 11-2 板片式无垫片法兰

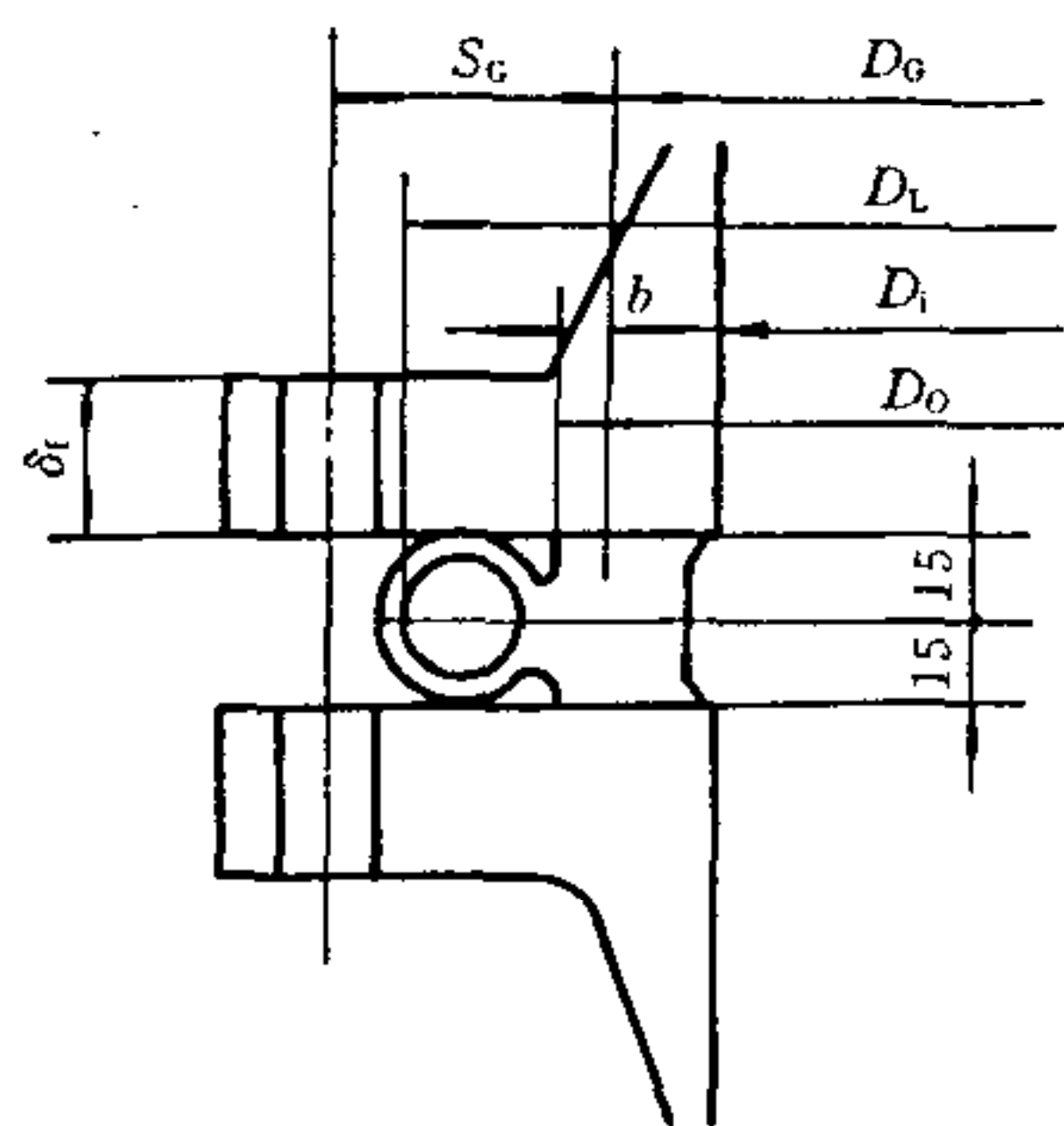


图 11-3 圆形空腔式无垫片法兰

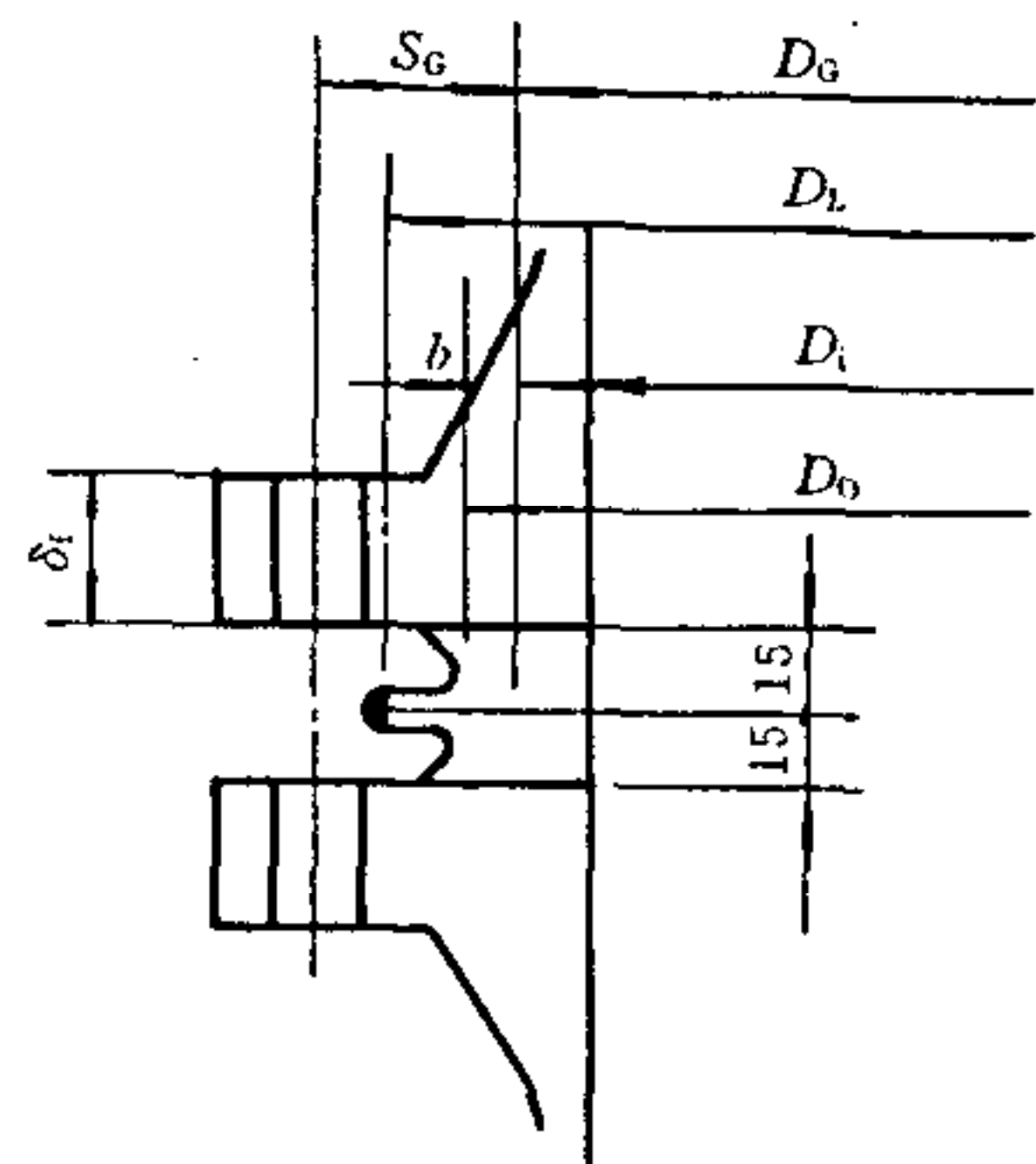


图 11-4 焊环式无垫片法兰

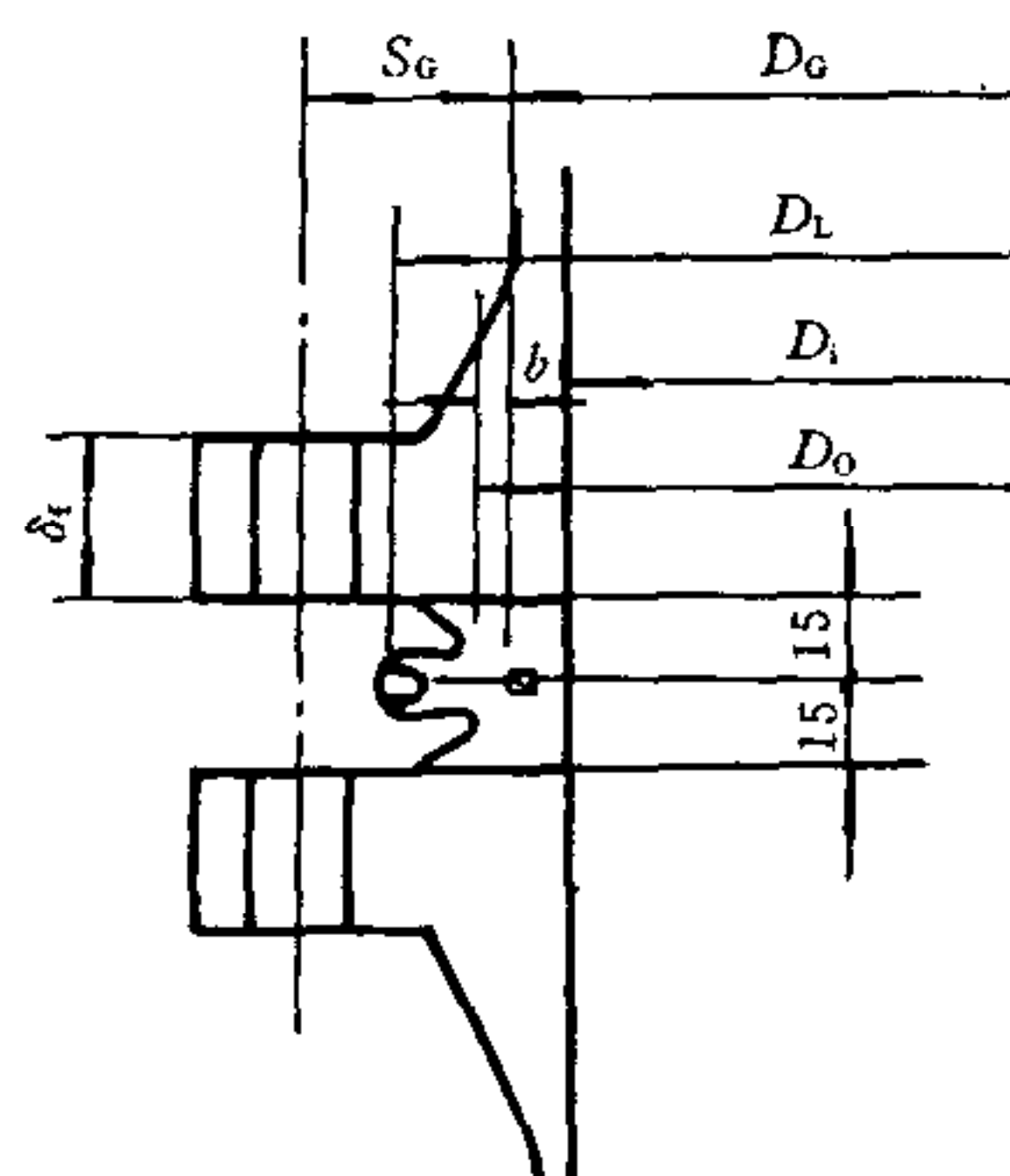


图 11-5 卵形空腔式无垫片法兰

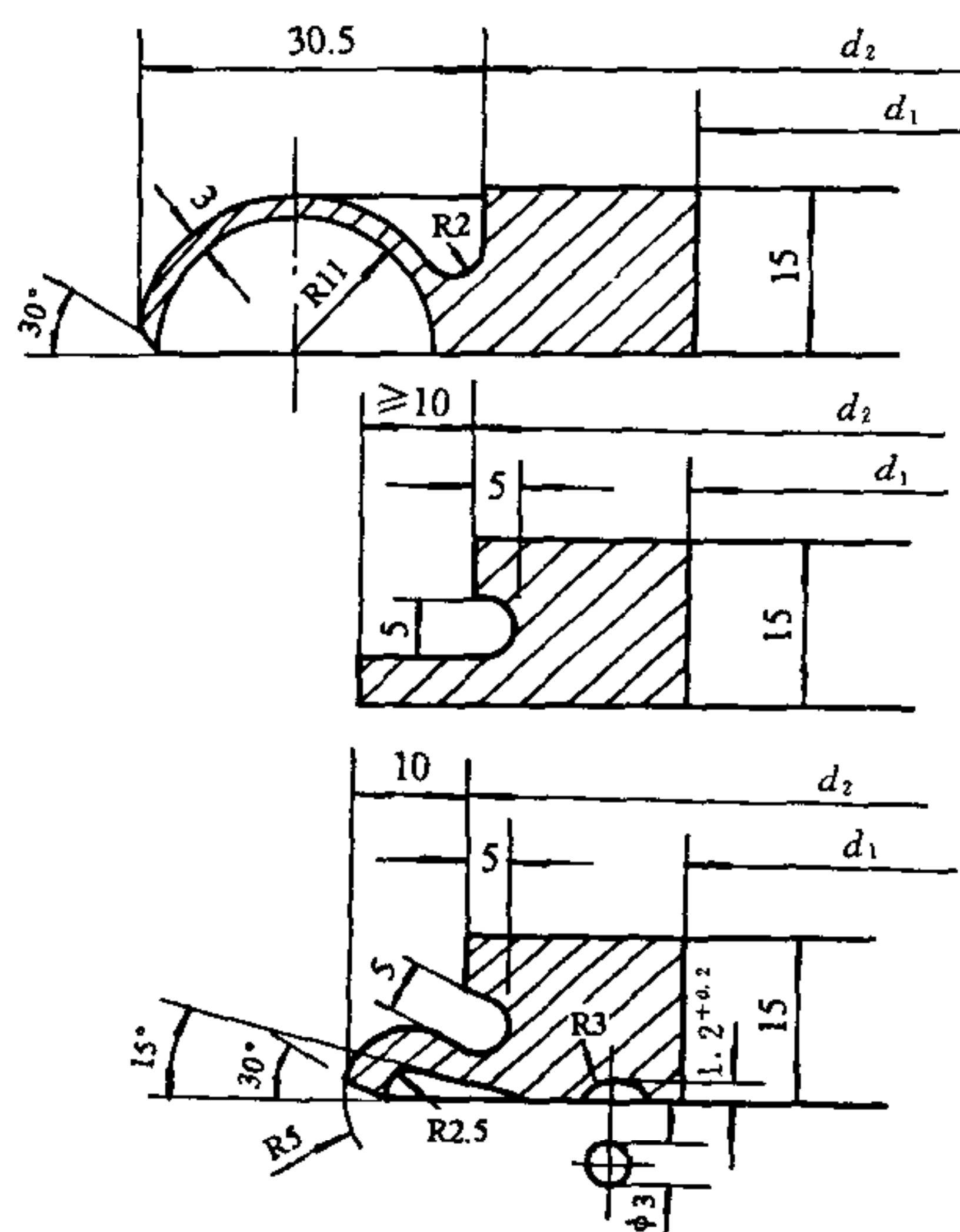
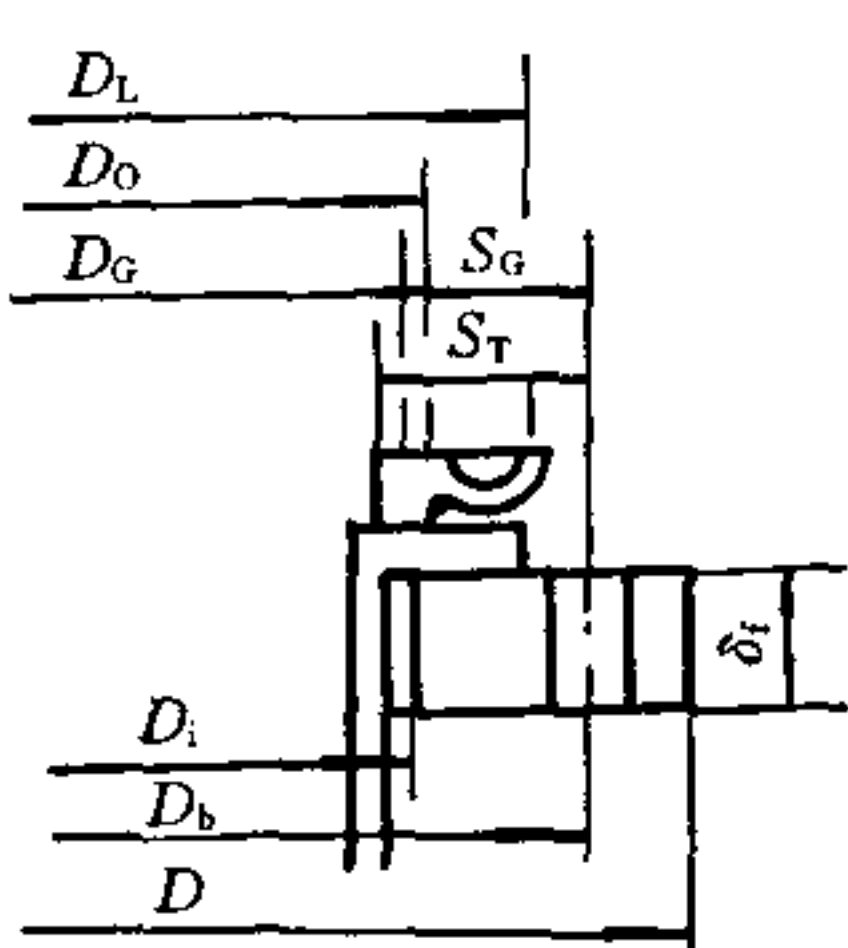
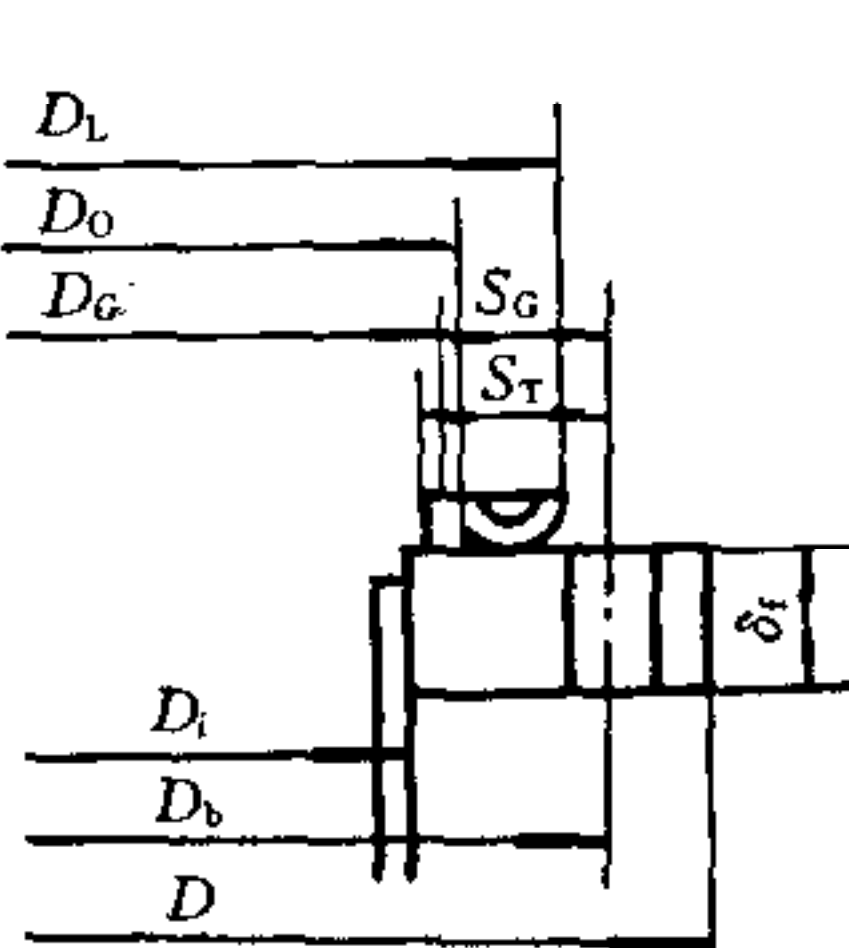


图 11-6 三种密封焊元件

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:		℃	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	$F_p=2\pi bD_Gmp=0$		
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	$S_D=0.5(D_o-D_i)=$	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 $C_F=\sqrt{\frac{\text{螺栓间距}}{2(\text{螺栓直径})+\delta_i}}>1$ 时, 应计入 C_F 系数		$M=M_p\cdot C_F=$ N·mm
					
			形 状 系 数 $K=\frac{D}{D_i}=$ 查 GB 150 $Y=$		
			法 兰 计 算 厚 度 $\delta_i=\sqrt{\frac{Y M_o}{[\sigma]_f D_i}}=$ mm 采用厚度 $\delta_i=$ mm		
注: 密封焊元件的型式按实际采用的					
$* D_G=D_o-2b=$					mm

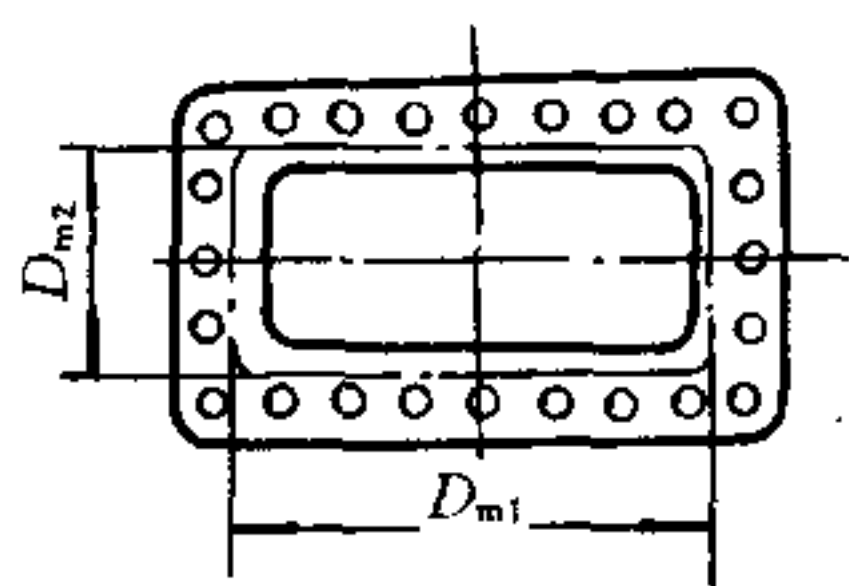
无垫片焊接高颈法兰计算表

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		$N = 1.3 D_o^{1/3}$	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	$W_p = F + F_p = F = 1.1 \times \frac{\pi}{4} D_L^2 P =$			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								
$F_D = \frac{\pi}{4} D_L^2 P =$	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	$S_T = 0.5(S + \delta_1 + S_G) =$	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 $C_F = \sqrt{\frac{\text{螺栓间距}}{2(\text{螺栓直径}) + \delta_1}} > 1$ 时, 应计入 C_F 系数			$M = M_p \cdot C_F =$		N · mm	
			形 状 系 数					
			$h_o = \sqrt{D_L \delta_{1S}} =$		$\frac{h}{h_o} =$			
			$K = \frac{D}{D_L} =$		$\frac{\delta_1}{\delta_{1S}} =$			
			查 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)					
			$\psi = \delta_{1e} + 1$					
$\beta = \frac{4}{3} \delta_{1e} + 1$								
$\gamma = \frac{\psi}{T}$								
许 用 值	应 力 计 算	$\eta = \delta_1^3 / d_1$ $\lambda = \gamma + \eta$						
$1.5[\sigma]_f =$ 或 $2.5[\sigma]_b =$	轴向应力 $\sigma_H = \frac{f M_o}{\lambda \delta_1^3 D_L}$	MPa						
$[\sigma]_f =$	径向应力 $\sigma_R = \frac{\beta M_o}{\lambda \delta_1^3 D_L}$	MPa						
$[\sigma]_f =$	切向应力 $\sigma_T = \frac{Y M_o}{\delta_1^3 D_L} - Z \sigma_R$	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		

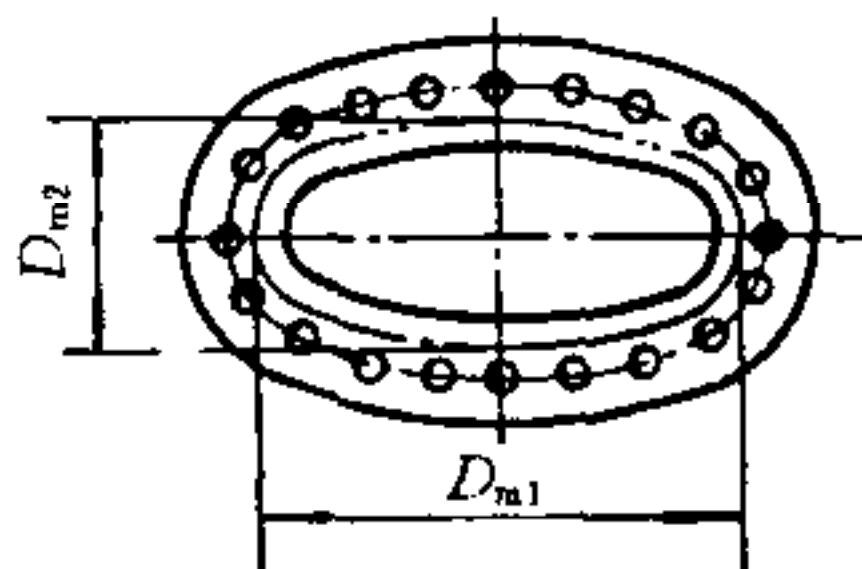
12 非圆形法兰的设计和计算

12.1 概 述

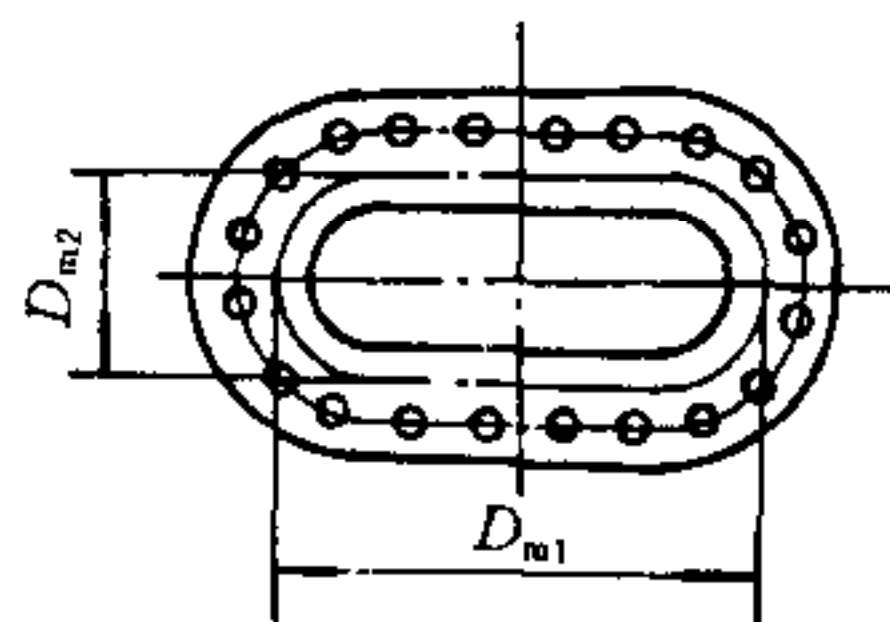
本章适用于如下图所示的矩形、椭圆形和长圆形等非圆形法兰,法兰颈部和垫片的周边形状与法兰本身一样,同是矩形、椭圆形或长圆形。本章不适用于法兰颈部和垫片的周边形状为圆形的矩形、椭圆形或长圆形法兰。



矩形法兰



椭圆形法兰



长圆形法兰

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 GB 150《钢制压力容器》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, $b_e = 1.8b$

当垫片为极窄的密封接触面时(如表 12-1 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, 对于全垫片按螺栓孔的内侧作为垫片外侧来考虑, mm;

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

$$D_{ie} = K_4 D_{i1} \quad D_{oe} = K_4 D_{o1}$$

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_{11} 、 D_{12} 、 D_{13} ——Ⅱ—Ⅱ截面的长短轴长度和当量圆直径, mm

$$D_{1e} = K_4 D_{11}$$

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 12-4 或图 12-3;

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 12-1;

k_3 ——螺栓温度校正系数, 见表 12-2 或图 12-1;

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 12-3 或图 12-2;

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_s ——预紧时的法兰力矩, N·mm;

M_p ——操作时的法兰力矩, N·mm;

M_o ——计算用法兰力矩, N·mm;

M_1 ——Ⅰ—Ⅰ截面法兰单位长度上的弯矩, $N \cdot mm/mm$;
 M_{11}, M_{12} ——法兰单位长度上的弯矩, 其定义见 12.6.1, $N \cdot mm/mm$;
 M_r ——Ⅱ—Ⅱ截面法兰单位长度上径向弯矩, $N \cdot mm/mm$;
 M_t ——Ⅱ—Ⅱ截面法兰总的径向弯矩, $N \cdot mm$;
 M_{II} ——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, 即 W_m 或 W_p , N ;
 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_{1s} ——壳体或法兰小端厚度, mm ;
 δ_1 ——高颈大端厚度, mm ;
 $\sigma_t, \sigma_I, \sigma_{II}$ ——截面Ⅰ—Ⅰ、Ⅱ—Ⅱ、Ⅲ—Ⅲ上的总应力, MPa ;
 $\sigma_{b1}, \sigma_{bI}, \sigma_{bII}$ ——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 ;
 $[\sigma]_b, [\sigma]_b^t$ ——螺栓常温和设计温度下的许用应力, MPa ;
 $[\sigma]_f, [\sigma]_f^t$ ——法兰常温和设计温度下的许用应力, MPa 。

表 12-1 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		3200	40
5	平、实心	钢、蒙乃尔		720	52

表 12-2 螺栓温度校正系数 k_3

螺栓温度, $^{\circ}C$	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。

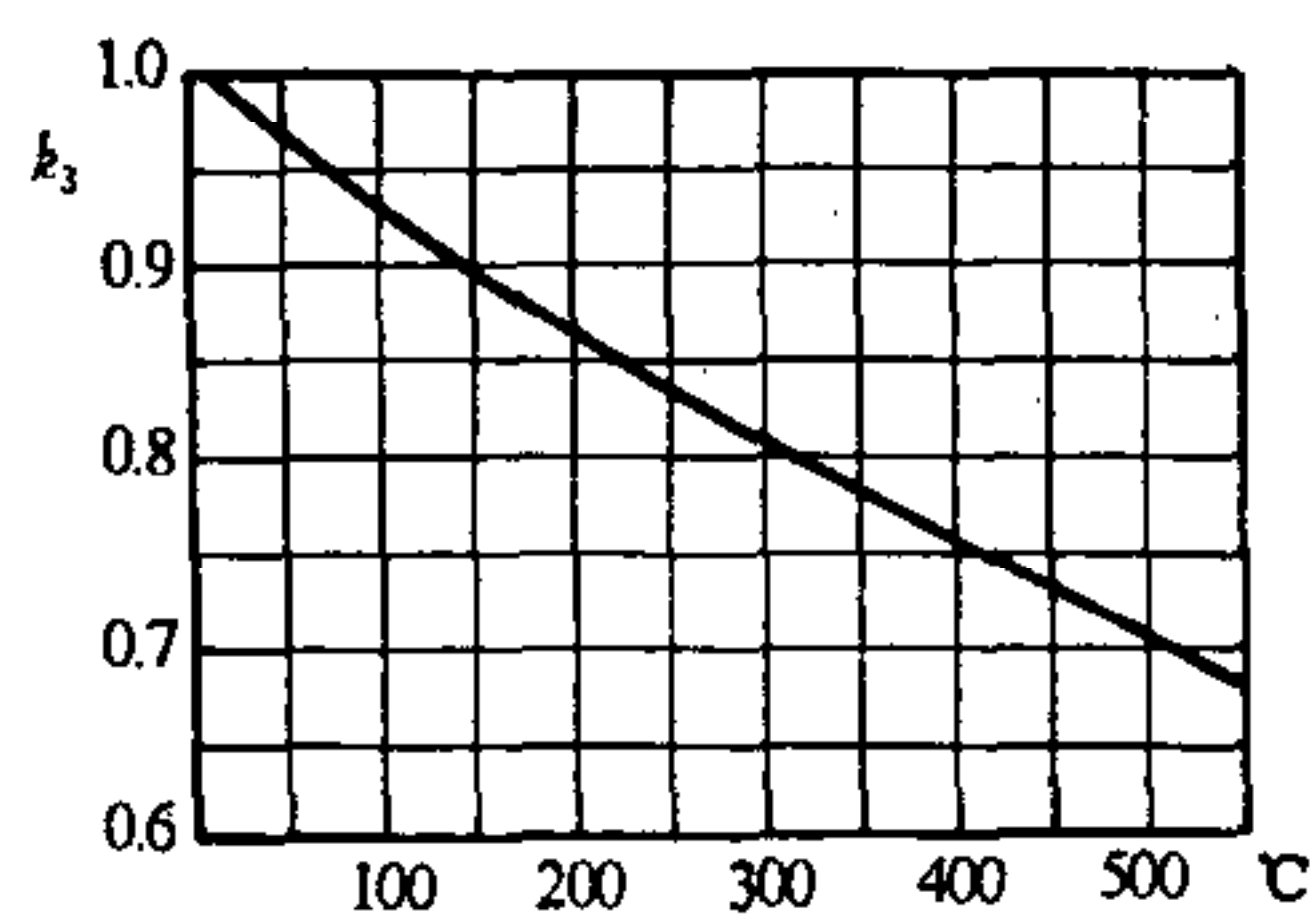


图 12-1 温度校正系数 k_3

表 12-3 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。

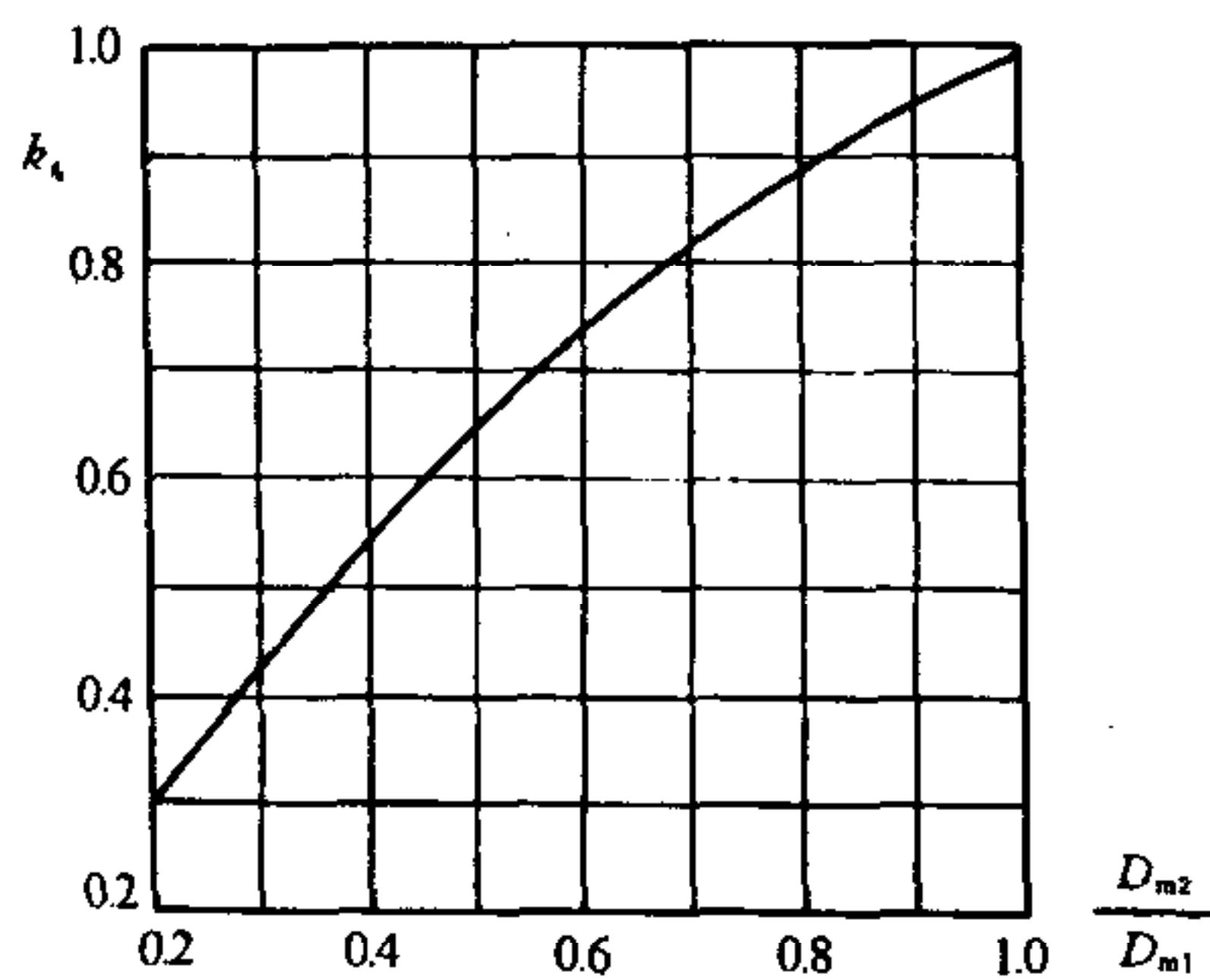


图 12-2 当量系数 k_4

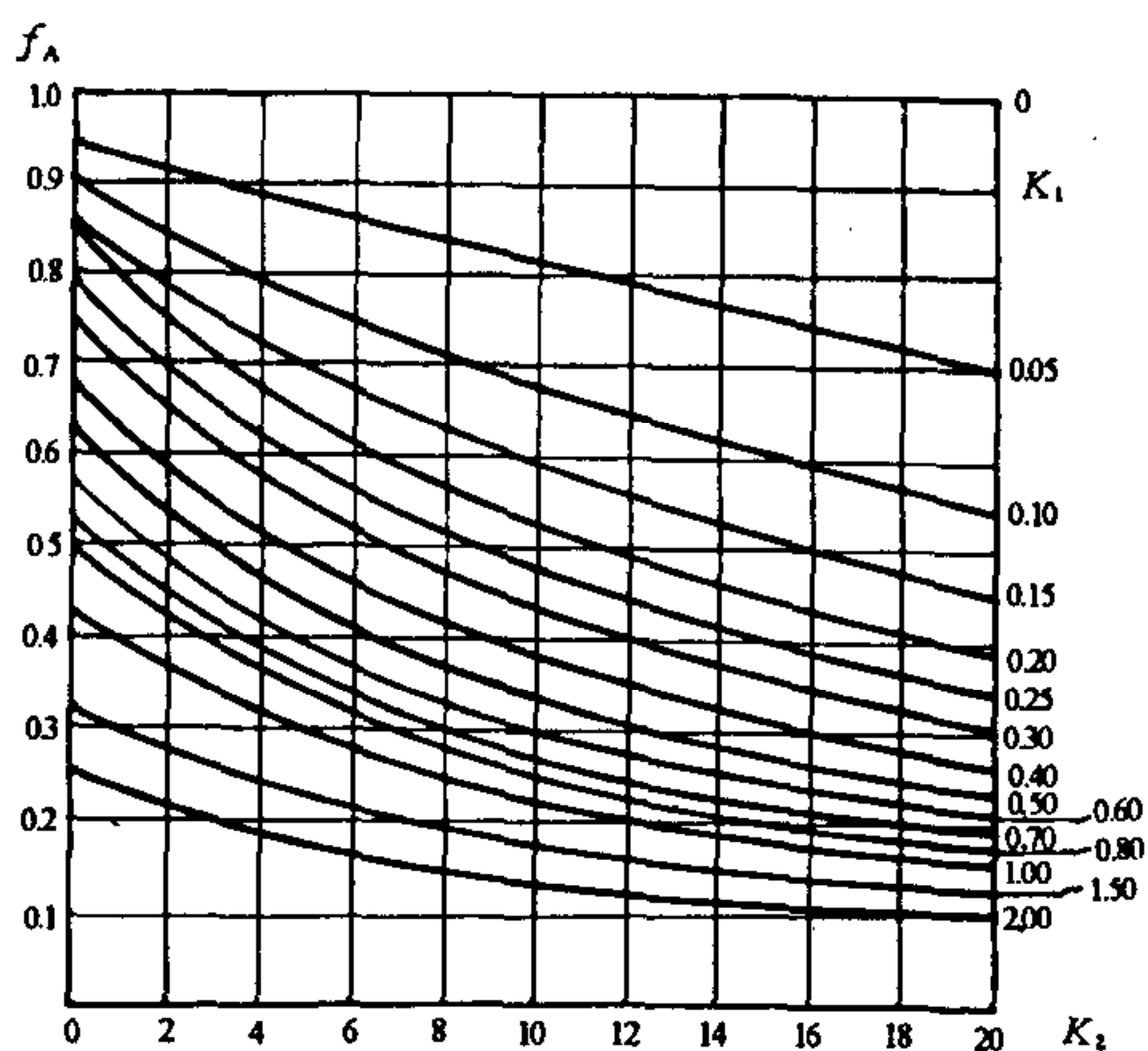


图 12-3 系数 f_A 为 K_1 、 K_2 的函数

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 ：

$$F = P \cdot A \quad \text{N} \quad (12-1)$$

每一螺栓的平均压力载荷 F' ：

$$F' = F/n \quad \text{N} \quad (12-2)$$

12.3.2 垫片系数

预压缩垫片(无内压)时,即预紧螺栓时:

$$m_1 = \frac{k_1 k_3}{\frac{4A}{L} \cdot \frac{P}{b_e}} = \frac{k_1 k_3}{\alpha P} \quad (12-3)$$

操作或试验条件下保证密封时:

$$m_2 = 1 + \frac{k_2}{\frac{4A}{L} \cdot \frac{1}{b_e}} = 1 + \frac{k_2}{\alpha} \quad (12-4)$$

上述 $m(m_1$ 或 $m_2)$ 值,当计算结果小于 1.6 时,取 1.6。采用表 12—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

预紧螺栓情况下:
螺栓总载荷 W_m

$$W_m = m_1 F \quad N \tag{12-5}$$

每一螺栓载荷 W'_m

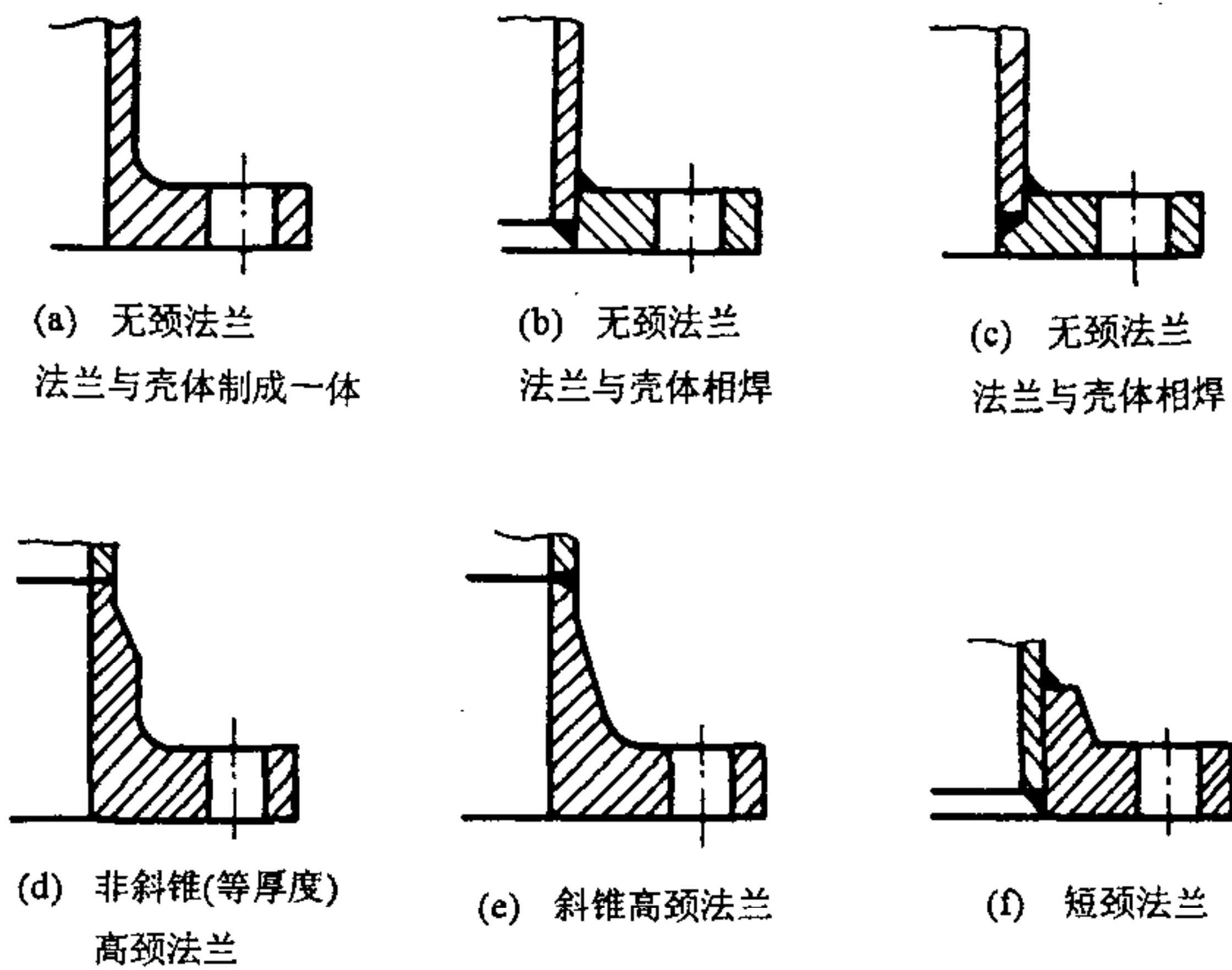


图 12—4 法兰型式

$$W'_m = \frac{W_m}{n} = \frac{m_1 F}{n} = m_1 F' \quad N \tag{12-6}$$

操作情况下:
螺栓总载荷 W_p

$$W_p = m_2 F \quad N \tag{12-7}$$

K_1	K_2																												
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0.05	95	94	92	91	89	87	86	85	83	82	81	79	78	77	76	75	74	73	72	71	70	62	55	50	46	42	39	36	34
0.10	91	88	85	83	80	78	76	74	72	70	68	67	65	63	62	61	59	58	57	56	55	45	39	34	30	27	25	23	21
0.15	87	83	79	76	73	71	68	66	63	61	59	58	56	54	53	51	50	49	48	46	45	37	31	26	23	21	19	17	16
0.20	83	78	74	71	68	65	62	59	57	55	53	51	49	48	46	45	44	42	41	40	39	31	26	22	19	17	15	14	13
0.25	79	74	70	66	63	60	57	54	52	50	48	46	44	43	41	40	39	38	37	35	34	27	22	19	16	14	13	12	11
0.30	75	70	66	62	59	55	53	50	48	46	44	42	41	39	38	36	35	34	33	32	31	24	20	17	14	13	11	10	093
0.40	68	63	59	55	52	49	46	44	42	40	38	36	35	33	32	31	30	29	28	27	26	20	16	14	12	10	092	083	076
0.50	63	58	53	50	47	44	41	39	37	35	34	32	31	30	28	27	26	25	25	24	23	17	14	12	10	089	079	072	065
0.60	58	53	49	45	42	40	37	35	34	32	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	16	13	11	090	079	071	064	058
0.70	53	49	45	42	39	36	34	32	31	29	28	27	25	24	23	22	22	21	20	19	19	14	11	096	082	072	064	058	053
0.80	49	45	42	39	36	34	32	30	28	27	26	25	23	23	22	21	20	19	19	18	17	13	11	089	076	067	059	053	049
0.90	46	42	39	36	34	31	30	28	27	25	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	16	12	099	083	071	062	055	050	045
1.00	43	39	36	34	31	29	28	26	25	24	23	22	21	20	19	18	18	17	16	16	15	12	093	078	067	059	052	047	043
1.10	40	37	34	32	30	28	26	25	23	22	21	20	19	18	17	17	17	16	15	15	14	11	089	074	064	056	050	045	041
1.20	38	35	32	30	28	26	25	23	22	21	20	19	18	18	17	16	16	15	15	14	14	10	084	071	061	053	048	043	039
1.30	35	33	30	28	26	25	24	22	21	20	19	18	18	17	16	16	15	15	14	14	13	10	081	068	058	051	046	041	038
1.40	33	31	29	27	25	24	22	21	20	19	18	18	17	16	16	15	14	14	13	13	13	096	078	065	056	049	044	040	036
1.50	32	29	27	26	24	23	21	20	19	18	18	17	16	16	15	14	14	13	13	13	12	093	075	063	054	048	043	038	035
1.60	30	28	26	24	23	22	20	19	18	18	17	16	16	15	14	14	13	13	12	12	12	090	073	061	053	046	041	037	034
1.70	29	27	25	23	22	21	20	19	18	17	16	16	15	14	14	13	13	12	12	12	11	087	071	059	051	045	040	036	033
1.80	27	25	24	22	21	20	19	18	17	16	16	15	14	14	13	13	12	12	12	11	11	084	069	058	050	044	039	035	032
1.90	26	24	23	21	20	19	18	17	17	16	15	15	14	13	13	12	12	12	11	11	11	082	067	056	049	043	038	035	032
2.00	25	23	22	21	19	18	18	17	16	15	15	14	14	13	13	12	12	11	11	11	10	080	065	055	048	042	037	034	031

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。

每一螺栓载荷 W_p'

$$W_p' = \frac{W_p}{n} = \frac{m_2 F}{n} = m_2 F' \quad \text{N} \quad (12-8)$$

12.3.4 螺栓截面积

预紧螺栓情况下:

所需螺栓总截面积 A_m

$$A_m = \frac{W_m}{[\sigma]_b} \quad \text{mm}^2 \quad (12-9)$$

每一螺栓所需截面积 A'_m

$$A'_m = \frac{W'_m}{[\sigma]_b} = \frac{A_m}{n} \quad \text{mm}^2 \quad (12-10)$$

操作情况下:

所需螺栓总截面积 A_p

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b} \quad \text{mm}^2 \quad (12-11)$$

每一螺栓所需截面积 A'_p

$$A'_p = \frac{W'_p}{[\sigma]_b} = \frac{A_p}{n} \quad \text{mm}^2 \quad (12-12)$$

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 12-5 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。

预紧螺栓情况下:

$$M_a = W \cdot S_w \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (12-13)$$

式中:

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b \quad \text{N} \quad (12-14)$$

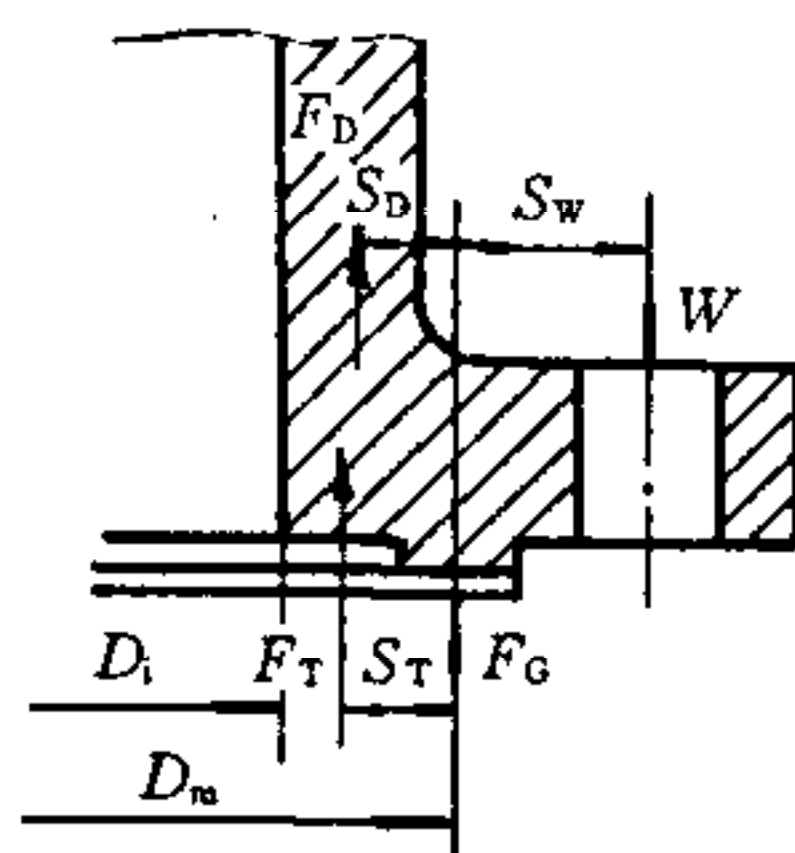


图 12-5 法兰受力情况

操作情况下:

$$M_p = F_D S_D + F_T S_T + W_P S_W \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (12-15)$$

力臂

对于高颈法兰:

$$S_D = \frac{D_{m1} - (D_{i1} + \delta_1)}{2} = \frac{D_{m2} - (D_{i2} + \delta_1)}{2} \quad \text{mm} \quad (12-16)$$

$$S_T = \frac{D_{m1} - D_{i1}}{4} = \frac{D_{m2} - D_{i2}}{4} \quad \text{mm} \quad (12-17)$$

$$S_W = \frac{D_{b1} - D_{m1}}{2} = \frac{D_{b2} - D_{m2}}{2} \quad \text{mm} \quad (12-18)$$

对于无颈(平焊)法兰:

$$S_D = \frac{D_{m1} - (D_{i1} + \delta_{1S})}{2} = \frac{D_{m2} - (D_{i2} + \delta_{1S})}{2} \quad \text{mm} \quad (12-19)$$

S_T, S_W 同高颈法兰。

法兰计算力矩 M_o :

$$\left. \begin{aligned} M_o &= \frac{[\sigma]_t}{[\sigma]_f} M_s \\ M_o &= M_p \end{aligned} \right\} \text{取两者中的大值} \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (12-20)$$

12.4.2 全垫片法兰

全垫片法兰仅用于低压的场合,当采用橡胶石棉垫或硬度相当的垫片时,法兰力矩可用下式计算:

$$M_o = 0.5 F_D S_W \quad (12-21)$$

如果垫片很软,如软橡胶,则式(12-21)中系数 0.5 应改为 1。

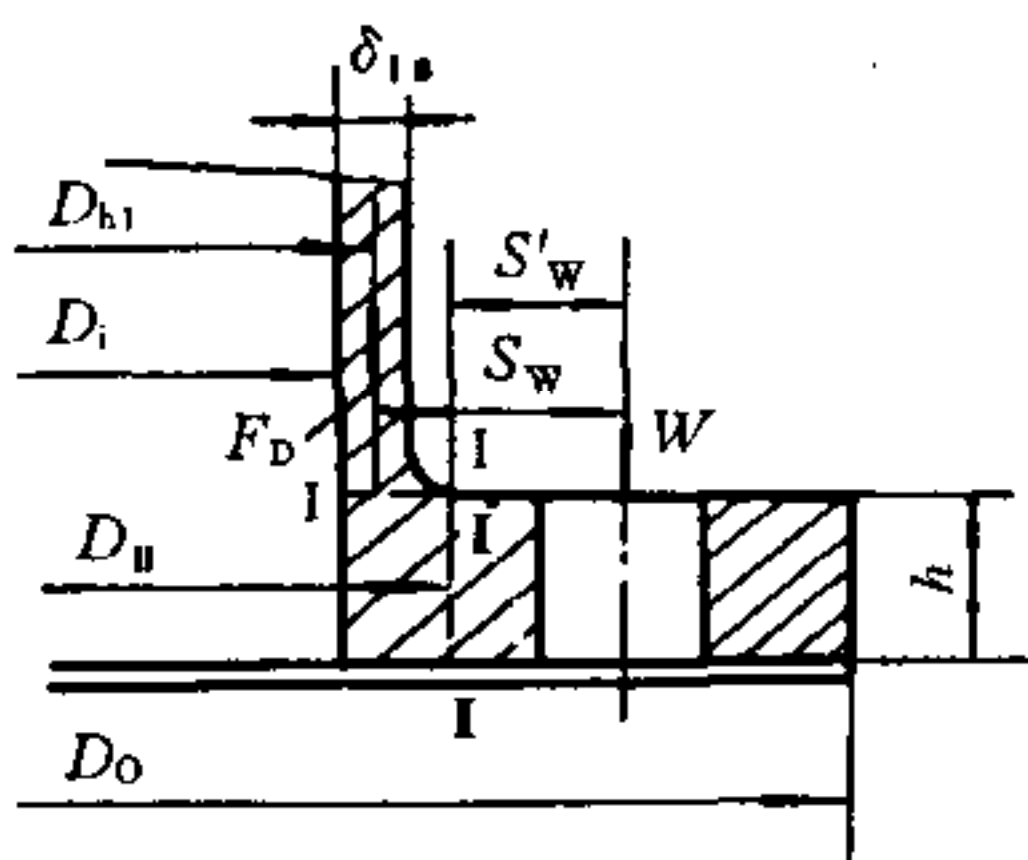


图 12-6 全垫片法兰

12.4.3 平面接触“O”形环密封的法兰

这种法兰的“O”形环尺寸应小于所在的槽宽,“O”形环为软质材料时,则法兰力矩可用下式计算:

$$M_o=0.5(F_D S'_D+F_T S'_T) \quad \text{N} \cdot \text{mm} \tag{12-22}$$

12.5 非斜锥长颈法兰的应力

非斜锥长颈法兰如图 12-9 所示,本节也适用于如图 12-8 所示的无颈法兰。所谓长颈法兰,应满足下式要求:

$$\beta_2 H \geq 1.7. \tag{12-23}$$

式中

$$\beta_2=\frac{1.82}{\sqrt{\delta_1 D_{b2}}} \quad \text{1/mm} \tag{12-24}$$

$$D_{b2}=D_{ie}+\delta_1 \quad \text{mm} \tag{12-25}$$

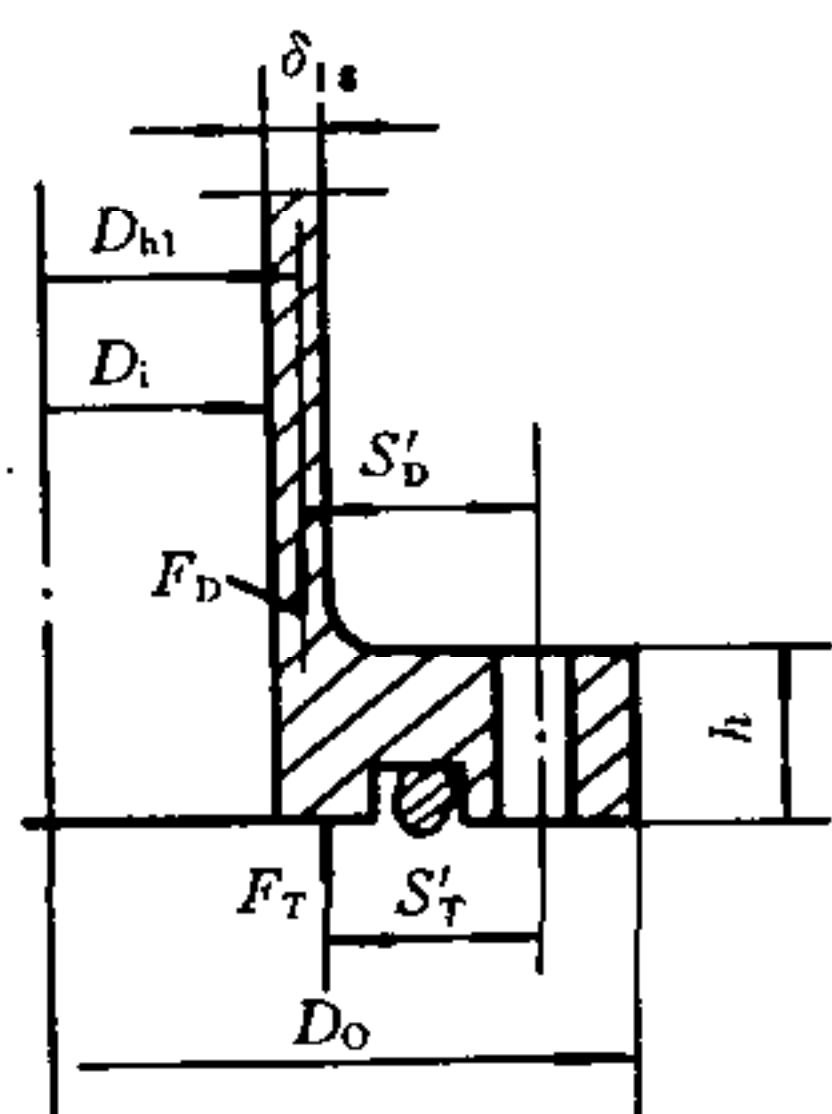


图 12-7 “O”形环密封法兰

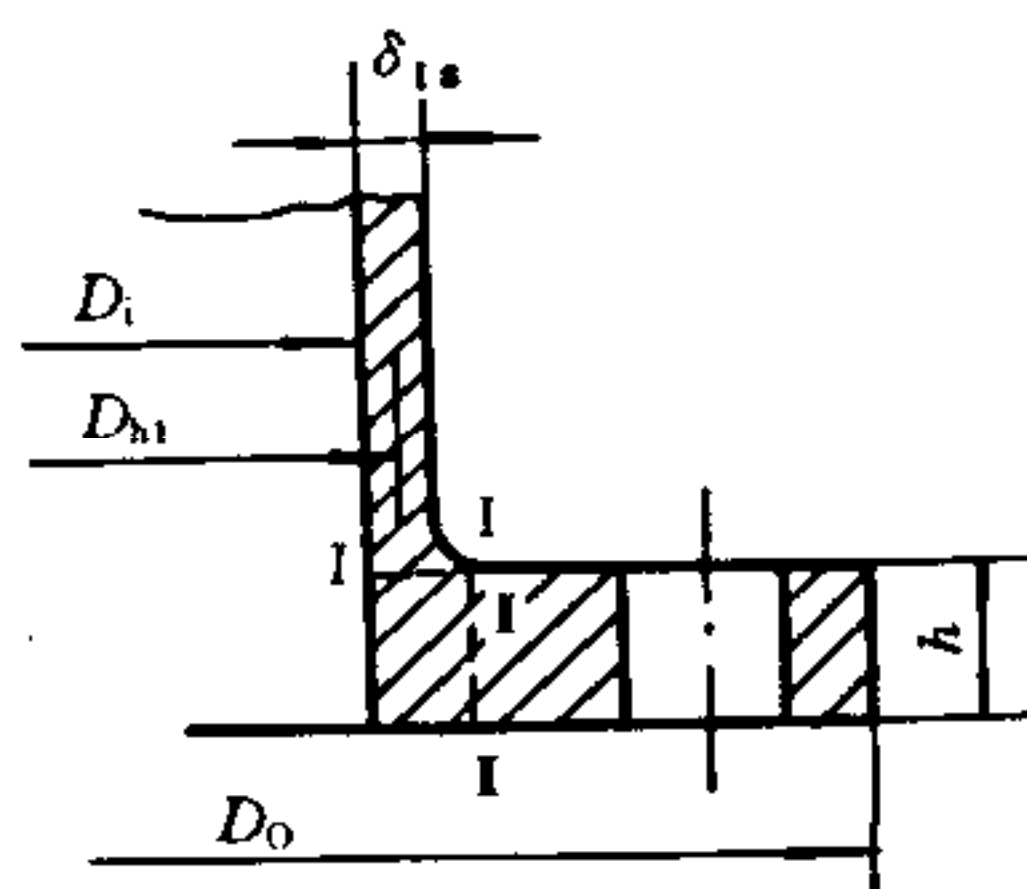


图 12-8 无颈法兰

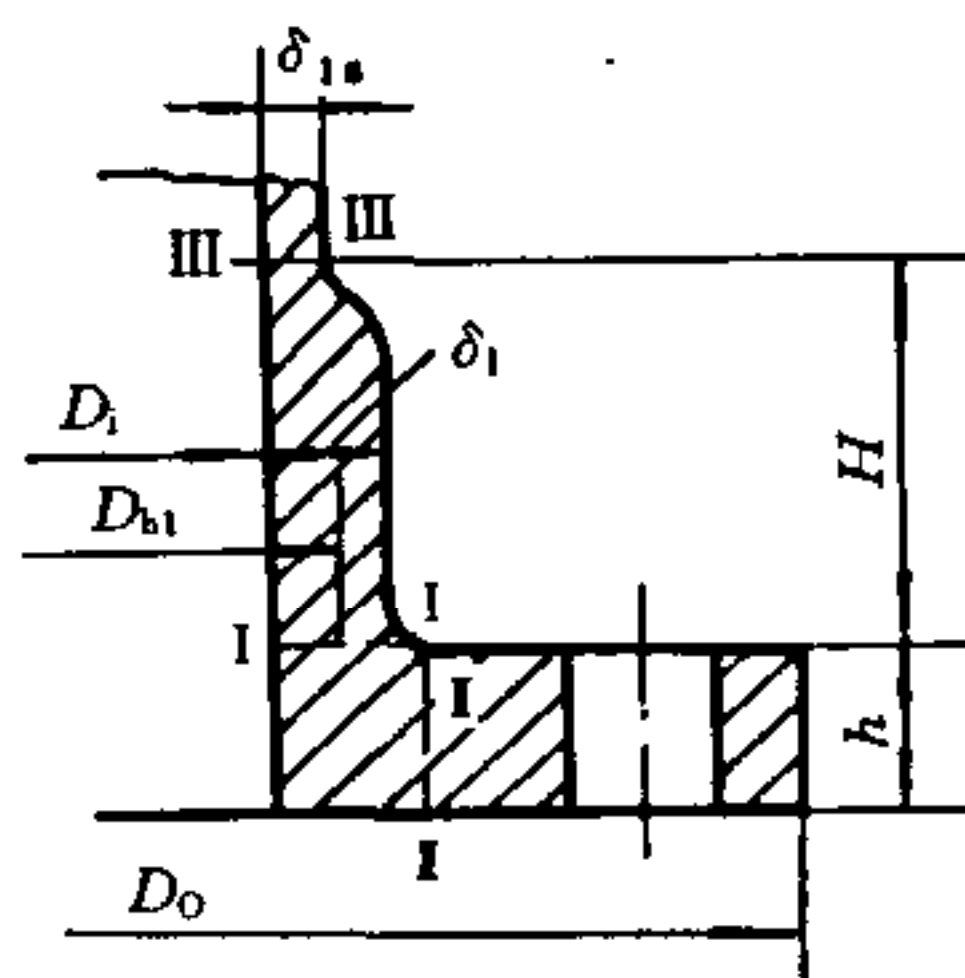


图 12-9 非斜锥高颈法兰

12.5.1 I—I 截面的应力

单位长度的弯矩 M_1 :

对于无颈法兰(图 12-8)

$$M_1 = \frac{M_o}{\pi D_{h1}} \cdot f_A \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \quad (12-26)$$

$$D_{h1} = D_{ie} + \delta_{1s} \quad \text{mm} \quad (12-27)$$

对于非斜锥长颈法兰(图 12-9)

$$M_1 = \frac{M_o}{\pi D_{h2}} \cdot f_A \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \quad (12-28)$$

D_{h2} 见式(12-25)。

系数 f_A 为 K_1 、 K_2 的函数,从图 12-3 或表 12-4 查取。 K_1 和 K_2 按下式计算:

对于无颈法兰(图 12-8)

$$K_1 = \frac{h}{\sqrt{\delta_{IS} D_{h1}}} \quad (12-29)$$

$$K_2 = \left(\frac{h}{\delta_{IS}} \right) \ln \frac{D_{oe}}{D_{ie}} \quad (12-30)$$

对于非斜锥长颈法兰(图 12-9)

$$K_1 = \frac{h}{\sqrt{\delta_1 D_{h2}}} \quad (12-31)$$

$$K_2 = \left(\frac{h}{\delta_1} \right) \ln \frac{D_{oe}}{D_{ie}} \quad (12-32)$$

I—I 截面的总应力:

对于无颈法兰(图 12-8)

$$\sigma_I = \sigma_{bI} + \sigma_P = \frac{6M_I}{\delta_{IS}^2} + \frac{PD_{ie}}{4\delta_{IS}} \quad \text{MPa} \quad (12-33)$$

对于非斜锥长颈法兰(图 12-9)

$$\sigma_I = \sigma_{bI} + \sigma_P = \frac{6M_I}{\delta_1^2} + \frac{PD_{ie}}{4\delta_1} \quad \text{MPa} \quad (12-34)$$

12.5.2 I—I 截面的应力

单位长度的弯矩 M_I

$$M_I = \frac{M_I}{\pi D_{ie}} \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \quad (12-35)$$

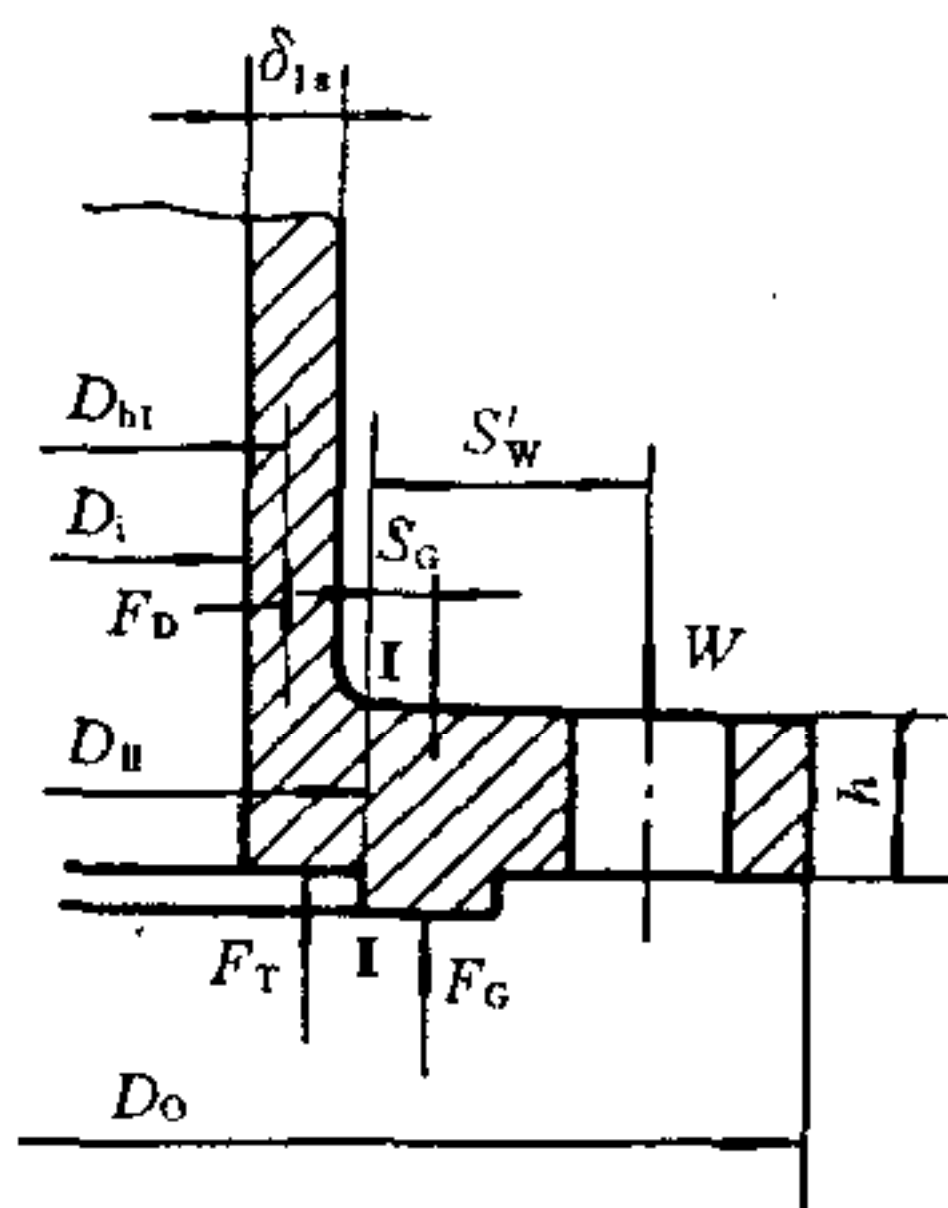


图 12-10 榫面法兰

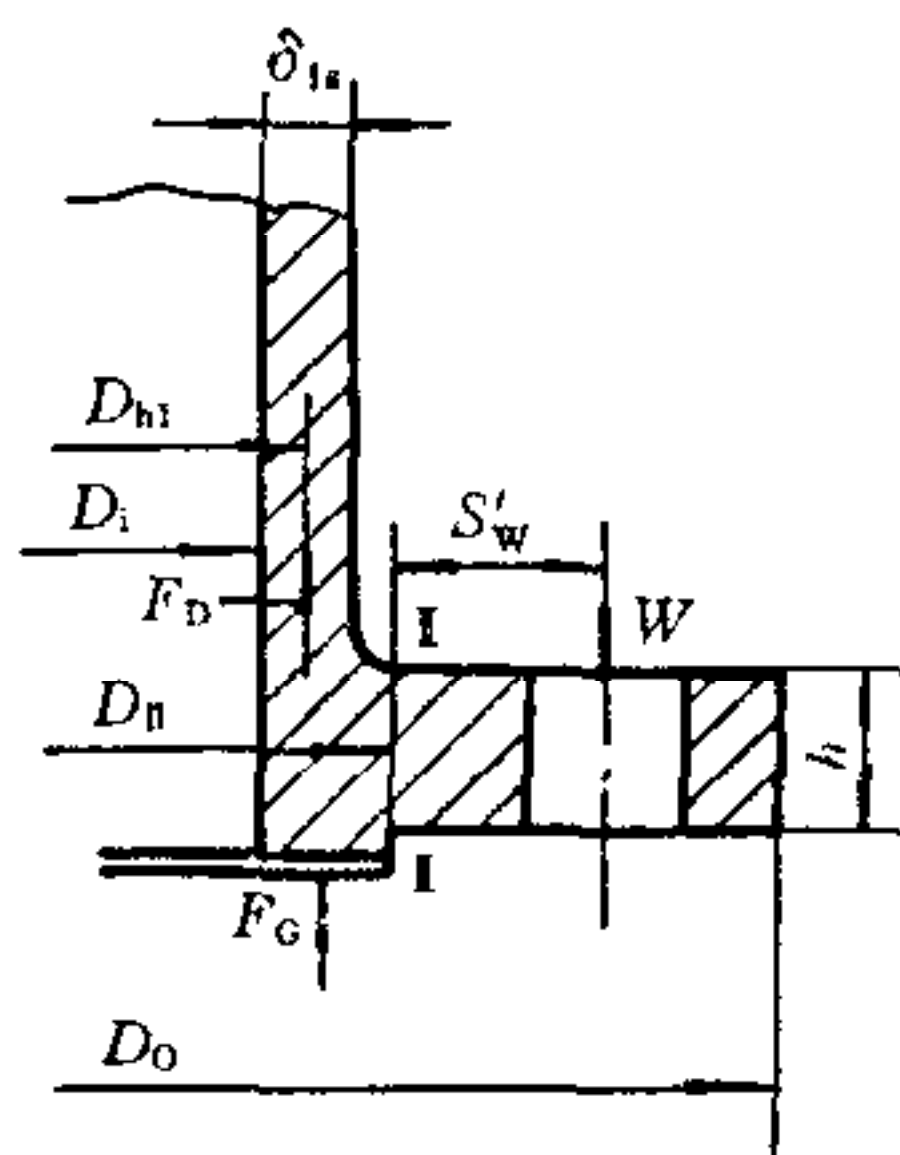


图 12-11 凸面法兰

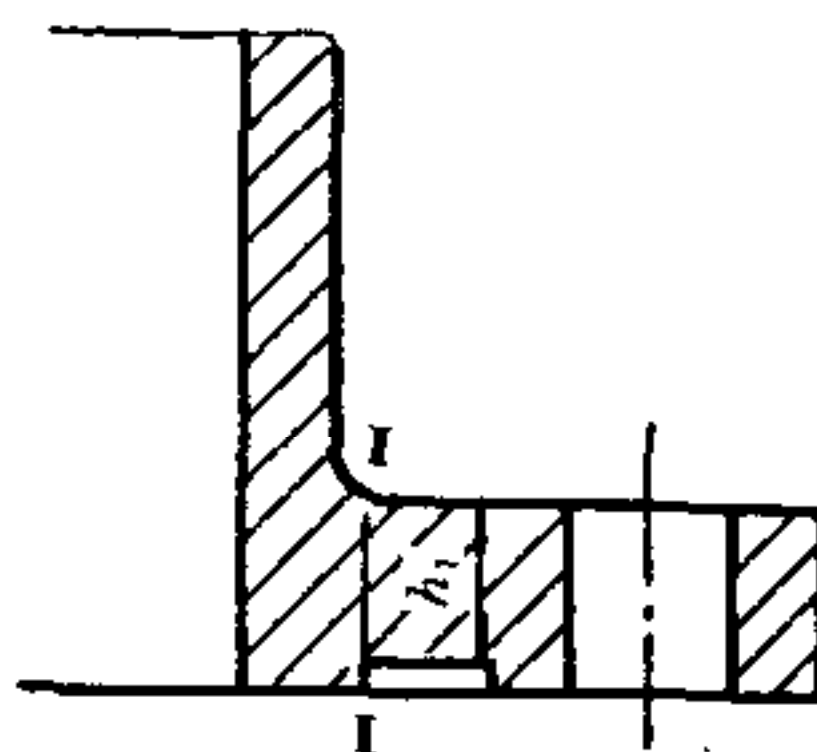


图 12-12 槽面法兰

对于榫面法兰(如图 12-10),其榫面的内侧面位于法兰与颈交点的外侧,则 II-II 截面位置如图所示,弯矩 M_I 为:

$$M_I = WS'_w - F_G S_G \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (12-36)$$

对于凸面法兰(如图 12-11),II-II 截面位置如图所示,弯矩 M_I 为:

$$M_I = WS'_w \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (12-37)$$

对于凹面法兰,II-II 截面位置如图 12-12 所示。对于平面法兰,II-II 截面通过法兰与颈的交点。

在式(12-36)或式(12-37)计算中,可分别用预紧和操作的 W 代入。预紧时与压力有关的项为零。较大的 M_I 代入式(12-35)计算。

II-II 截面的应力,即弯曲应力为:

$$\sigma_t = \sigma_{bt} = \frac{6M_I}{h^2} \quad \text{MPa} \quad (12-38)$$

12.6 非斜锥短颈法兰的应力

非斜锥短颈法兰(见图 12-9)应满足下式条件:

$$\beta_2 H < 1.7 \quad (12-39)$$

β_2 按式(12-24)计算。

12.6.1 I—I 截面的应力

按式(12-26)计算的 M_1 定义为 M_{11} , 按式(12-28)计算的 M_1 定义为 M_{12} , 则本节中的单位长度弯矩 M_1 为:

$$M_1 = M_{12} - \left(1 - \frac{\beta_2 H}{1.7}\right)^2 (M_{12} - M_{11}) \quad (12-40)$$

I—I 截面的总应力 σ_1 按式(12-34)计算。

12.6.2 II—II 截面的应力

II—II 截面的应力按 12.5.2 计算。

12.6.3 III—III 截面的应力

单位长度弯矩 M_1 按下式计算:

$$M_{II} = M_{11} \left(1 - \frac{\beta_2 H}{1.7}\right)^2 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \quad (12-41)$$

III—III 截面的总应力为:

$$\sigma_{II} = \sigma_{b,II} + \sigma_p = \frac{6M_{II}}{\delta_{IS}^2} + \frac{PD_{ie}}{4\delta_{IS}} \quad \text{MPa} \quad (12-42)$$

对于如图 12-13 所示的大圆角过渡的法兰,可按短颈法兰计算,在用式(12-41)和式(12-42)计算 III—III 截面应力时,其 III—III 截面位置按图 12-13 所示,这时壁厚分别用 $\delta_{IS} + \frac{r}{3}$ 或 $\delta_1 + \frac{r}{3}$ 代替, $H=r$ 。

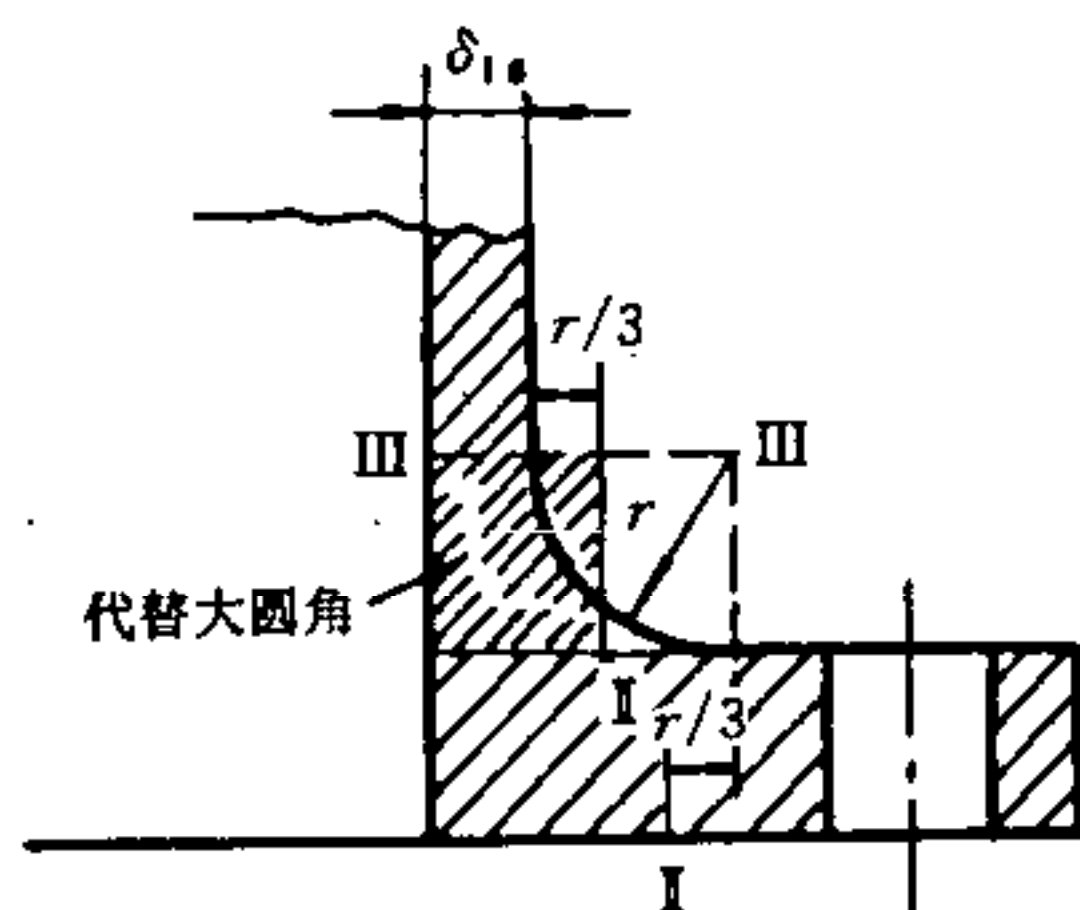


图 12-13 大圆角过渡的法兰

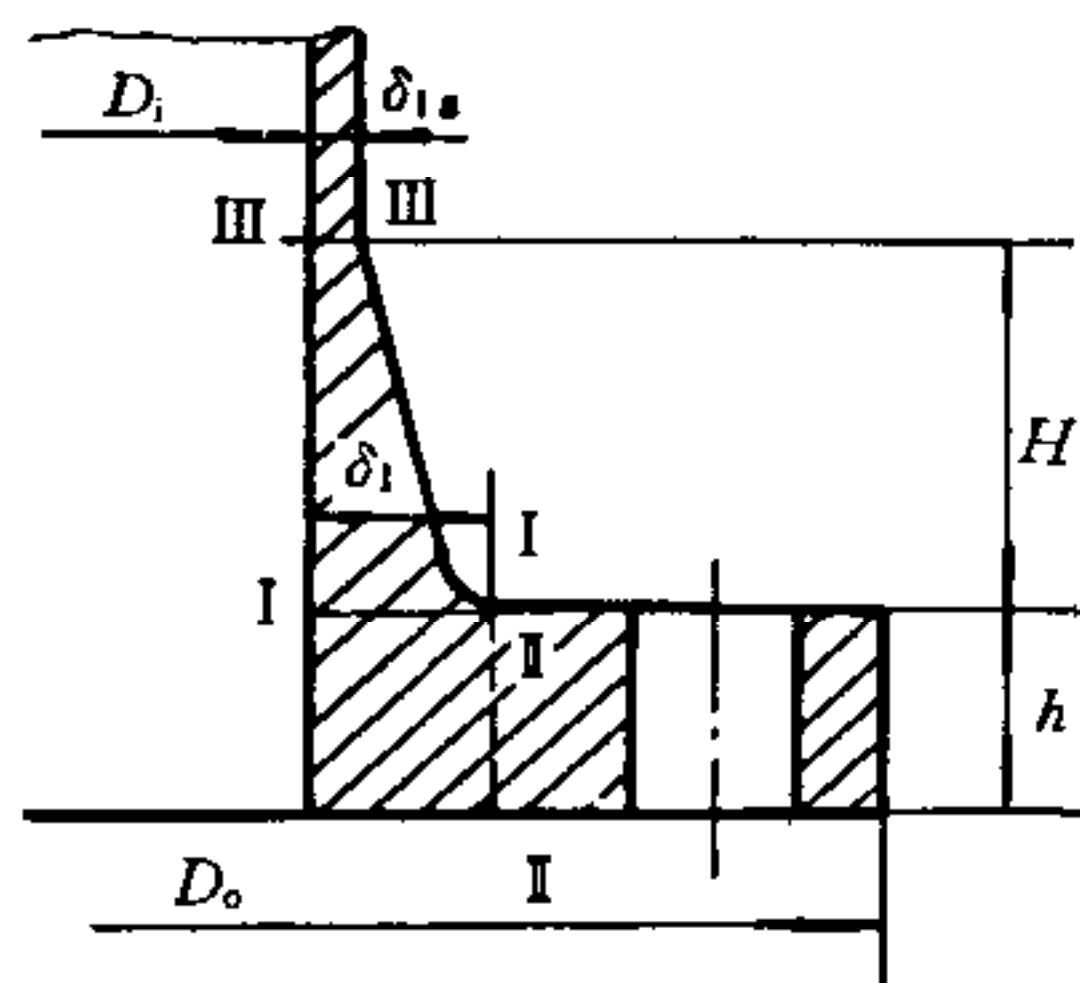


图 12-14 斜锥高颈法兰

12.7 斜锥长颈法兰

斜锥长颈法兰(如图 12-14)应满足下列条件:

$$\beta_3 H \geq 1.7 \quad (12-43)$$

式中

$$\beta_3 = \frac{1.82}{\sqrt{\frac{(\delta_{is} + \delta_1)}{2} D_{h3}}} \quad 1/\text{mm} \quad (12-44)$$

$$D_{h3} = D_{ie} + \frac{\delta_{is} + \delta_1}{2} \quad \text{mm} \quad (12-45)$$

12.7.1 I—I 截面的应力

单位长度的弯矩 M_1 :

$$M_1 = \frac{M_o}{\pi D_{h3}} f_A \quad \text{N} \cdot \text{mm}/\text{mm} \quad (12-46)$$

系数 f_A 为 K_1 、 K_2 的函数,由图 12-3 或表 12-4 查取。 K_1 和 K_2 按下式计算:

$$K_1 = \frac{h}{\sqrt{\delta_m (D_{ie} + \delta_m)}} \quad (12-47)$$

$$K_2 = \left(\frac{h}{\delta_m} \right)^2 \ln \frac{D_{oe}}{D_{ie}} \quad (12-48)$$

式中

$$\delta_m = \frac{\delta_{is} + 2\delta_1}{3} \quad \text{mm} \quad (12-49)$$

I—I 截面的总应力 σ_1 :

$$\sigma_1 = \sigma_{b1} + \sigma_p = \frac{6M_1}{\delta_1^2} + \frac{PD_{ie}}{4\delta_1} \quad \text{MPa} \quad (12-50)$$

12.7.2 II—II 截面的应力

II—II 截面的应力按 12.5.2 计算。

12.8 斜锥短颈法兰

斜锥短颈法兰(如图 12-14)应满足下列条件:

$$\beta_3 H < 1.7 \quad (12-51)$$

β_3 按式(12-44)计算。

12.8.1 I—I 截面的应力

按式(12-46)计算得 M_1 定义为 M_{12} , 按式(12-26)计算的 M_1 定义为 M_{11} , 则本节的 M_1 为:

$$M_1 = M_{12} - \left(1 - \frac{\beta_3 H}{1.7}\right)^2 (M_{12} - M_{11}) \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \quad (12-52)$$

I—I 截面的总应力 σ_1 按式(12-50)计算。

12.8.2 II—II 截面的应力

II—II 截面的应力按 12.5.2 计算。

12.8.3 III—III 截面的应力

单位长度弯矩 M_1 :

$$M_1 = M_{11} \left(1 - \frac{\beta_3 H}{1.7}\right)^2 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \quad (12-53)$$

III—III 截面的总应力 σ_1 :

$$\sigma_1 = \sigma_{b1} + \sigma_p = \frac{6M_1}{\delta_{1s}^2} + \frac{PD_{ie}}{4\delta_{1s}} \quad \text{MPa} \quad (12-54)$$

12.9 弯矩的精确计算

在计算 II—II 截面的弯矩时, 通常可按 12.5.2 计算。若需作精确计算, 则式(12-35)应用下式代替:

$$M_1 = \frac{M_1}{\pi D_{1e}} - f_B M_1 \quad (12-55)$$

系数 f_B 根据 K_1 、 K_3 计算得出(见符号说明),其余同前述各节。

12.9.1 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 12.5, K_3 按下式计算:

无颈法兰:

$$K_3 = \left(\frac{h}{\delta_{1s}} \right)^2 \frac{D_{h1}}{D_{1e}} \ln \frac{D_{oe}}{D_{1e}} \quad (12-56)$$

非斜锥长颈法兰:

$$K_3 = \left(\frac{h}{\delta_{1s}} \right)^2 \frac{D_{h2}}{D_{1e}} \ln \frac{D_{oe}}{D_{1e}} \quad (12-57)$$

12.9.2 非斜锥短颈法兰

按非斜锥长颈法兰计算的 $f_B M_1$ 定义为 $f_B M'_1$, 按无颈法兰计算的 $f_B M_1$ 定义为 $f_B M'_1$, 则非斜锥短颈法兰的 $f_B M_1$ 为:

$$f_B M_1 = f_B M'_1 + \left(1 - \frac{\beta_2 H}{1.7} \right)^2 (f_B M_1 - f_B M'_1) \quad (12-58)$$

12.9.3 斜锥长颈法兰

K_1 按式(12-47)计算, K_3 按下式计算:

$$K_3 = \left(\frac{h}{\delta_m} \right)^2 \frac{D_{1e} + \delta_m}{D_{1e}} \ln \frac{D_{oe}}{D_{1e}} \quad (12-59)$$

δ_m 见式(12-49)。

12.9.4 斜锥短颈法兰

按斜锥长颈法兰公式计算的 $f_B M_1$ 定义为 $f_B M'_1$, 按无颈法兰公式计算的 $f_B M_1$ 定义为 $f_B M'_1$, 则斜锥短颈法兰的 $f_B M_1$, 可按式(12-58)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强度条件:

$$\sigma_1 \leq [\sigma] \quad (12-60)$$

$$\sigma_1 \leq [\sigma] \quad (12-61)$$

$$\sigma_1 \leq [\sigma] \quad (12-62)$$

13 卡箍连接密封设计和计算

13.1 概 述

本章所述的卡箍连接密封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 所示的卡箍连接密封结构,不适用于管板或盖的卡箍连接密封结构。

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

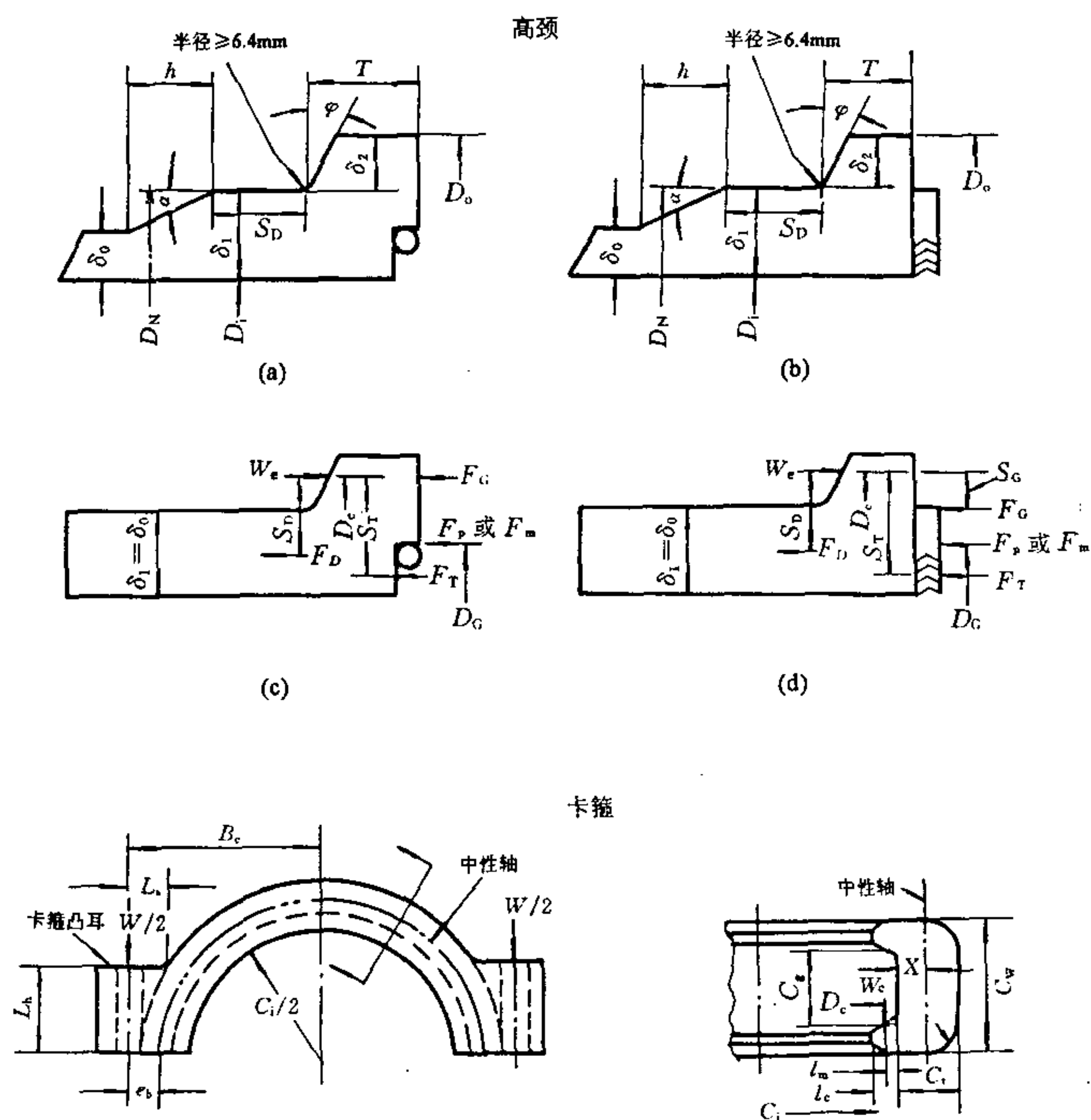


图 13-1 典型的卡箍和高颈

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(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。

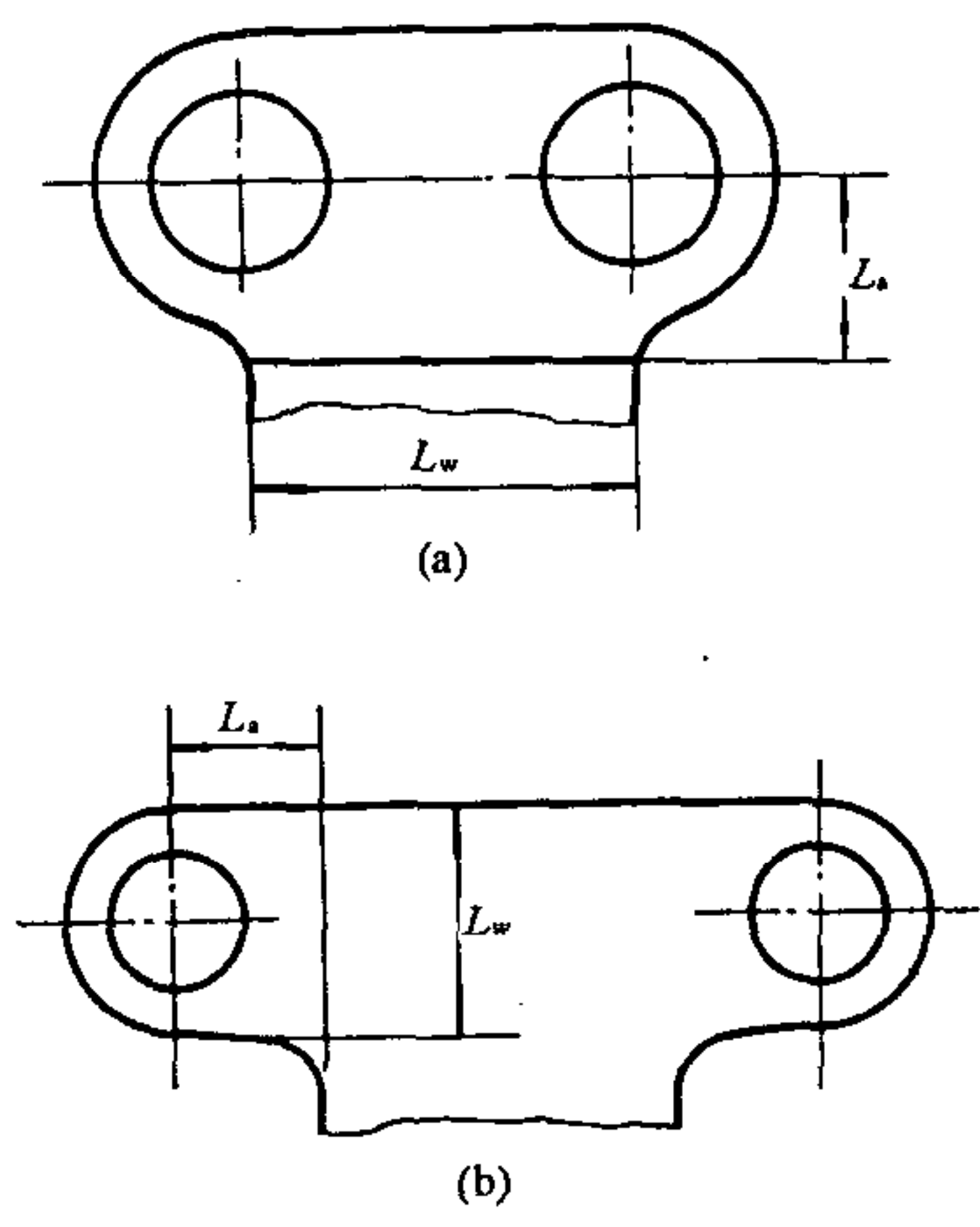


图 13-2 典型的卡箍凸耳

13.2 符号说明

下面的符号说明可参见图 13-1 和图 13-2。

- D_o ——高颈的外直径,mm;
- A_b ——卡箍每一凸耳螺栓螺纹根部实际总截面积或在承受应力下实际最小总截面积,起定位作用的截面积不计,mm²;
- A_c ——卡箍横截面的总有效面积,mm²

$$A_c = A_1 + A_2 + A_3$$

A_1 ——卡箍截面积分量,mm²

$$A_1 = (C_w - 2C_1)C_1$$

A_2 ——卡箍截面积分量,mm²

$$A_2 = 1.571C_1^2$$

A_3 ——卡箍截面积分量, mm^2

$$A_3 = (C_w - C_g)l_c$$

A_{m1} ——操作条件下卡箍每一凸耳所需螺栓螺纹根部总截面积或在承受应力下最小直径处总截面积, mm^2

$$A_{m1} = W_{m1} / (2[\sigma]_b)$$

A_{m2} ——垫片就位条件下卡箍每一凸耳所需螺栓螺纹根部总截面积或在承受应力下最小直径处总截面积, mm^2

$$A_{m2} = W_{m2} / (2[\sigma]_b)$$

A_{m3} ——装配条件下卡箍每一凸耳所需螺栓螺纹根部总截面积或在承受应力下最小直径处总截面积, mm^2

$$A_{m3} = W_{m3} / (2[\sigma]_b)$$

A_m ——卡箍每一凸耳所需螺栓总截面积, 取 A_{m1} 、 A_{m2} 或 A_{m3} 中之较大者, mm^2 ;

b ——垫片有效密封宽度或高颈接触面压紧宽度, 见 GB 150《钢制压力容器》法兰设计部分, mm ;

b_o ——垫片密封基本宽度, 见 GB 150《钢制压力容器》法兰部分, mm ;

D_i ——高颈内直径, mm ;

B_c ——卡箍中心至螺栓有效中心的径向距离, mm ;

D_c ——卡箍—高颈载荷作用的有效直径, mm

$$D_c = (D_o + D_{ci}) / 2$$

D_{ci} ——卡箍内直径, mm ;

C_g ——卡箍—高颈接触中心处的有效卡箍间隙, 见图 13-1, mm ;

C_t ——卡箍的有效厚度, $C_t \geq r$, mm ;

C_w ——卡箍的有效宽度, 见图 13-1, mm ;

e_b ——螺栓有效中心至卡箍体重心的径向距离, mm

$$e_b = B_c - (D_{ci} / 2) - l_c - X$$

f ——高颈应力校正系数。即高颈小端应力与大端应力之比,见图 13-3,低于图中极限值时,取 $f=1.0$;

δ_0 ——高颈小端颈部厚度,mm;

δ_1 ——高颈中间段厚度,mm;

δ_2 ——高颈凸肩厚度, $\delta_2 \leq T$, mm;

δ ——高颈内径至高颈环重心的径向距离,mm

$$\delta = \frac{T\delta_1^2 + h_2\delta_2(2\delta_1 + \delta_2)}{2(T\delta_1 + h_2\delta_2)}$$

D_G ——垫片载荷作用位置处的直径,mm。除图 13-1 所示者外,其它按下述取值:

当 $b_0 \leq 6.4\text{mm}$ 时, $D_G =$ 垫片接触面的平均直径;

当 $b_0 > 6.4\text{mm}$ 时, $D_G =$ 垫片接触面的外直径减 $2b$;

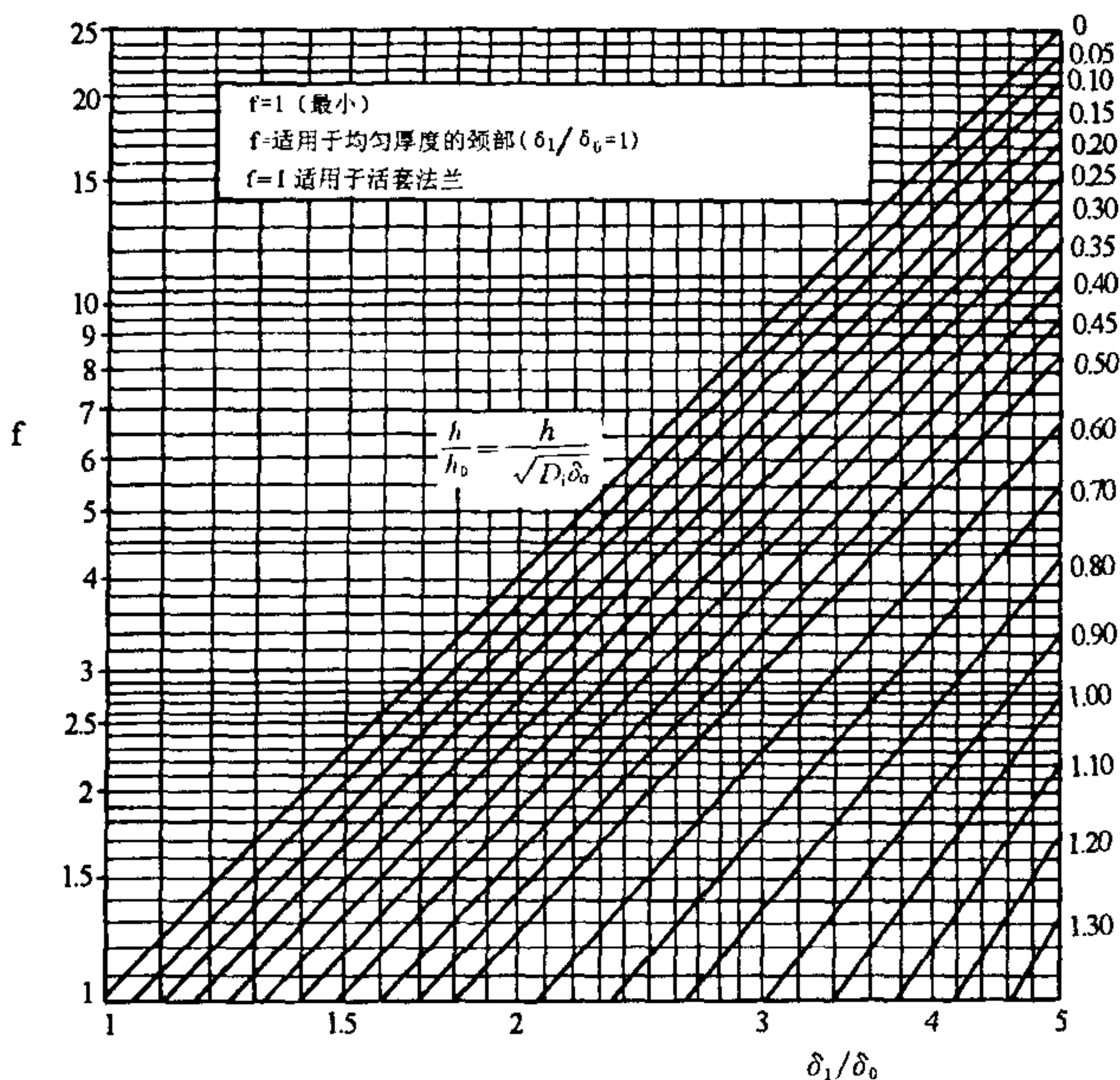


图 13-3 f 值图

h ——高颈锥形段的长度,mm;

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,对于全垫片, $S_G=0$, mm;

h_n ——高颈颈部长度的最小长度为 $0.5\delta_1$ 或 6.4mm 中之较大值, mm;

h_o ——参数。 $h_o=\sqrt{D_i\delta_o}$;

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

$$S_T=[D_c-(D_i+D_G)/2]/2$$

h_2 ——高颈凸肩的平均厚度, mm

$$h_2=T-(\delta_2\text{tg}\phi)/2$$

\bar{h} ——由高颈表面到高颈凸肩环重心处的轴向距离, mm

$$\bar{h}=\frac{T^2\delta_1+h_2^2\delta_2}{2(T\delta_1+h_2\delta_2)}$$

F ——总的流体静压轴向力, N

$$F=\frac{\pi}{4}D_G^2P$$

F_D ——作用在内径面积上的流体静压轴向力, N

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

F_G ——有效轴向总预载荷和流体总静压轴向力与连接接触面总压紧载荷的和之差值, N

$$F_G=[1.571W/\text{tg}(\phi+\mu)]-(H+H_p)$$

F_m ——装配所需的垫片轴向载荷, N

$$F_m=\pi bD_Gy$$

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

$$F_p=2\pi bD_Gmp$$

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径面积上流体静压轴向力之差, N

$$F_T = F - F_D$$

I_c ——卡箍对于其全截面轴的有效惯性矩, mm⁴

$$I_c = \left(\frac{A_1}{3} + \frac{A_2}{4} \right) C_i^2 + \frac{A_3 I_c^2}{3} - A_c X^2$$

I_h ——高颈凸肩环相对于其中性轴的有效惯性矩, mm⁴

$$I_h = (T^2 \delta_1 + h_2^2 \delta_2) \frac{\bar{h}}{6} + \frac{T h_2 \delta_1 \delta_2 (T - h_2)^2}{3(T \delta_1 + h_2 \delta_2)}$$

L_s ——由凸耳孔中心至卡箍体连接处的距离, 见图 13-2, 取其大值, mm;

L_h ——卡箍凸耳高度, mm;

L_w ——卡箍凸耳宽度, 随 L_s 取值, mm;

l_c ——卡箍唇部长度, mm;

l_m ——卡箍唇部有效力臂, mm

$$l_m = l_c - (D_c - D_{ci})/2$$

m ——垫片系数, 见 GB 150《钢制压力容器》;

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

$$M_H = M_o \left/ \left\{ 25 + \frac{1.818}{\sqrt{D_i \delta_1}} \left[T - \bar{h} + \frac{3.305 I_h}{\delta_1^2 (D_i/2 + \delta)} \right] \right\} \right.$$

M_o ——高颈上的总力矩, N · mm;

M_p ——由压力引起的力矩, N · mm

$$M_p = \pi D_i T P (T/2 - \bar{h})$$

M_R ——卡箍径向平衡力矩, $N \cdot mm$

$$M_R = 1.571W \{ \bar{h} - T + [(D_e - D_N) \tan \phi] / 2 \}$$

M_T ——由 F_T 引起的力矩分量, $N \cdot mm$

$$M_T = F_T S_T$$

D_N ——高颈颈部外直径, mm ;

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, 必须 $r \leq C_1$, mm ;

$[\sigma]_b$ ——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 ;

$[\sigma]_H$ ——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 ;

$[\sigma]_c$ ——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 ;

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最大的拉美环向应力, MPa ;

σ_3 ——高颈凸肩横截面轴向剪应力(最大), MPa ;

σ_4 ——高颈颈部横截面径向剪应力(最大), MPa ;

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 ;

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 ;

T ——为设计之用的高颈凸肩厚度, mm 。高颈凸肩环截面尺寸为

$$T \cdot [(D_e - D_i) / 2] \quad mm^2$$

W ——操作或预紧螺栓时螺栓的计算载荷, N ;

W_{m1} ——操作条件下所需最小螺栓载荷, N ;

W_{m2} ——垫片就位所需最小螺栓载荷, N ;

W_{m3} ——装配所需最小螺栓载荷, N;

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

$$W_e = 1.571W / \operatorname{tg}(\phi + \mu)$$

X ——卡箍体内表面至卡箍体重心处的径向距离, mm

$$X = \left[\left(\frac{C_w}{2} - \frac{C_t}{3} \right) C_t^2 - \frac{(C_w - C_g)}{2} l_c^2 \right] / A_c$$

Y ——垫片或接触面单位压紧载荷, 见 GB 150《钢制压力容器》法兰部分, MPa;

Z ——卡箍—高颈有效锥角, 度。垫片就位或预紧时, $Z = \phi + \mu$; 操作时, $Z = \phi - \mu$;

α ——高颈颈部过渡锥角, $\alpha \leq 45^\circ$ (见图 13-1), 度;

μ ——有效摩擦角, 根据卡箍与高颈材料, 查常用的机械手册中静摩擦系数 f , $\mu = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f$, 度;

ϕ ——卡箍—高颈锥度角, $\phi \leq 35^\circ$ (见图 13-1), 度;

13.3 螺栓载荷

卡箍连接在计算螺栓载荷时, 与法兰连接不同的是: 螺栓载荷是通过卡箍—高颈锥角转换成轴向载荷, 此外还考虑摩擦的影响。

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:

$$W_{m1} = 0.637(F + F_p) \operatorname{tg}(\phi - \mu) \quad \text{N} \quad (13-1)$$

2 垫片初始就位工况下最小初始螺栓载荷:

$$W_{m2} = 0.637F_m \operatorname{tg}(\phi + \mu) \quad \text{N} \quad (13-2)$$

3 垫片适当预载的总装螺栓载荷:

$$W_{m3} = 0.637(F + F_p) \operatorname{tg}(\phi + \mu) \quad \text{N} \quad (13-3)$$

式(13-1)中 $(\phi - \mu)$ 应大于 5° , 式(13-2)、(13-3)中 μ 角应大于等于 5° 。

所需的螺栓面积 A_m 应是操作工况 A_{m1} 、垫片就位工况 A_{m2} 或总装工况 A_{m3} 中之较大值, 即式(13-4)。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

$$A_m = (A_{m1}, A_{m2}, A_{m3}) \text{较大值} \quad \text{mm}^2 \quad (13-4)$$

卡箍连接螺栓计算载荷 W 应按两种工况计算

操作工况:

$$W = W_{m1} \quad \text{N} \quad (13-5)$$

装配工况：

$$W = \frac{1}{2} (A_m + A_b) [\sigma]_b \quad \text{N} \quad (13-6)$$

13.4 高颈力矩

高颈力矩计算中应考虑下式两种工况
操作工况：

$$M_o = M_D + M_G + M_T + M_F + M_P + M_R \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (13-7)$$

式中力矩计算时，以操作工况的 W 为基础。

装配工况：

$$M_o = \frac{\frac{\pi}{4} W (D_c - D_g)}{\text{tg}(\phi + \mu)} \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (13-8)$$

式中以装配工况的 W 代入。

13.5 高颈应力的计算

高颈应力应按操作和装配两种工况来计算。

高颈轴向应力：

$$\sigma_1 = f \left[\frac{D_i^2 P}{4\delta_1 (D_i + \delta_1)} + \frac{1.91 M_H}{\delta_1^2 (D_i + \delta_1)} \right] \quad \text{MPa} \quad (13-9)$$

高颈环向应力：

$$\sigma_2 = P \left(\frac{D_N^2 + D_i^2}{D_N^2 - D_i^2} \right) \quad \text{MPa} \quad (13-10)$$

高颈轴向剪应力：

$$\sigma_3 = \frac{0.75W}{T(D_i + 2\delta_1)\text{tg}Z} \quad \text{MPa} \quad (13-11)$$

高颈径向剪应力:

$$\sigma_4 = \frac{0.477Q}{\delta_1(D_i + \delta_1)} \quad \text{MPa} \quad (13-12)$$

13.6 卡箍应力的计算

卡箍应力应按操作和装配两种工况来计算

卡箍轴向应力:

$$\sigma_5 = \frac{W}{2D_c \text{tg} Z} \left[\frac{1}{C_t} + \frac{3(C_t + 2l_m)}{C_t^2} \right] \quad \text{MPa} \quad (13-13)$$

卡箍切向应力:

$$\sigma_6 = \frac{W}{2} \left[\frac{1}{A_c} + \frac{|e_b|(C_t - X)}{I_c} \right] \quad \text{MPa} \quad (13-14)$$

卡箍唇部剪应力:

$$\sigma_7 = \frac{1.5W}{D_c(C_w - C_g) \text{tg} Z} \quad \text{MPa} \quad (13-15)$$

卡箍凸耳弯曲应力:

$$\sigma_8 = 3W \frac{L_s}{L_w L_h^2} \quad \text{MPa} \quad (13-16)$$

卡箍和高颈的接触应力:

$$\sigma_9 = \frac{W}{(D_o - D_{ci})D_c \text{tg} Z} \quad \text{MPa} \quad (13-17)$$

13.7 应力评定

高颈和卡箍的应力评定,即许用设计应力,按表 13-1 的规定。

表 13—1 卡箍连接的许用设计应力

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

14 齿啮式卡箍连接设计和计算

14.1 概 述

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。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 GB 150 的相应章节进行设计。

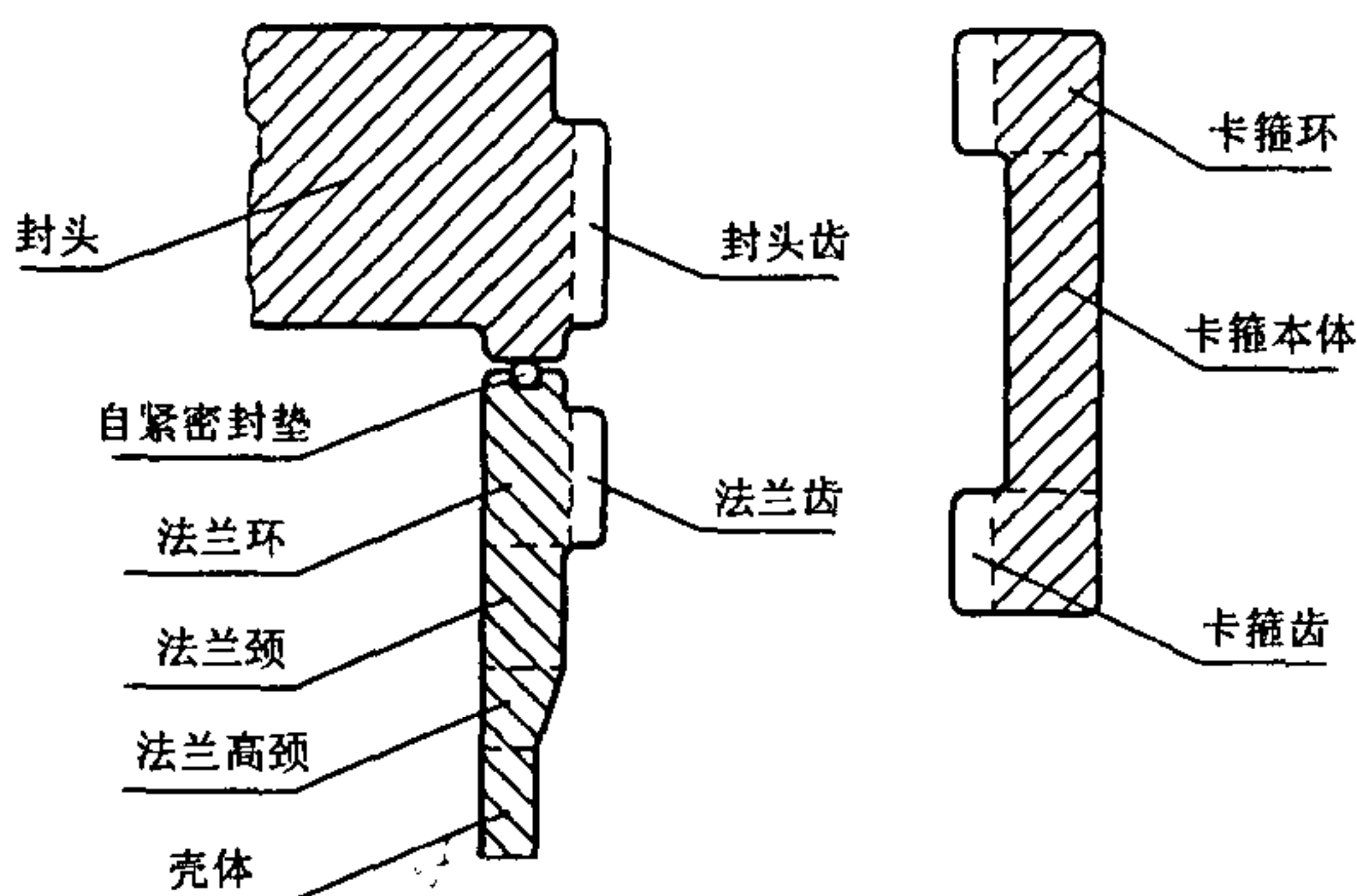


图 14-1 齿啮式卡箍连接

法兰、卡箍必须是采用锻件,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。

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 和图 14-3。

A ——法兰齿外径,mm;

B ——圆筒内径,mm;

b ——垫片有效密封宽度,按 GB 150 法兰部分确定,mm;

C_1 ——法兰齿和卡箍齿相接触时的有效外径, $C_1 = A - 2r_1$,mm;

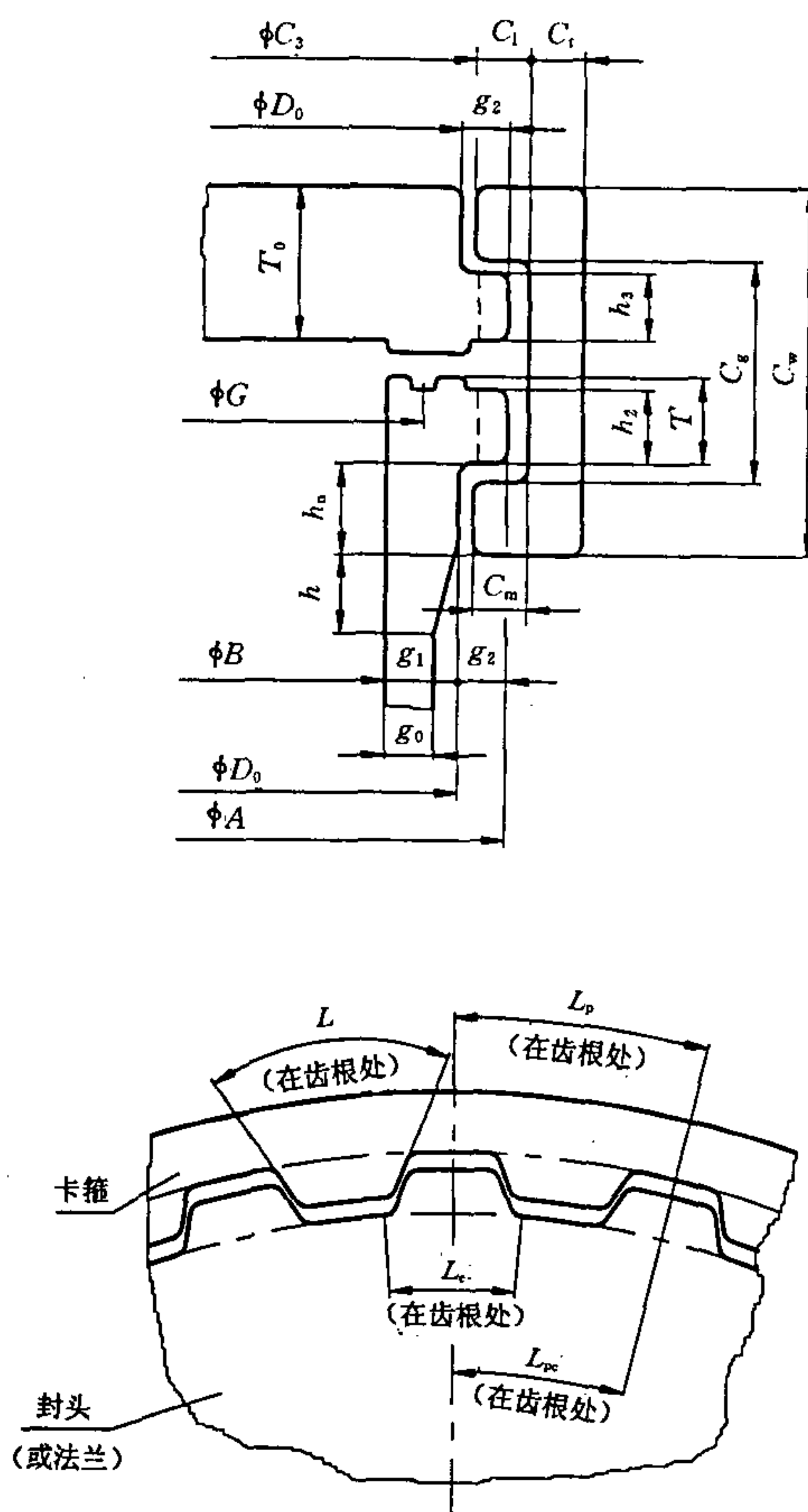


图 14-2 齿啮式卡箍连接的各部尺寸

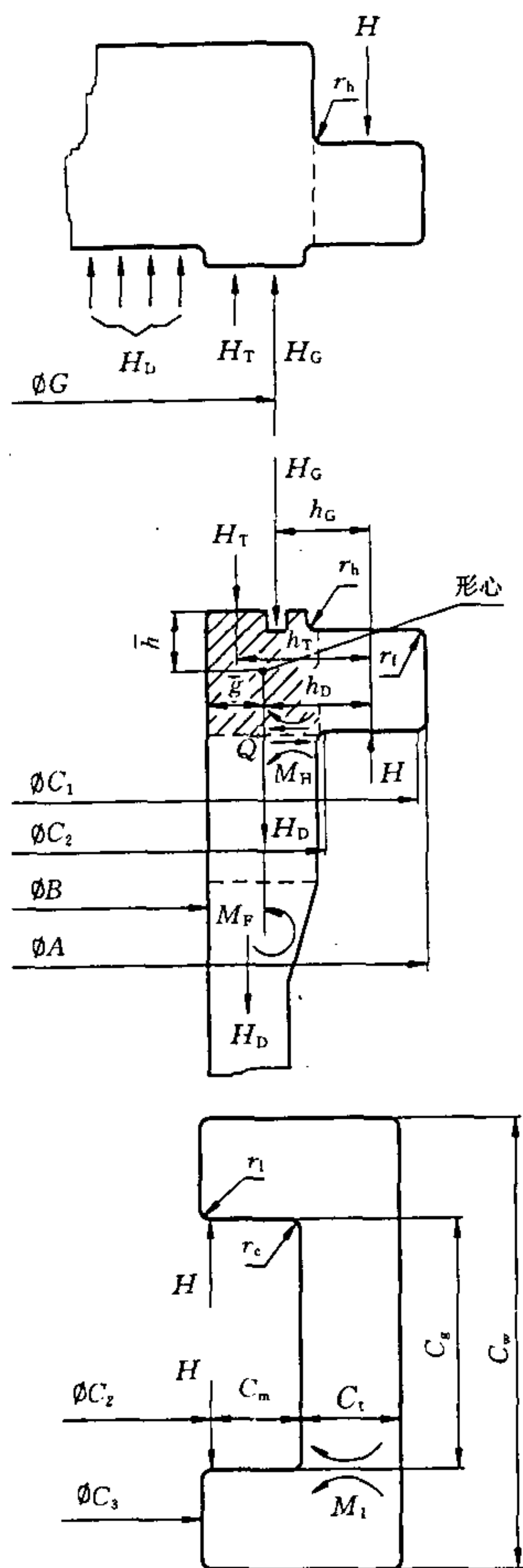


图 14-3 齿啮式卡箍连接的受力分析

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

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, $C_m = C_1 - r_1$, mm;

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_0 比值和圆筒内径 B 、法兰锥颈高度 h 由 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, 按 GB 150 法兰部分确定, mm;

g_0 ——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, $\bar{g} = \frac{g_1}{2}$, mm;

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

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

H_G ——操作状态的垫片压紧力, 当为自紧式垫片时, 取 $H_G = 0$, 当为强制式垫片时, $H_G = 2\pi b G m P_c$, N;

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, $H_T = \frac{\pi}{4} (G^2 - B^2) P_c$, N;

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

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

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

$$h_D = \frac{1}{2} \left(\frac{C_1 + C_2}{2} - G \right) \quad \text{mm}$$

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

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

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

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

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

K_{BF} ——法兰齿根转角处的弯曲应力集中系数

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

K_{TF} ——法兰齿根转角处的拉伸应力集中系数

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

K_{BC} ——卡箍齿根转角处的弯曲应力集中系数

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

K_{TC} ——卡箍齿根转角处的拉伸应力集中系数

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

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, $L \geq L_c$, mm;
 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_0 ——作用在法兰环上的总力矩, N · mm

$$M_0 = M_D + M_T + M_F + M_G$$

M_1 ——以卡箍环单位圆周长度表示的卡箍体和卡箍环连接处的边缘力矩, N · mm/mm

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

M_D ——由轴向力 H_D 所引起的力矩, $M_D = H_D h_D$, N · mm;
 M_F ——由轴向力 H_D 所引起的偏置力矩, $M_F = H_D \left(\frac{g_1 - g_0}{2} \right)$, N · mm;
 M_G ——由垫片压紧力 H_G 所引起的力矩, 当为自紧式垫片时, 取 $M_G = 0$, 当为强制式垫片时, $M_G = H_G h_G$, N · mm;
 M_H ——法兰环和法兰颈连接处的边缘力矩, N · mm

$$M_H = \frac{M_0}{\left[1 + \frac{1.818}{\sqrt{B g_1}} \right] \left[(T - \bar{h}) + \frac{3.305 I_A}{g_1^2 \left(\frac{B}{2} + \bar{g} \right)} \right]}$$

M_T ——由轴向力 H_T 所引起的力矩, $M_T = H_T h_T$, N · mm;
 m ——垫片系数。按 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, $Q_H = \frac{1.818 M_H}{\sqrt{B g_1}}$, N;

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_l ——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_s ——材料在设计温度下的许用应力幅,按 JB 4732—94 的图 C-1 由预期(设计)循环次数 N 确定,MPa;

S_{BC} ——卡箍的轴向弯曲应力, $S_{BC} = \frac{6M_1}{C_t^2}$, MPa;

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

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

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

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, $\beta_1 = \frac{1.818}{\sqrt{C_t (C_2 + 2C_m + C_t)}}$;

$[\sigma]^t$ ——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 齿啮式卡箍连接设计

齿啮式卡箍连接系统各部的应力计算和校核按 14.3.1~14.3.4 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。

14.3.1 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

$$S_1 = (S_{TF} + S_{BF}) f = \left[\frac{H_D}{\pi g_1 (B + g_1)} + \frac{6M_H}{\pi g_1^2 (B + g_1)} \right] f \quad \text{MPa} \quad (14-1)$$

2 法兰齿根的轴向剪切应力

$$S_2 = \frac{1.5H}{nL_c h_2} f_1 \quad \text{MPa} \quad (14-2)$$

3 法兰齿根的弯曲应力

$$S_3 = \frac{3H \left(\frac{C_1 + C_2}{2} - D_o \right)}{nL_c h_2^2} \quad \text{MPa} \quad (14-3)$$

4 法兰环的径向剪切应力

$$S_4 = \frac{1.5Q_H}{\pi(B+g_1)g_1} \quad \text{MPa} \quad (14-4)$$

5 法兰齿根处的高峰应力

$$S_5 = (K_{BF}S_{BF} + K_{TF}S_{TF})f_1f_3 \quad \text{MPa} \quad (14-5)$$

14.3.2 卡箍和卡箍齿部的应力计算

1 卡箍的轴向总应力

$$S_6 = S_{BC} + S_{TC} = \frac{6M_1}{C_1^2} + \frac{H}{\pi(C_2 + 2C_m + C_t)C_1} \quad \text{MPa} \quad (14-6)$$

2 卡箍齿根的轴向剪切应力

$$S_7 = \frac{3H}{nL(C_w - C_g)}f_1 \quad \text{MPa} \quad (14-7)$$

3 卡箍齿根的弯曲应力

$$S_8 = \frac{24HC_m}{nL(C_w - C_g)^2}f_1 \quad \text{MPa} \quad (14-8)$$

4 卡箍齿和法兰齿接触面上的挤压应力

$$S_9 = \frac{2H}{n(C_1 - C_2)L_c}f_1 \quad \text{MPa} \quad (14-9)$$

5 卡箍齿根处的高峰应力

$$S_{10} = (K_{BC}S_{BC} + K_{TC}S_{TC})f_1f_2 \quad \text{MPa} \quad (14-10)$$

14.3.3 封头齿部的应力计算

1 封头齿根的轴向剪切应力

$$S_{13} = \frac{1.5H}{nL_ch_3}f_1 \quad \text{MPa} \quad (14-11)$$

2 封头齿根的弯曲应力

$$S_{14} = \frac{3H \left(\frac{C_1 + C_2}{2} - D_o \right)}{nL_e h_3^2} f_1 \quad \text{MPa} \quad (14-12)$$

3 封头齿根处的高峰应力

$$S_{15} = K_c S_{14} \quad \text{MPa} \quad (14-13)$$

14.3.4 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设计和计算

15.1 概 述

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设计,见图 15—1。密封件可以是自紧式或强制式,封头和圆筒厚度另按 GB 150 的相应章节进行设计。

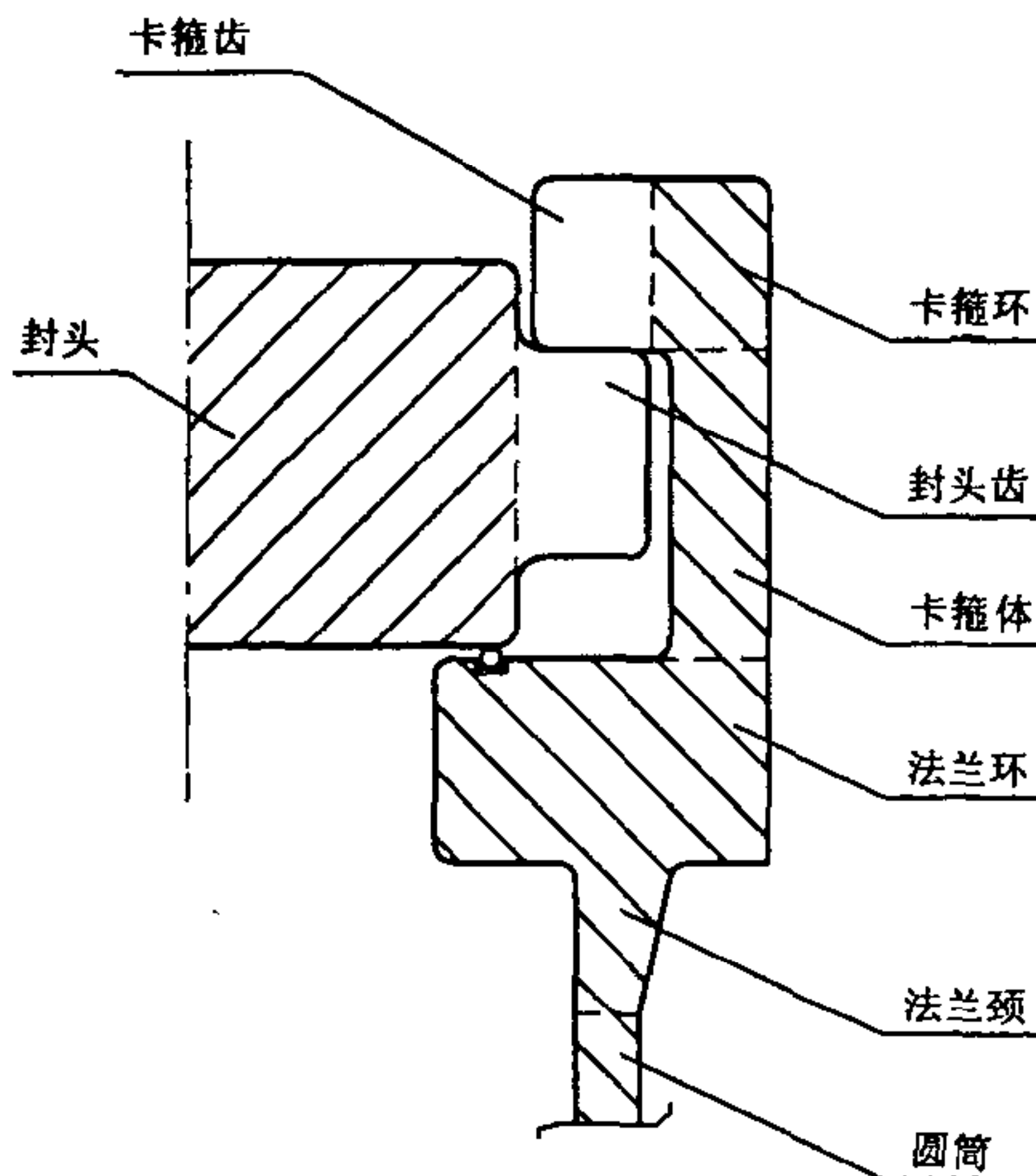


图 15—1 整体相连的齿啮式卡箍连接

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。

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 和图 15—3。

A——封头齿外径,mm;

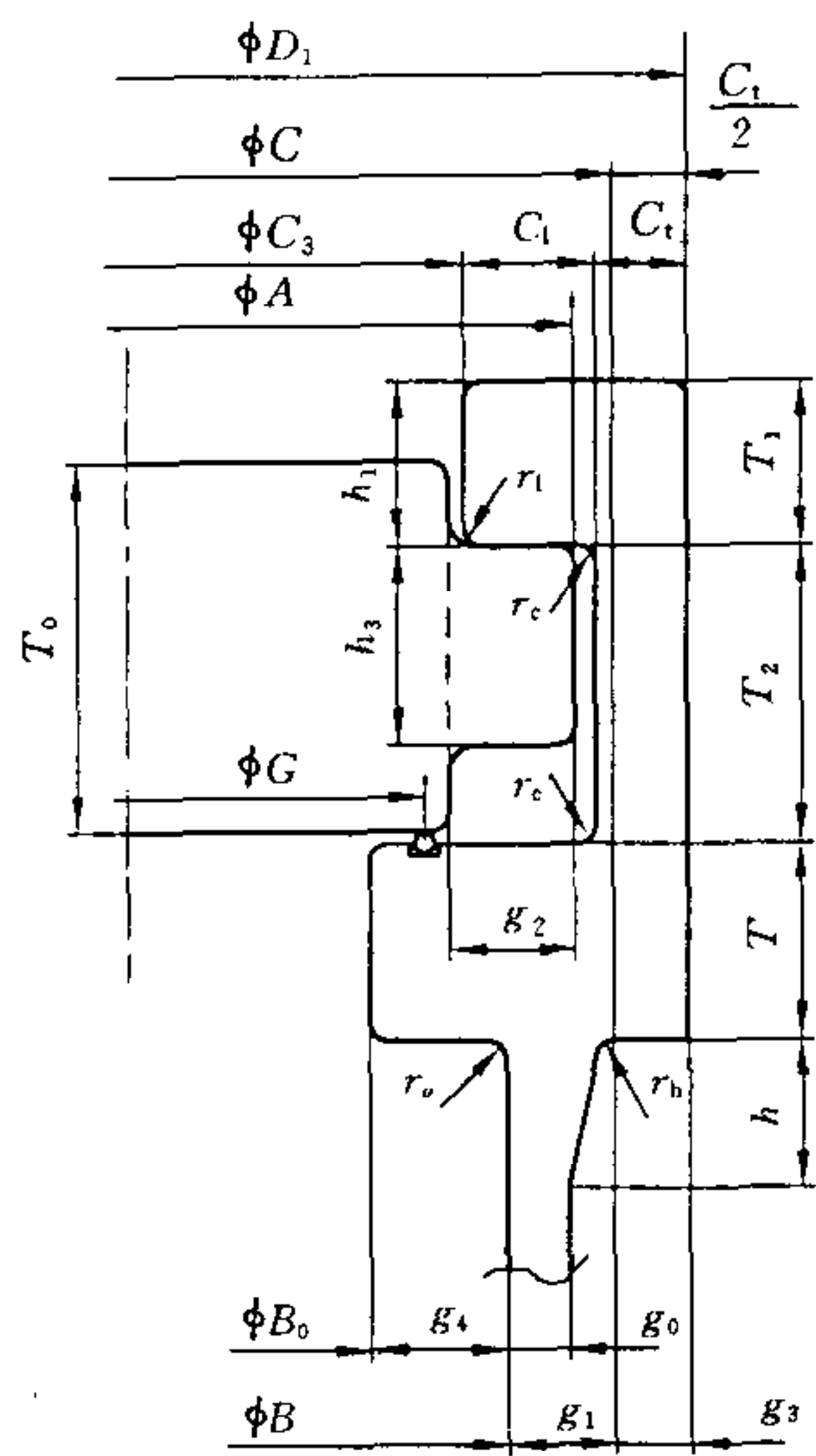


图 15-2 整体相连齿啮式卡箍连接的各部尺寸

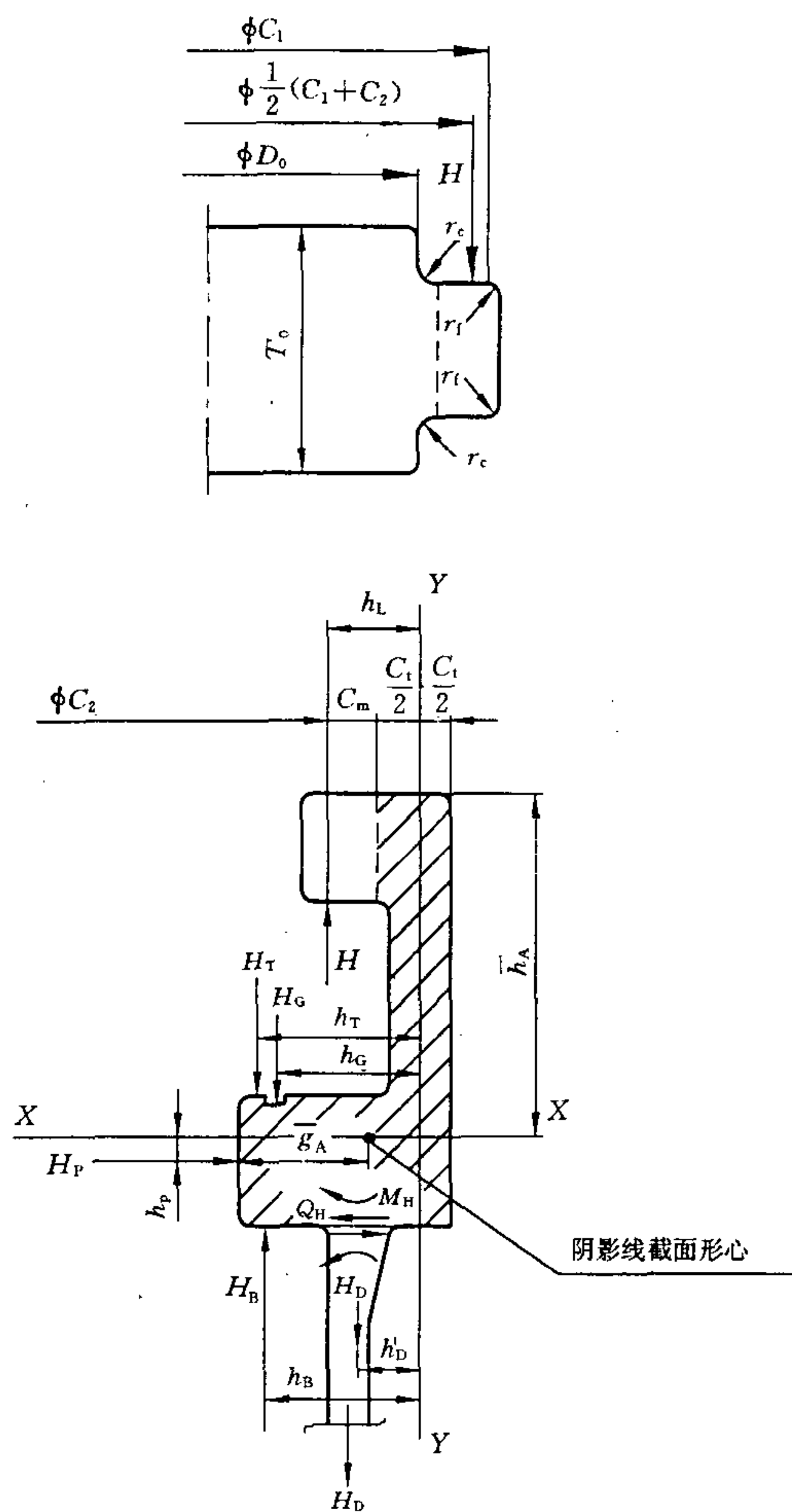


图 15—3 整体相连齿啮式卡箍连接的受载分析

- B ——圆筒内径, mm;
 B_0 ——内法兰内径, mm;
 b ——垫片有效密封宽度, 按 GB 150 法兰部分确定, mm;
 C ——卡箍中面直径, $C = D_1 - C_1$, mm;
 C_1 ——封头齿和卡箍齿相接触时的有效外径, $C_1 = A - 2r_1$, mm;
 C_2 ——封头齿和卡箍齿相接触时的有效内径, $C_2 = C_3 + 2r_1$, mm;
 C_3 ——卡箍齿内径, mm;
 C_1 ——卡箍齿长度, mm;
 C_m ——卡箍齿有效长度, $C_m = C_1 - r_1$, mm;
 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 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, 按 GB 150 法兰部分确定, mm;
 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 15-3 阴影线所示)形心的径向距离, mm;
 H ——由内压引起的总轴向力, $H = \frac{\pi}{4} G^2 P_c$, N;
 H_B ——由内压作用在内法兰环上引起的轴向力, $H_B = \frac{\pi}{4} (B - B_0^2) P_c$, N;
 H_D ——内压作用在圆筒内径截面上所引起的轴向力, 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, $H_D = \frac{\pi}{4} B P_c$, N;
 H_G ——操作状态的垫片压紧力, 当为自紧式垫片时, 取 $H_G = 0$, 当为强制式垫片时, $H_G = 2\pi b G m P_c$, N;
 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

$$H_T = \frac{\pi}{4} (G^2 - B_0^2) P_c \quad \text{N}$$

- H_P ——由内压作用在内法兰环上所引起的径向力, $H_P = \pi B_0 T P_c$, N;
 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;
 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 15-3 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 15-3 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 15-3 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

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

K_{BF} ——外法兰环转角处的弯曲应力集中系数

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

K_C ——封头齿根转角处的应力集中系数

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

K'_{BF} ——内法兰环转角处的弯曲应力集中系数

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

K_{TC} ——卡箍齿根转角处的拉伸应力集中系数

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

K_{TF} ——外法兰环转角处的拉伸应力集中系数

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

K'_{TF} ——内法兰环转角处的拉伸应力集中系数

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

L ——卡箍齿在根部的弧长, $L \geq L_c$, mm;

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, $M_B = H_B h_B$, N · mm;

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

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

M_G ——由垫片压紧力 H_G 所引起的力矩, 当为自紧式垫片时, 取 $M_G = 0$; 当为强制式垫片时, $M_G = H_G h_G$, N · mm;

M_H ——法兰环和法兰颈连接处的边缘力矩, N · mm

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

M_L ——由轴向力 H 所引起的力矩, $M_L = H h_L$, N · mm;

M_P ——由径向力 H_P 所引起的力矩, $M_P = H_P h_P$, N · mm;

M_T ——由轴向力 H_T 所引起的力矩, $M_T = H_T h_T$, N · mm;

m ——垫片系数。按 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, $Q_H = \frac{1.818M_H}{\sqrt{Bg_1}}$, N;

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 ——外法兰环或锥颈相连处的过渡半径, mm;

r_l ——卡箍齿顶处的圆角半径, mm;

r_o ——内法兰环或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, 按 JB 4732—94 的图 C-1 由预期(设计)循环次数 N 确定, MPa;

S_{BC} ——卡箍的轴向弯曲应力, $S_{BC} = \frac{6Hh_L}{\pi CC_t^2}$, MPa;

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

S_{TC} ——卡箍的轴向拉伸应力, $S_{TC} = \frac{H}{\pi CC_t}$, MPa;

S_{TF} ——法兰锥颈的轴向拉伸应力, $S_{TF} = \frac{H_D}{\pi g_1(B+g_1)}$, MPa;

T ——法兰环厚度, 应满足 $T \geq T_1 \left[\frac{2h'_D}{h_L} \cdot \frac{\ln\left(\frac{D_1}{C_3+2C_1}\right)}{\ln\left(\frac{D_1}{B_0}\right)} \right]^{1/3}$, mm;

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 $\frac{G}{B}$ 查图 15-4 确定;

$[\sigma]^t$ ——材料在设计温度下的许用应力, MPa。

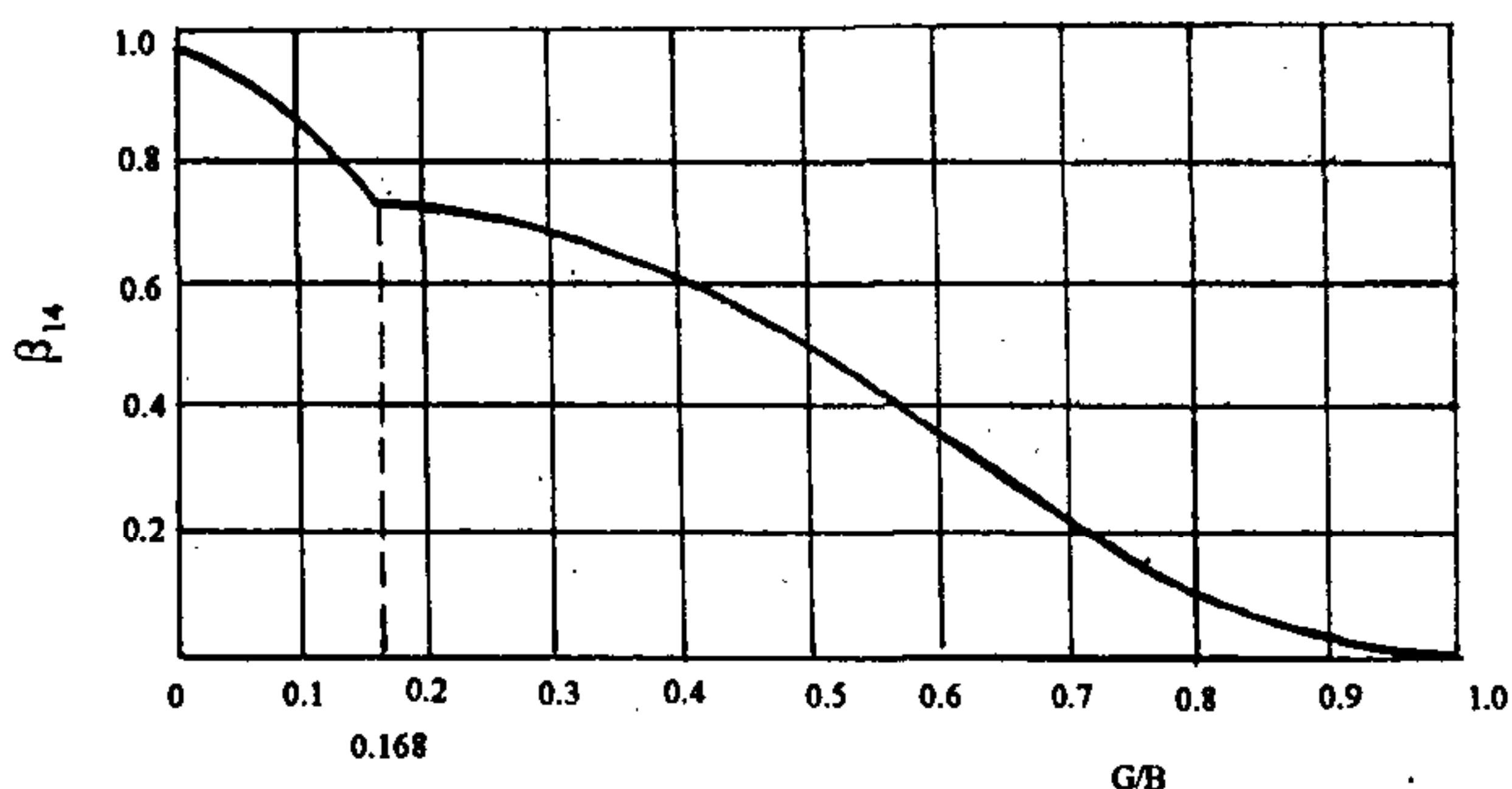


图 15-4 环板应力系数

15.3 整体相连的齿啮式卡箍连接设计

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 15.3.1~15.3.4 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。

15.3.1 法兰颈部和法兰环的应力计算

1 法兰颈部的轴向总应力

$$S_1 = (S_{TF} + S_{BF})f = \left[\frac{H_D}{\pi g_1 (B + g_1)} + \frac{6M_H}{\pi g_1^2 (B + g_1)} \right] f \quad \text{MPa} \quad (15-1)$$

2 法兰环的径向剪切应力

$$S_4 = \frac{1.5Q_H}{\pi g_1 (B + g_1)} \quad \text{MPa} \quad (15-2)$$

3 外法兰环和锥颈相连处的高峰应力

$$S_5 = K_{BF} S_{BF} + K_{TF} S_{TF} \quad \text{MPa} \quad (15-3)$$

4 内法兰环和锥颈相连处的高峰应力

$$S'_5 = -K'_{BF} S_{BF} + K'_{TF} S_{TF} \quad \text{MPa} \quad (15-4)$$

5 内法兰环的轴向剪切应力

$$S_{11} = \frac{1.5(B^2 - G^2 - 8bGm)P_c}{4BT} \quad \text{MPa} \quad (15-5)$$

6 内法兰环和锥颈相连处的弯曲应力

$$S_{12} = \beta_{14} \frac{P_c B^2}{4T^2} \quad \text{MPa} \quad (15-6)$$

15.3.2 卡箍和卡箍齿部的应力计算

1 卡箍的轴向总应力

$$S_6 = S_{BC} + S_{TC} = \frac{6Hh_L}{\pi CC_t^2} + \frac{H}{\pi CC_t} \quad \text{MPa} \quad (15-7)$$

2 卡箍齿根的轴向剪切应力

$$S_7 = \frac{1.5H}{nLT_1} f_1 \quad \text{MPa} \quad (15-8)$$

3 卡箍齿根的弯曲应力

$$S_8 = \frac{6HG_m}{nLT_1^2} f_1 \quad \text{MPa} \quad (15-9)$$

4 卡箍齿和封头齿接触面上的挤压应力

$$S_9 = \frac{2H}{n(C_1 - C_2)L_c} f_1 \quad \text{MPa} \quad (15-10)$$

5 卡箍齿和卡箍体相连处的高峰应力

$$S_{10} = (K_{BC}S_{BC} + K_{TC}S_{TC})f_1f_2 \quad \text{MPa} \quad (15-11)$$

15.3.3 封头齿部的应力计算

1 封头齿根的轴向剪切应力

$$S_{13} = \frac{1.5H}{nL_ch_3} f_1 \quad \text{MPa} \quad (15-12)$$

2 封头齿根的弯曲应力

$$S_{14} = \frac{3H \left(\frac{C_1 + C_2}{2} - D_0 \right)}{nL_c h_3^2} f_1 \quad \text{MPa} \quad (15-13)$$

3 封头齿根处的高峰应力

$$S_{15} = K_c S_{14} \quad \text{MPa} \quad (15-14)$$

15.3.4 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。

16 凸缘法兰的设计和计算

16.1 概 述

凸缘法兰通常设置在封头的顶部中心。本章凸缘法兰的设计计算方法适用于容器承受内压的情况,不适用于凸缘法兰承受轴向载荷和外弯矩的情况。

16.2 符号说明

- P ——设计内压力,MPa;
 F_P ——操作状态下垫片所需的最小压紧力,N;
 F_G ——预紧状态下垫片所需的最小压紧力,N;
 F_R, F_H, F_V, F_M ——有关的作用力,见图 16-1,N;
 W_P ——操作状态下所需的最小螺栓载荷,N;
 W_a ——预紧状态下所需的最小螺栓载荷,N;
 A_P ——操作状态下所需的最小螺栓面积,mm²;
 A_a ——预紧状态下所需的最小螺栓面积,mm²;
 A_m ——所需的螺栓面积,mm²;
 A_b ——实际的螺栓面积,mm²;
 b ——垫片有效密封宽度,按 GB 150 计算,mm;
 m, y ——垫片特性值,按 GB 150 选取;
 D_i, D_G, D_b, D_o ——有关直径尺寸,见图 16-1,mm;
 S_G, S_b, S_R, S_V, S_H ——对于法兰截面形心 O 的力臂,mm;
 d_b ——螺栓直径,mm;
 $[\sigma]_b, [\sigma]_b^t$ ——螺栓材料在常温和设计温度下的许用应力,MPa;
 $[\sigma]_f, [\sigma]_f^t$ ——法兰材料在常温和设计温度下的许用应力,MPa;
 B, H ——法兰尺寸,mm;
 W_E ——法兰截面系数,mm³;
 α ——封头切线夹角,度。

16.3 螺栓计算

16.3.1 螺栓载荷

预紧状态下所需最小螺栓载荷:

$$W_a = \pi D_G b y \quad \text{N} \quad (16-1)$$

操作状态所需最小螺栓载荷：

$$W_p = F + F_p = \frac{\pi}{4} D_G^2 P + 2\pi D_G b m P \quad \text{N} \quad (16-2)$$

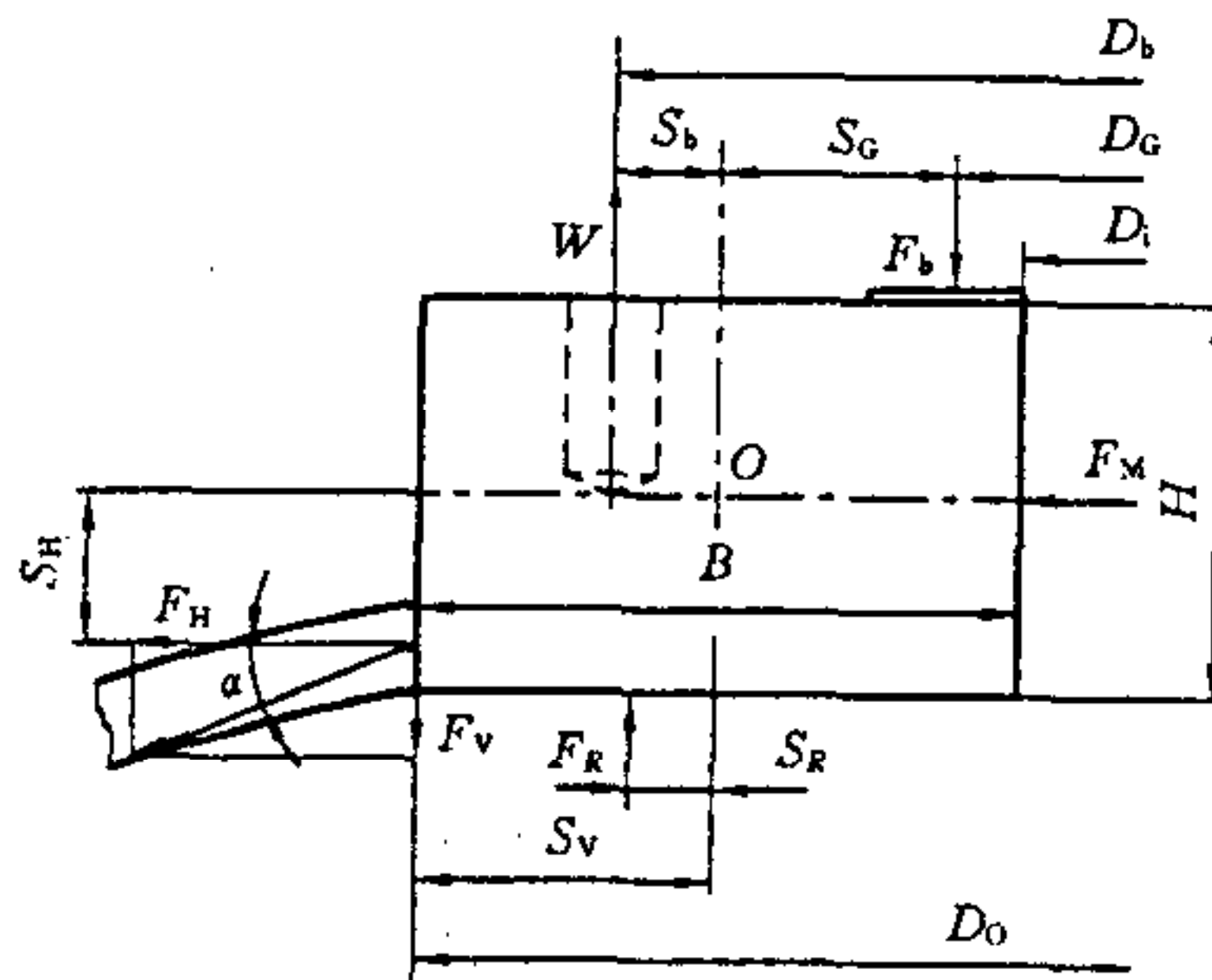


图 16-1 操作状态下凸缘法兰

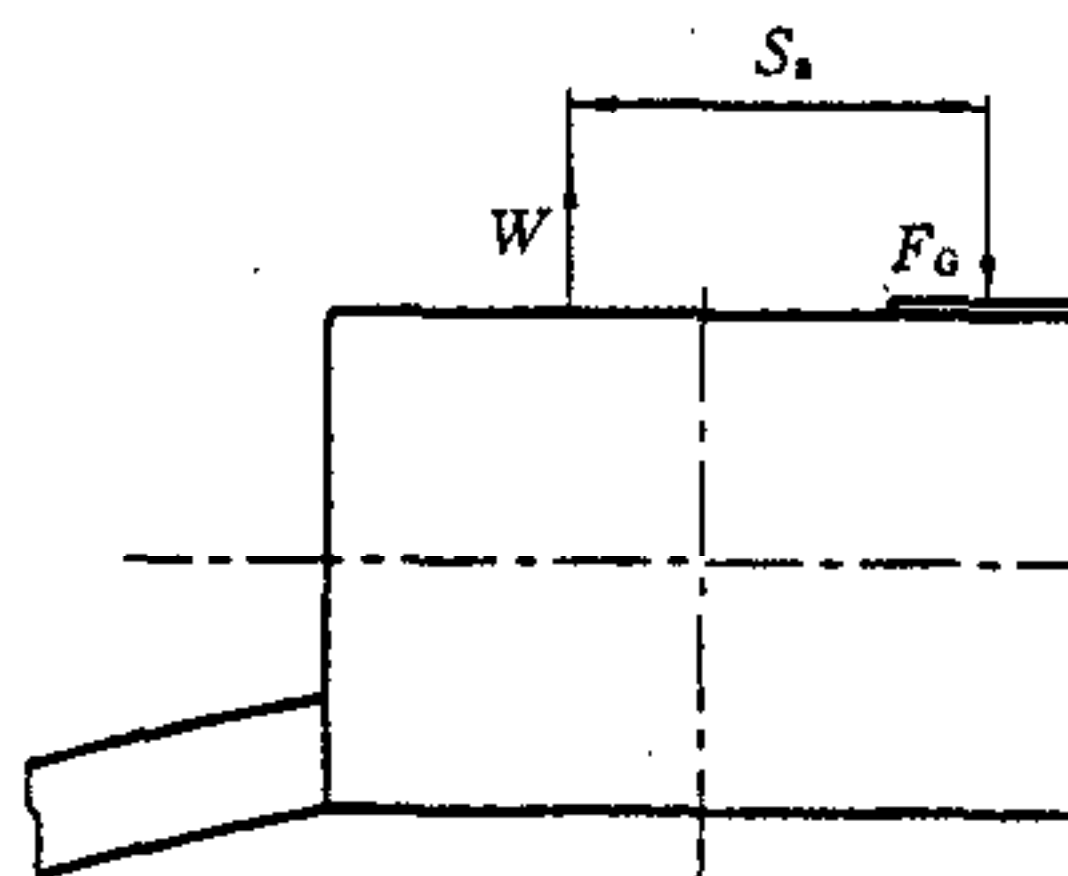


图 16-2 预紧状态下凸缘法兰

16.3.2 螺栓面积

预紧状态下所需最小螺栓面积：

$$A_a = \frac{W_a}{[\sigma]_b} \quad \text{mm}^2 \quad (16-3)$$

操作状态下所需最小螺栓面积：

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b} \quad \text{mm}^2 \quad (16-4)$$

需要的螺栓面积:

$$A_m = \max(A_s, A_p) \quad \text{mm}^2 \quad (16-5)$$

实际螺栓面积要求:

$$A_b \geq A_m \quad \text{mm}^2 \quad (16-6)$$

16.3.3 螺栓设计载荷

预紧状态下螺栓设计载荷:

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b \quad \text{N} \quad (16-7)$$

操作状态下螺栓设计载荷:

$$W = W_p \quad \text{N} \quad (16-8)$$

16.4 法兰计算

16.4.1 作用力计算

预紧状态下(图 16-2)作用力和力矩:

$$W = F_G = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b \quad \text{N} \quad (16-9)$$

$$M_s = W \cdot S_s \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (16-10)$$

操作状态下(图 16-1)作用力和力矩:

$$F_p = 2\pi D_G b m p \quad \text{N} \quad (16-11)$$

$$W = W_p = \frac{\pi}{4} D_G^2 P + 2\pi D_G b m p \quad \text{N} \quad (16-12)$$

$$F_R = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_G^2) P \quad \text{N} \quad (16-13)$$

$$F_V = \frac{\pi}{4} D_o^2 P \quad \text{N} \quad (16-14)$$

$$F_H = F_V \tan \alpha \quad \text{N} \quad (16-15)$$

$$F_M = \pi D_i H P \quad \text{N} \quad (16-16)$$

$$M_P = W \cdot S_b + F_p \cdot S_G + F_R \cdot S_R + F_H \cdot S_H - F_V \cdot S_V + F_M \cdot S_M \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (16-17)$$

通常 $S_M = 0$, 则 F_M 和 $F_M \cdot S_M$ 可以不计。

16.4.2 法兰截面系数

$$W_E = \frac{\pi}{4} (D_o + D_i - 2d_b) H^2 \quad \text{mm}^3 \quad (16-18)$$

16.4.3 法兰应力计算

预紧状态下:

$$\sigma = \frac{M_a}{W_E} \leq [\sigma]_i \quad (16-19)$$

操作状态下:

$$\sigma = \frac{M_p}{W_E} \leq [\sigma]_i \quad (16-20)$$

17 透镜垫密封的高压螺纹法兰设计和计算

17.1 概 述

本章适用于图 17-1 所示的透镜垫密封的高压圆形螺纹法兰设计和计算。透镜垫的两侧均为球面,与透镜垫相接触的顶盖(或管道、管接头)为一锥面。它与压垫之间按线接触密封设计。锥面和水平方向成 20° ($\beta=20^\circ$) 倾角。锥面和透镜表面粗糙度要求达 $\sqrt{0.8}$ 。该密封属于径向自紧密封。主要用于高压管道和小直径的高压容器。

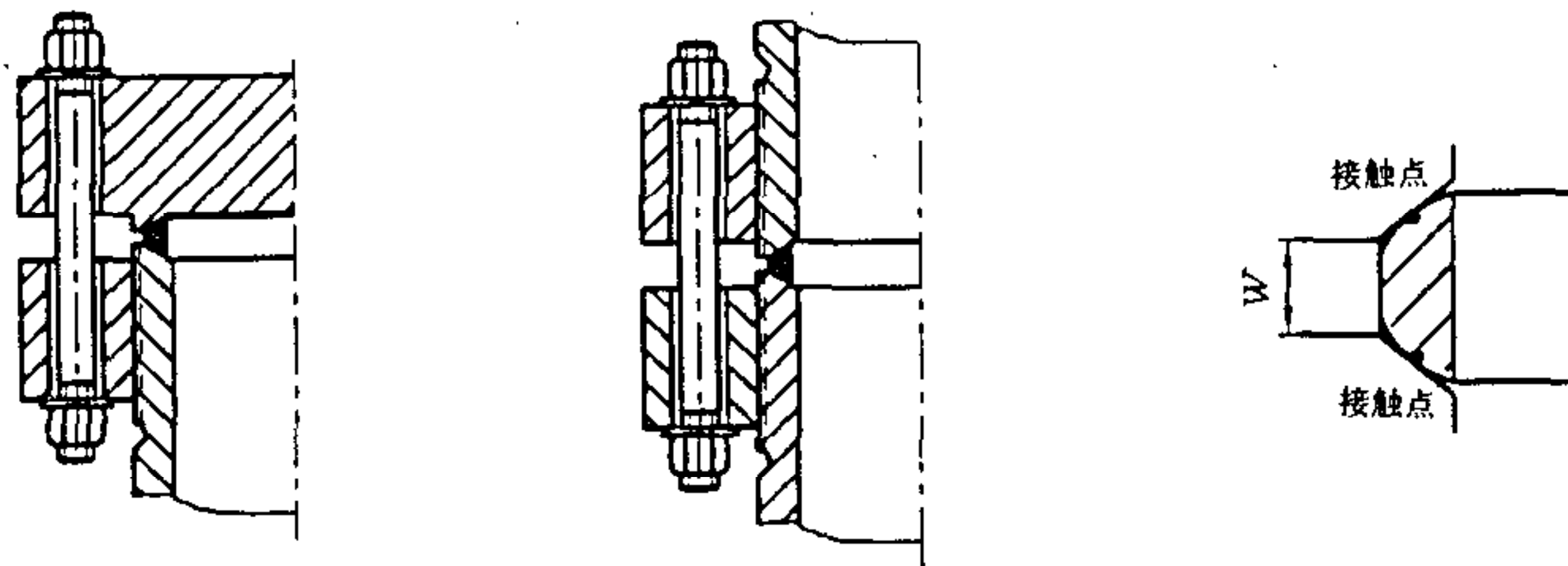


图 17-1 透镜垫密封结构

17.2 符号说明

- A_b ——实际使用的螺栓总截面积,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, mm^2 ;
- A_p ——操作状态下需要的最小螺栓总截面积,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, mm^2 ;
- D_b ——螺纹法兰盘螺栓孔中心圆直径, mm ;
- d_b ——螺栓孔直径, mm ;
- D_i ——螺纹法兰盘螺纹的平均直径, mm ;
- d_i ——透镜垫的内径, mm ;
- d_k ——透镜垫的接触圆直径, mm ;
- D_o ——螺纹法兰盘外径, mm ;
- d_o ——透镜垫的外径, mm ;
- d_1 ——螺纹的内径, mm ;
- d_2 ——螺纹的外径, mm ;

E' ——在设计温度下透镜垫材料的弹性模量(见 GB 150 附录),MPa;

k ——螺纹断面形状系数(公制螺纹 $k=0.81$;管螺纹 $k=0.88$);

l ——螺纹工作长度

$$l=Z \cdot S \quad \text{mm}$$

W ——透镜垫接触点间宽度,按图 17-1 所示尺寸确定,mm;

W_{\min} ——最小透镜垫接触点间宽度,mm;

P ——设计压力,MPa;

R ——透镜垫表面球形半径,mm;

S ——螺距,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_f ——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 8mm;

ρ ——摩擦角,等 $8^\circ 30'$;

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(按 GB 150 取),MPa;

$[\sigma]_f$ ——设计温度下法兰材料的许用应力(按 GB 150 取),MPa;

$[\sigma]_p$ ——设计温度下管道或管接头材料的许用应力(按 GB 150 取),MPa;

$[\sigma]_s$ ——设计温度下螺纹材料的许用应力,取 $[\sigma]_f$ 或 $[\sigma]_p$ 二者中小值,MPa;

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, $[\tau]_t = 50$ MPa。

17.3 螺栓设计载荷

操作状态下需要的最小载荷按式(17-1)计算

$$W_p = P \frac{\pi d_k^2}{4} + \frac{315394^{-0.0404} d_k^2 (\alpha + \rho)}{0.112 E' \cos \rho \cdot \sin \beta} \quad \text{N} \quad (17-1)$$

17.4 螺栓面积

17.4.1 操作状态下需要的最小螺栓总截面积按式(17-2)计算

$$A_p = \frac{W_p}{[\sigma]_b^t} \quad \text{mm}^2 \quad (17-2)$$

17.4.2 实际使用的螺栓总截面积 A_b 应不小于需要的螺栓总截面积 A_p 。

17.5 螺纹法兰计算

17.5.1 螺纹法兰直径断面的弯曲应力按式(17-3)计算

$$\sigma = \frac{3W_p(D_b - D_i)}{\pi(D_o - D_i - 2d_b)\delta_i^2} \quad \text{MPa} \quad (17-3)$$

17.5.2 螺纹弯曲应力计算按式(17-4)验算

$$\sigma_u = k \frac{W_p}{\pi \cdot D_i \cdot Z \cdot S} \quad \text{MPa} \quad (17-4)$$

17.5.3 螺纹部分剪切应力按式(17-5)验算

$$\tau = \frac{P}{\pi \cdot D_i \cdot Z \cdot S} \quad \text{MPa} \quad (17-5)$$

17.5.4 螺纹挤压应力按式(17-6)验算

$$\sigma_e = \frac{4P}{\pi(d_1^2 - d_2^2)Z} \quad \text{MPa} \quad (17-6)$$

17.6 应力校核

17.6.1 弯曲应力

$$\sigma \leq [\sigma]_b^t \quad \text{MPa} \quad (17-7)$$

17.6.2 螺纹弯曲应力

$$\sigma_u \leq [\sigma]_s^t \quad \text{MPa} \quad (17-8)$$

17.6.3 螺纹剪切应力

$$\tau \leq [\tau]^t \quad \text{MPa} \quad (17-9)$$

17.6.4 螺纹挤压应力

$$\sigma_e \leq [\sigma]; \quad \text{MPa} \quad (17-10)$$

17.7 透镜垫几何尺寸的设计

图 17-2 所示的透镜垫几何尺寸可按以下要求决定。

17.7.1 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截面积。

17.7.2 垫圈的外径按式(17-11)计算

$$d_o = \left[\frac{4}{\pi} A_b + d_i^2 \right]^{0.5} \quad \text{mm} \quad (17-11)$$

17.7.3 垫圈面的球面半径按式(17-12)计算

$$R = \frac{d_k}{Z \cdot \sin \beta} \quad \text{mm} \quad (17-12)$$

17.7.4 透镜垫的接触圆直径按式(17-13)计算

$$d_k = d_i + \frac{1}{3} (d_o - d_i) \quad \text{mm} \quad (17-13)$$

17.7.5 透镜垫内侧厚度可按式(17-14)计算

$$\delta_1 = \delta_2 + 2 \left[\sqrt{R^2 - \left(\frac{d_i}{2} \right)^2} - \sqrt{R^2 - \left(\frac{d_o}{2} \right)^2} \right] \quad \text{mm} \quad (17-14)$$

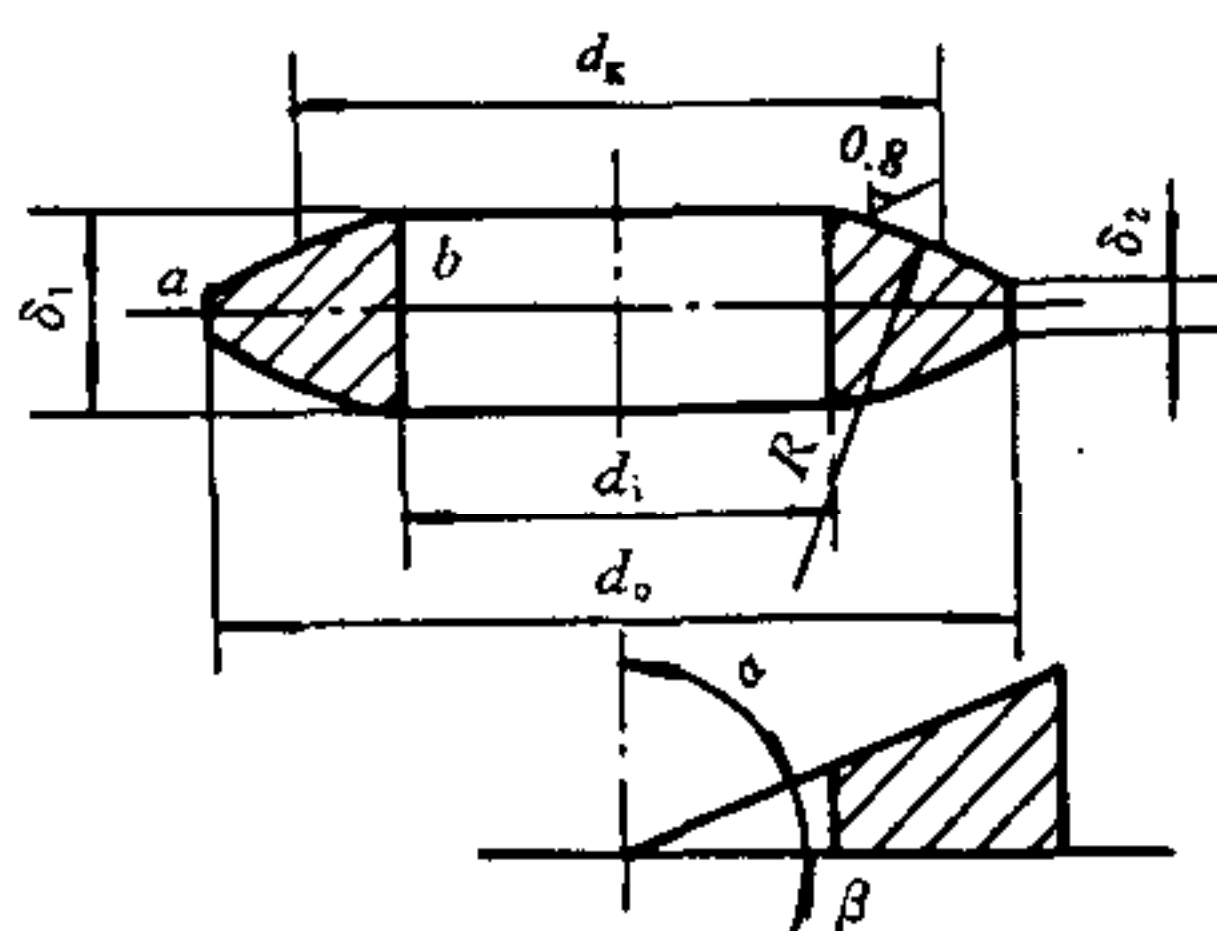


图 17-2 透镜密封圈

17.8 垫圈宽度的校核

垫圈在预紧状态受到最大螺栓载荷的作用时,可能因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(17-15)校核:

$$W_{\min} = \frac{1.5A_b[\sigma]_b}{3\pi d_k \sigma_s} \leq W \quad \text{mm} \quad (17-15)$$

17.9 法兰盖的计算

对于图 17-1 所示的透镜垫密封法兰盖的计算可按 GB 150 有关圆形法兰平盖的公式进行。

18 三鞍座卧式容器的设计和计算

18.1 概 述

以鞍式支座支承的卧式容器当其长度较长时,为避免支座跨度过大,导致筒体产生过度变形及较大应力,宜采用三鞍座支承,考虑支承平面的微小差异对支承反力分布的影响,计算反力均取实际反力的 1.2 倍。为使三支座处筒体的轴向力较为均匀,一般应考虑 $A \leq 0.145L$ 较合适。

为了充分利用封头对筒体邻近部分的加强作用,应尽可能将支座设计得靠近封头。当 $A/R_m \leq 0.5$ 时,可认为封头对支座部分的筒体起到加强作用。

18.2 符号说明

- δ ——筒体壁厚(包括壁厚附加量),mm;
- δ_H ——封头壁厚(包括壁厚附加量),mm;
- δ_o ——筒体计算壁厚(不包括壁厚附加量),mm;
- δ_{Ho} ——封头计算壁厚(不包括壁厚附加量),mm;
- R_i ——筒体内半径,mm;
- R_m ——筒体平均半径, $R_m = R_i + \frac{\delta}{2}$, mm;
- L ——筒体长度(两封头切线间距离),mm;
- H ——封头内壁曲面深度,mm;
- A ——边支座中心线到近端部封头切线的距离,mm;
- W ——容器壳体及充满介质时的总重量(包括所有附属装置及保温层等),N;
- q ——设备总重量 W 的单位长度重量载荷, N/mm;
- b ——支座轴向宽度,mm;
- b_1 ——加强圈宽度,mm;
- b_2 ——圆筒有效宽度, $b_2 = 1.56 \sqrt{R_m \delta_o}$, mm;
- F ——每一个支座反力, N;
- P ——设计压力, MPa;
- $[\sigma]_{cr}$ ——容器材料许用临界压应力, MPa;
- $[\sigma]^t$ ——设计温度下容器材料的许用应力, MPa;
- $[\sigma]_r^t$ ——设计温度下加强圈材料的许用应力, MPa;
- θ ——鞍座包角,度;
- A_0 ——一个支座的加强环及有效宽度内筒体壁的组合截面积, mm²;
- I_0 ——一个支座的加强环及有效宽度内筒体壁的组合截面积对中心轴的惯性矩, mm⁴;
- C' ——组合截面中心轴到筒体最远点距离, mm;
- d ——组合截面中心轴到加强环最远点距离, mm;

k ——系数。容器不焊在鞍座上时取 $k=1$, 容器焊在鞍座上时取 $k=0.1$;
 δ_p, δ_{po} ——垫片的名义厚度和有效厚度, mm。

18.3 支座反力及筒体轴向弯矩计算

18.3.1 筒体轴向弯矩计算

三鞍座支承的卧式容器可视为承受均布载荷的连续梁, 轴向弯矩的最大值可能在支座处, 也有可能在两支座跨距的中间处(见图 18-1)。

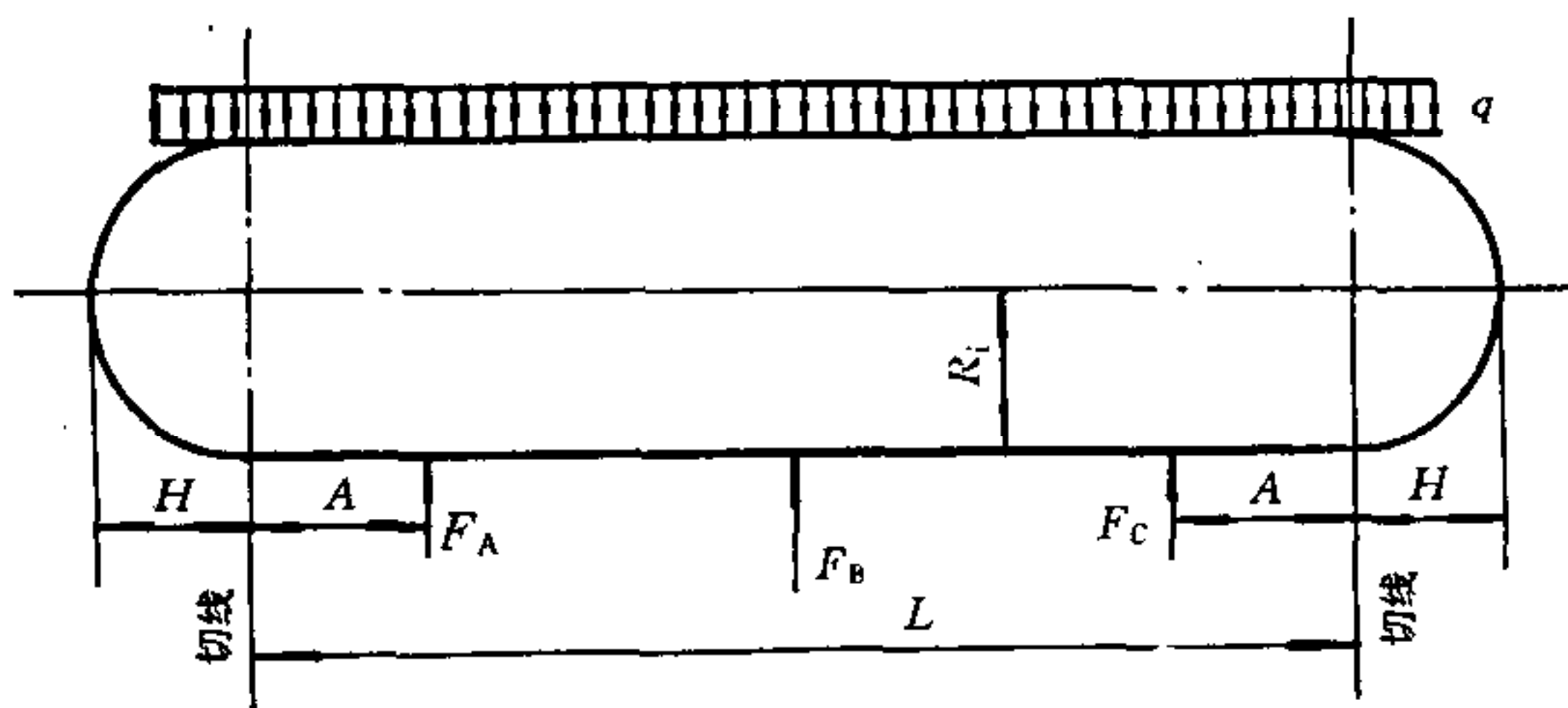


图 18-1 三支座受力情况

单位长度上的均布载荷:

$$q = \frac{W}{L + \frac{4}{3}H} \quad \text{N/mm} \quad (18-1)$$

边支座处弯矩:

$$M_A = M_C = -\frac{q}{2} \left(A^2 + \frac{4HA}{3} - \frac{R_m^2 - H^2}{2} \right) \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (18-2)$$

中间支座处弯矩:

$$M_B = -\frac{q \left(\frac{L}{2} - A \right)^2}{8} - \frac{M_A}{2} \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (18-3)$$

跨距中点弯矩:

$$M_p = M_A + \left[\frac{1}{2}q \left(\frac{L}{2} - A \right) + \frac{M_B - M_A}{\left(\frac{L}{2} - A \right)} \right]^2 / 2q \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (18-4)$$

18.3.2 支座反力计算

边支座反力:

$$F_A = F_c = \left[q \left(\frac{2}{3}H + \frac{L}{4} + \frac{A}{2} \right) + \frac{M_B - M_A}{\left(\frac{L}{2} - A \right)} \right] \times 1.2 \quad \text{N} \quad (18-5)$$

中间支座反力:

$$F_B = \left[q \left(\frac{L}{2} - A \right) + \frac{2(M_A - M_B)}{\left(\frac{L}{2} - A \right)} \right] \times 1.2 \quad \text{N} \quad (18-6)$$

18.4 筒体轴向应力计算

18.4.1 两支座中间处的横截面上

最高点:

$$\sigma_1 = \frac{PR_m}{2\delta_o} - \frac{M_p}{\pi R_m^2 \delta_o} \quad \text{MPa} \quad (18-7)$$

最低点:

$$\sigma_2 = \frac{PR_m}{2\delta_o} + \frac{M_p}{\pi R_m^2 \delta_o} \quad \text{MPa} \quad (18-8)$$

18.4.2 边支座处横截面上(图 18-2)

筒体被加强的最高点或筒体不被加强的靠近中间水平平面处:

$$\sigma_3 = \frac{PR_m}{2\delta_o} - \frac{M_A}{K_1 \pi R_m^2 \delta_o} \quad \text{MPa} \quad (18-9)$$

最低点:

$$\sigma_4 = \frac{PR_m}{2\delta_o} + \frac{M_A}{K_2 \pi R_m^2 \delta_o} \quad \text{MPa} \quad (18-10)$$

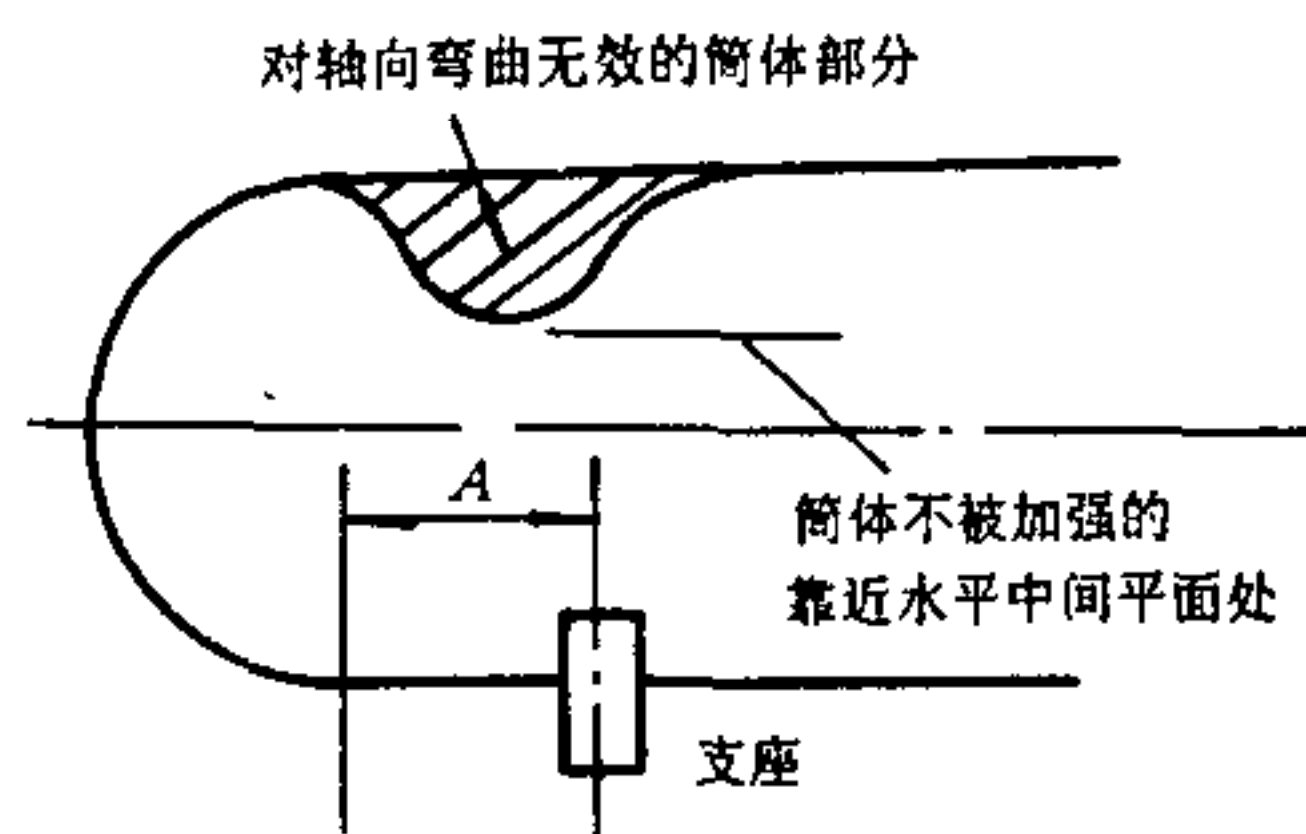


图 18-2 对轴向弯曲无效的筒体部分

18.4.3 中间支座处横截面上

筒体被加强的最高点或筒体不被加强的中间水平平面处：

$$\sigma_5 = \frac{PR_m}{2\delta_o} - \frac{M_B}{K_1\pi R_m^2\delta_o} \quad \text{MPa} \quad (18-11)$$

最低点：

$$\sigma_6 = \frac{PR_m}{2\delta_o} + \frac{M_B}{K_2\pi R_m^2\delta_o} \quad \text{MPa} \quad (18-12)$$

系数 K_1 和 K_2 以及支座处筒体轴向应力位置分别见 GB 150《钢制压力容器》有关图表。

18.4.4 筒体轴向应力的验算

计算出上述轴向应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4, \sigma_5, \sigma_6$ 后，均应根据可能出现的几种情况，各自找出可能条件的最大应力。

计算出的轴向拉伸应力不得超过材料的许用应力 $[\sigma]$ ；压缩应力不得超过材料的许用应力 $[\sigma]$ 和许用临界压应力 $[\sigma]_{cr}$ 中的较小值。

$$[\sigma]_{cr} = B$$

式中 B ——按 GB 150《钢制压力容器》求取。

18.5 筒体切向剪应力计算

18.5.1 边支座处横截面上

壳体未被封头加强时 ($A/R_m > 0.5$)：

$$\tau = \frac{K_3 Q}{R_m \delta_o} \quad \text{MPa} \quad (18-13)$$

Q 取 $q(\frac{2}{3}H+A)$ 和 $\frac{1}{2}q(\frac{L}{2}-A)+\frac{M_B-M_A}{(\frac{L}{2}-A)}$ 中的较大值, N

壳体被封头加强时 ($A/R_m \leq 0.5$):

筒体中

$$\tau = \frac{K_3 F_A}{R_m \delta_o} \quad \text{MPa} \quad (18-14)$$

封头中

$$\tau_H = \frac{K_4 F_A}{R_m \delta_{Ho}} \quad \text{MPa} \quad (18-15)$$

18.5.2 中间支座处横截面上

$$\tau = \frac{K_3 Q}{R_m \delta_o} \quad \text{MPa} \quad (18-16)$$

$$Q = \frac{1}{2} F_B \quad N$$

系数 K_3 和 K_4 以及筒体中切向剪应力位置分别见 GB 150《钢制压力容器》中有关图表。

18.5.3 切向剪应力验算

筒体和封头中的剪应力均不得超过材料许用应力的 0.8 倍, 即 τ 和 $\tau_H \leq 0.8[\sigma]^t$ 。且须 $\tau_H + \sigma_H \leq 1.25[\sigma]^t$ 。

式中 σ_H 为各种形式封头由内压力引起的应力, 可按 GB 150《钢制压力容器》中有关公式计算。

18.6 筒体周向应力计算

18.6.1 支座处无加强圈

支座处横截面最低点:

无垫板或垫板不起加强作用时:

$$\sigma_r = \frac{-k K_5 F}{\delta_o b_2} \quad \text{MPa} \quad (18-17)$$

垫板起加强作用时 [要求 $\delta_F \geq \delta$, 宽度 $\geq b_2$, 包角 $\geq (\theta + 12^\circ)$]: 式 (18-17) 中 δ_o 用 $(\delta_o + \delta_{Po})$ 代入。

F 取该支座处的支反力, N 。

边鞍座边角处:

无垫板或垫板不起加强作用时:

$(L-2A)/R_m \geq 8$ 时

$$\sigma_8 = \frac{-F_A}{4\delta_o b_2} - \frac{3K_6 F_A}{2\delta_o^2} \quad \text{MPa} \quad (18-18)$$

$(L-2A)/R_m < 8$ 时

$$\sigma_8 = \frac{-F_A}{4\delta_o b_2} - \frac{12K_6 F_A R_m}{\left(\frac{L}{2} + A\right)\delta_o^2} \quad \text{MPa} \quad (18-19)$$

垫板起加强作用时,式(18-18)和式(18-19)中的 δ_o 和 δ_o^2 分别用 $(\delta_o + \delta_p)$ 和 $(\delta_o^2 + \delta_p^2)$ 代入。

中间鞍座处边角处:

无垫板或垫板不起加强作用时:

$\left(\frac{L}{2} + A\right)/R_m \geq 8$ 时

$$\sigma_8 = \frac{-F_B}{4\delta_o b_2} - \frac{3K_6 F_B}{2\delta_o^2} \quad \text{MPa} \quad (18-20)$$

$\left(\frac{L}{2} + A\right)/R_m < 8$ 时

$$\sigma_8 = \frac{-F_B}{4\delta_o b_2} - \frac{12K_6 F_B R_m}{(L-2A)\delta_o^2} \quad \text{MPa} \quad (18-21)$$

垫板起加强作用时,式(18-20)和式(18-21)中的 δ_o 和 δ_o^2 分别用 $(\delta_o + \delta_p)$ 和 $(\delta_o^2 + \delta_p^2)$ 代入。

系数 K_5 和 K_6 按 GB 150《钢制压力容器》中有关表查取。当垫板起加强作用时, K_5 和 K_6 按垫板包角查取。

18.6.2 支座处有加强圈

鞍座边角处的简体中:

$$\sigma_9 = \frac{C_1 K_7 F R_m C'}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} \quad \text{MPa} \quad (18-22)$$

鞍座边角处,离开简体最远处的加强圈顶部:

$$\sigma_{10} = \frac{C_2 K_7 F R_m d}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} \quad \text{MPa} \quad (18-23)$$

F 取所计算支座处的支反力, N。

18.6.3 加强圈靠近鞍式支座

支座处横截面最低点:

无垫板或垫板不起加强作用时:

$$\sigma_7 = \frac{-kK_5 F}{\delta_0 b_2} \quad \text{MPa} \quad (18-24)$$

垫板起加强作用时,式(18-24)中的 δ_0 用 $(\delta_0 + \delta_{p0})$ 代入。

鞍座边角处的简体中:

$$\sigma_9 = \frac{C_3 K_7 F R_m C'}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} \quad \text{MPa} \quad (18-25)$$

鞍座边角处,离开简体最远处的加强圈顶部:

$$\delta_{10} = \frac{C_4 K_7 F R_m d}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} \quad \text{MPa} \quad (18-26)$$

F 取所计算支座处的支反力, N 。

加强圈靠近鞍座时,还应按式(18-18)~(18-21)计算边角处应力 σ_8 ,其中对边鞍座 K_6 按 $A/R_m \leq 0.5$ 选取,垫板起加强作用时,系数 K_7 和 K_8 按垫板包角选取,系数 C_3 、 C_4 、 K_7 、 K_8 和简体中周向应力位置以及加强圈结构分别见 GB 150《钢制压力容器》中有关图表。

18.6.4 周向应力验算

以上计算的周向应力,要求满足:

$$\sigma_7 \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_8 \leq 1.25[\sigma]^t$$

$$\sigma_9 \leq 1.25[\sigma]^t$$

$$\sigma_{10} \leq 1.25[\sigma]^t$$

19 带刚性环耳式支座的设计和计算

19.1 概 述

当容器直径较大,壳体较薄,而外载荷(包括重量、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,应采用本节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)。但下述方法同样适用于沿圆周均布的多耳座的设计。

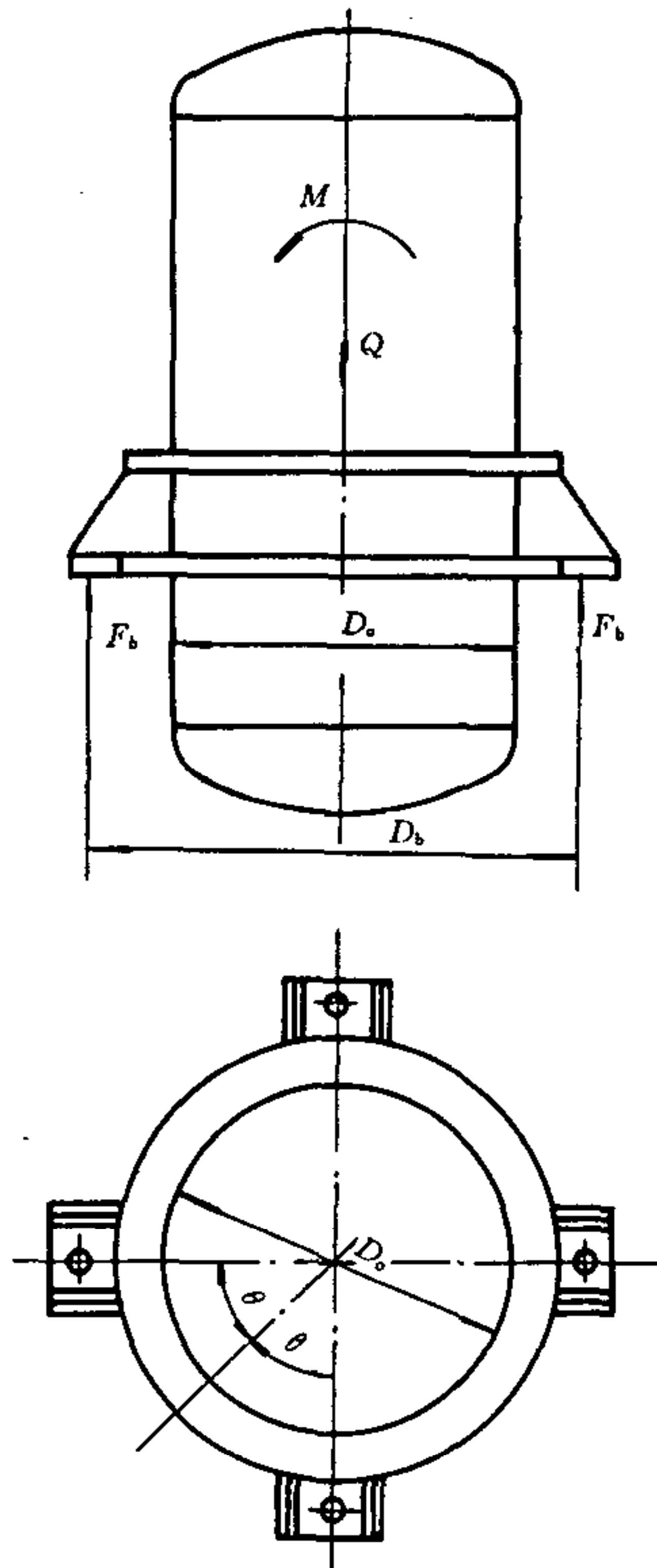


图 19-1 带刚性环耳式支座的容器

19.2 符号说明

- δ ——圆筒壳体的壁厚, mm;
 δ_1 ——垫板的厚度, mm;
 δ_0 ——圆筒壳体壁厚扣除壁厚附加量后的厚度, mm;
 δ_{01} ——垫板厚度扣除壁厚附加量后的厚度, mm;
 T ——刚性环的厚度, mm;
 B ——刚性环的宽度, mm;
 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;
 D_o ——圆筒壳体的外径, mm;
 D_s ——惯性轴直径, mm;
 a ——刚性环外缘至惯性轴的距离, mm;
 A ——组合截面的面积, mm²

$$A = B \times T + \delta_1 L_{s1} + \delta L_s$$

- 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;
 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, mm⁴;
 D_b ——支座与基础接触面中心的直径。当缺少此数据时, 可按地脚螺栓中心圆直径来计算, mm;
 M ——外载荷作用在容器上的力矩。取操作重量时, 外力矩即为 M ; 取试验重量时, 取风弯矩的 30%, 不计地震弯矩, N·mm;
 Q ——设备重量, 可分别考虑操作重量和试验重量, N;
 F_b ——支座处反力, N;
 F ——刚性环上的作用力, N;
 b ——反力 F_b 至壳体的力臂。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, mm;
 n ——耳式支座的数目;
 R_s ——惯性轴的半径, $R_s = 0.5 D_s$, mm;
 h ——耳式支座的高度, mm;
 $[\sigma]$ ——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 19-2), 并计算组合截面的惯性矩: 圆筒壳体和垫板圆筒上的有效加强宽度:

$$L_s = 2 \times 0.55 \sqrt{D_o \delta_0} = 1.1 \sqrt{D_o \delta_0} \quad \text{mm} \quad (19-1)$$

$$L_{s1} = 2 \times 0.55 \sqrt{D_{o1} \delta_{o1}} = 1.1 \sqrt{D_{o1} \delta_{o1}} \quad \text{mm} \quad (19-2)$$

组合截面的惯性轴 X-X 的位置:

$$a = \frac{B \cdot T \cdot \frac{1}{2} B + \delta_1 \cdot L_{s1} (B + \frac{1}{2} \delta_1) + S \cdot L_s (B + \delta_1 + \frac{1}{2} \delta)}{B \cdot T + \delta_1 \cdot L_{s1} + \delta \cdot L_s} \quad \text{mm} \quad (19-3)$$

$$D = D_o + 2(\delta_1 + B - a) \quad \text{mm} \quad (19-4)$$

组合截面的惯性矩:

$$I = \sum I_i = I_1 + I_2 + I_3 \quad \text{mm}^4 \quad (19-5)$$

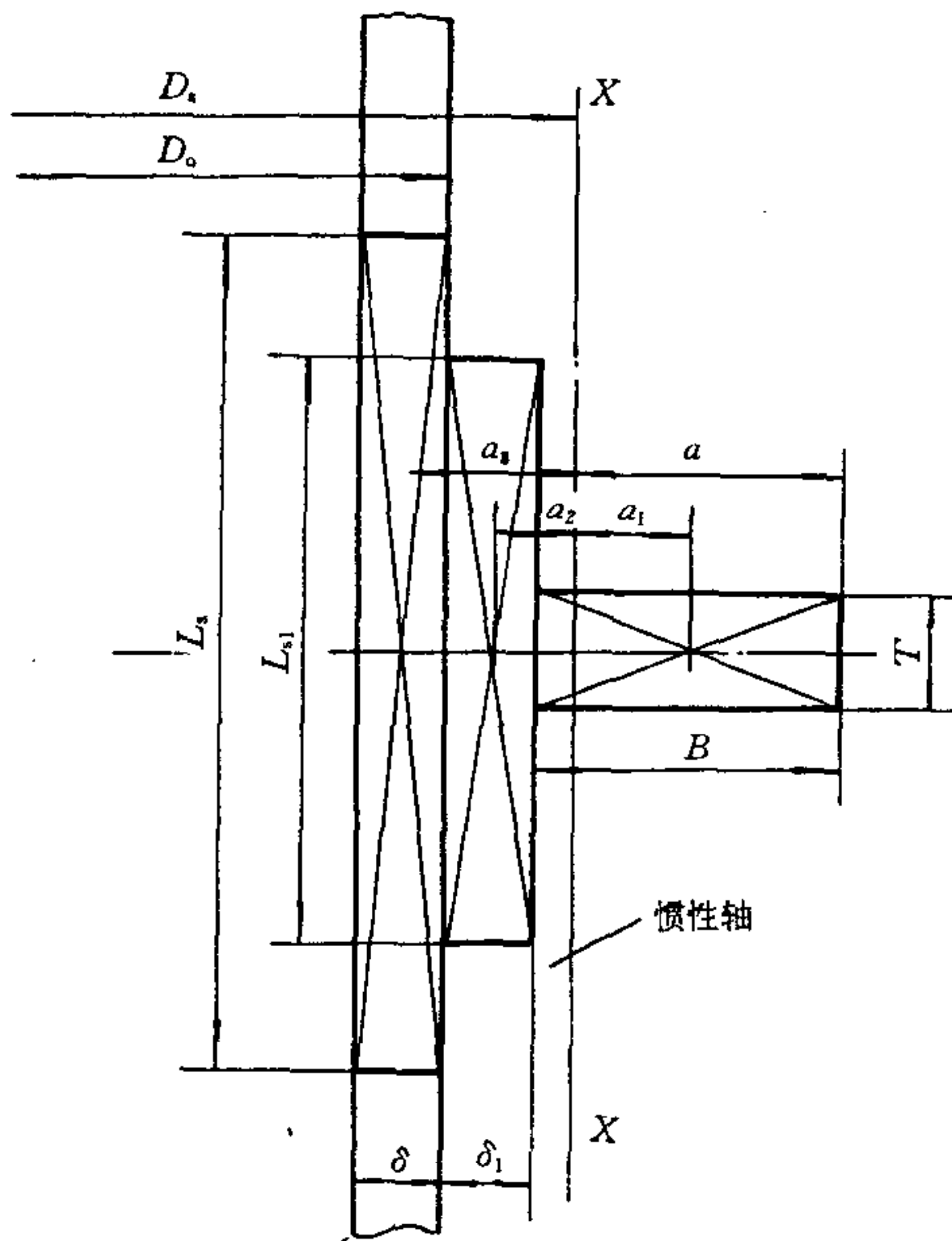


图 19-2 刚性环、垫板与壳体的组合截面

式中

$$I_1 = \frac{1}{12} B^3 T + B \cdot T \cdot a_1^2 \quad \text{mm}^4$$

$$I_2 = \frac{1}{12} \delta_1^3 L_{s1} + \delta_1 \cdot L_{s1} \cdot a_2^2 \quad \text{mm}^4$$

$$I_3 = \frac{1}{12} \delta^3 L_s + \delta \cdot L_s \cdot a_3^2 \quad \text{mm}^4$$

$$a_1 = a - \frac{1}{2} B \quad \text{mm}$$

$$a_2 = B + \frac{1}{2} \delta_1 - a \quad \text{mm}$$

$$a_3 = B + \delta_1 + \frac{1}{2} \delta - a \quad \text{mm}$$

19.3.2 计算支座处作用于刚性环上的力 F (图 19-3):

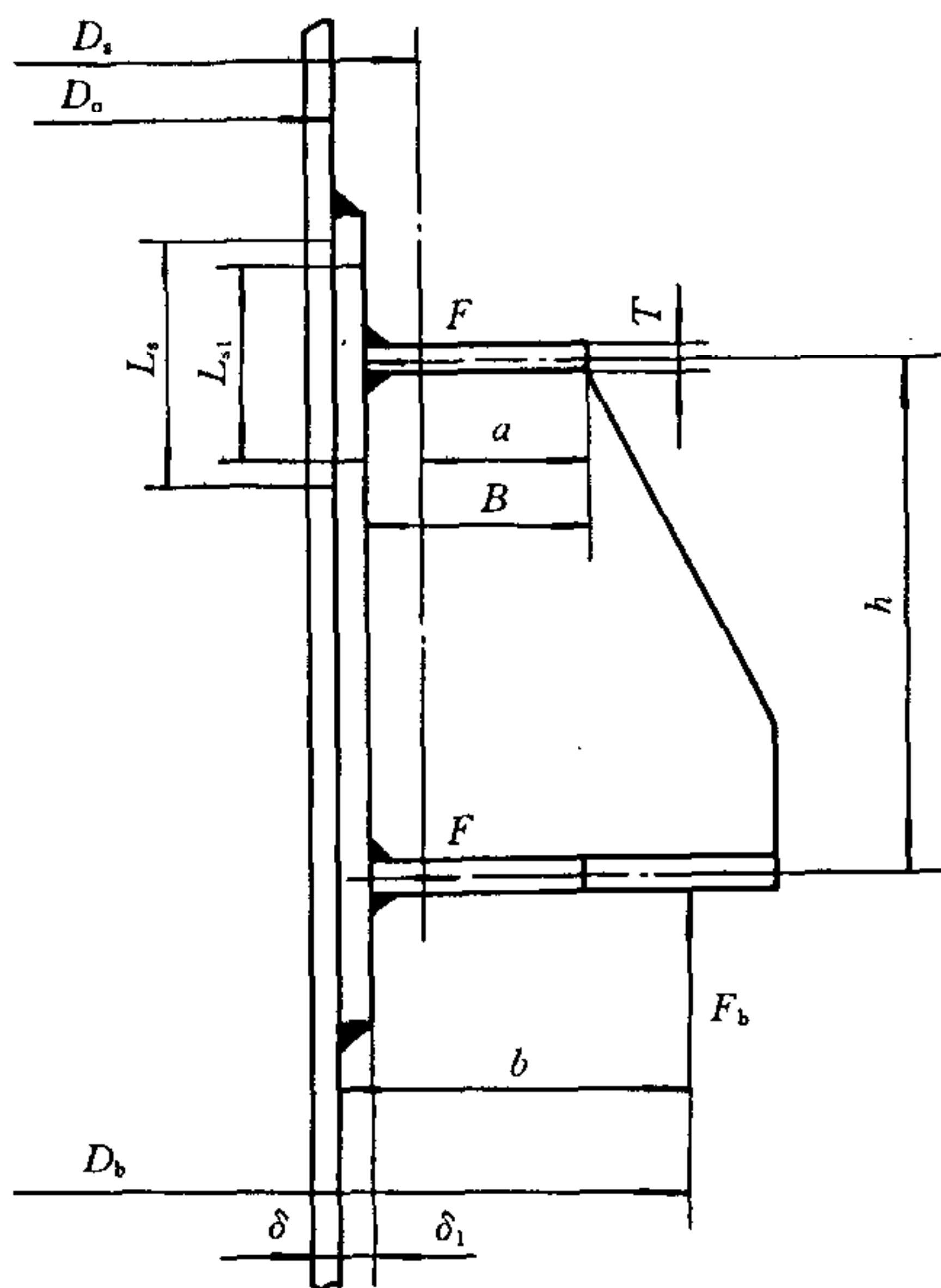


图 19-3 支座及刚性环上的作用力

作用于一个支座上的 F_b :

$$F_b = \frac{4M}{nD_b} + \frac{Q}{n} = \frac{1}{n} \left(\frac{4M}{D_b} + Q \right) \quad \text{N} \quad (19-6)$$

4 个支座 ($n=4$) 时, F_b 为:

$$F_b = \frac{M}{D_b} + \frac{Q}{4} \quad \text{N} \quad (19-7)$$

支座处作用于刚性环上的力 F :

$$F = \frac{F_b \cdot b}{h} \quad \text{N} \quad (19-8)$$

19.3.3 计算刚性环组合断面上的内力和应力(图 19-4)

θ 角: $\theta = \frac{\pi}{n}$ 弧度

4 个支座时: $\theta = \frac{\pi}{4}$ 弧度

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: $M_r = -\frac{1}{2}FR_s\left(\frac{1}{\theta} - \text{ctg}\theta\right) \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (19-9)$

周向力: $T = \frac{1}{2}F\text{ctg}\theta \quad \text{N} \quad (19-10)$

应力: $\sigma = \frac{|M_r| \times a}{I} + \frac{T_r}{A} \leq [\sigma] \quad \text{MPa} \quad (19-11)$

两支座中间处

内力矩: $M_r = \frac{1}{2}FR_s\left(\frac{1}{\sin\theta} - \frac{1}{\theta}\right) \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad (19-12)$

周向力: $T_r = \frac{1}{2}F \frac{1}{\sin\theta} \quad \text{N} \quad (19-13)$

应力: $\sigma = \frac{1}{2}F\left[\frac{D_s \times a}{2I}\left(\frac{1}{\sin\theta} - \frac{1}{\theta}\right) + \frac{1}{A\sin\theta}\right] \leq [\sigma] \quad \text{MPa} \quad (19-14)$

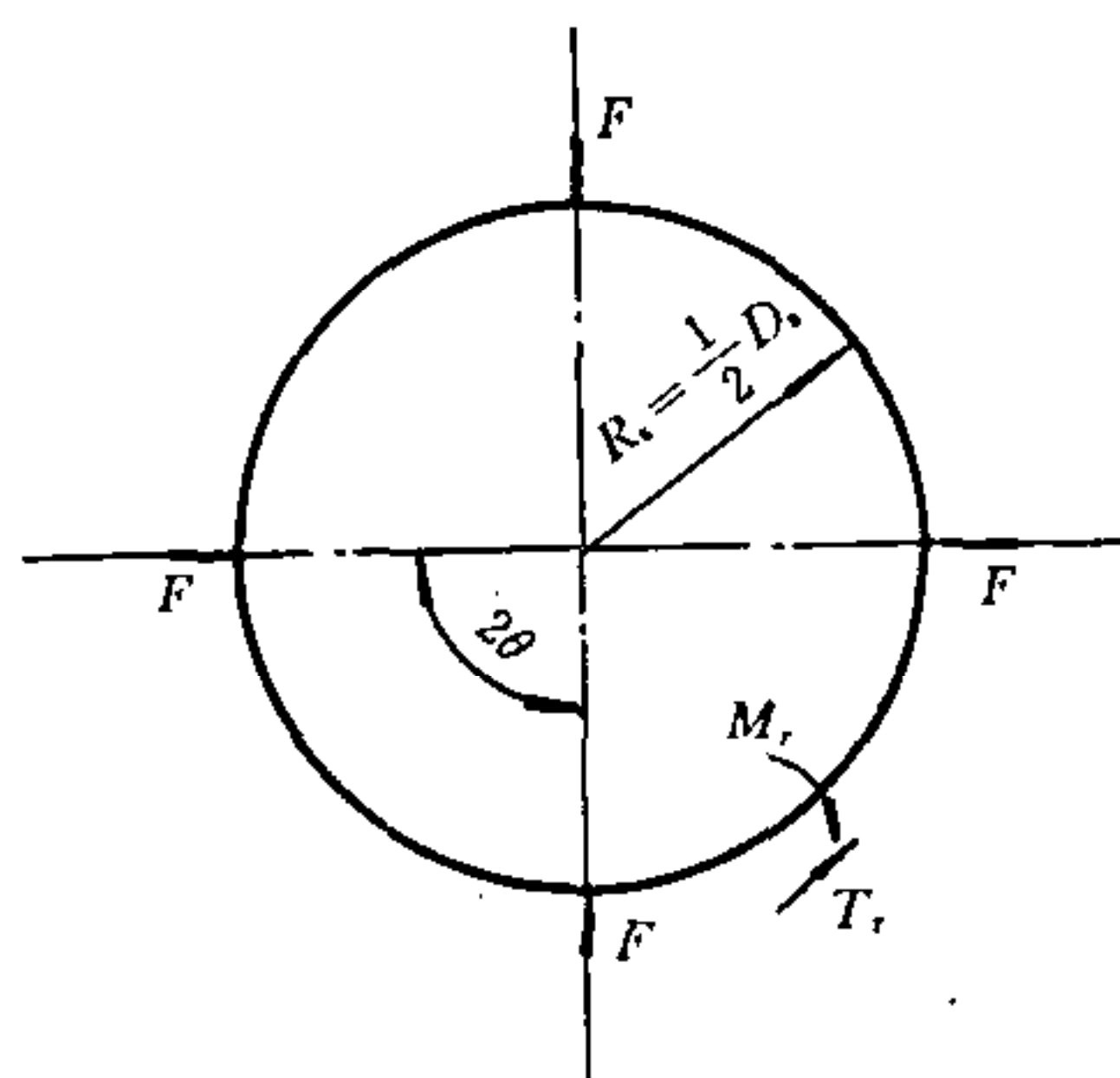


图 19-4 刚性环组合断面上的力和力矩

20 带加强筋的圆形平板盖设计和计算

20.1 概 述

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。其常用的见图 20-1 所示的由二个平行角钢加强的圆平板盖结构与图 20-2 所示的径向型筋板加强结构。

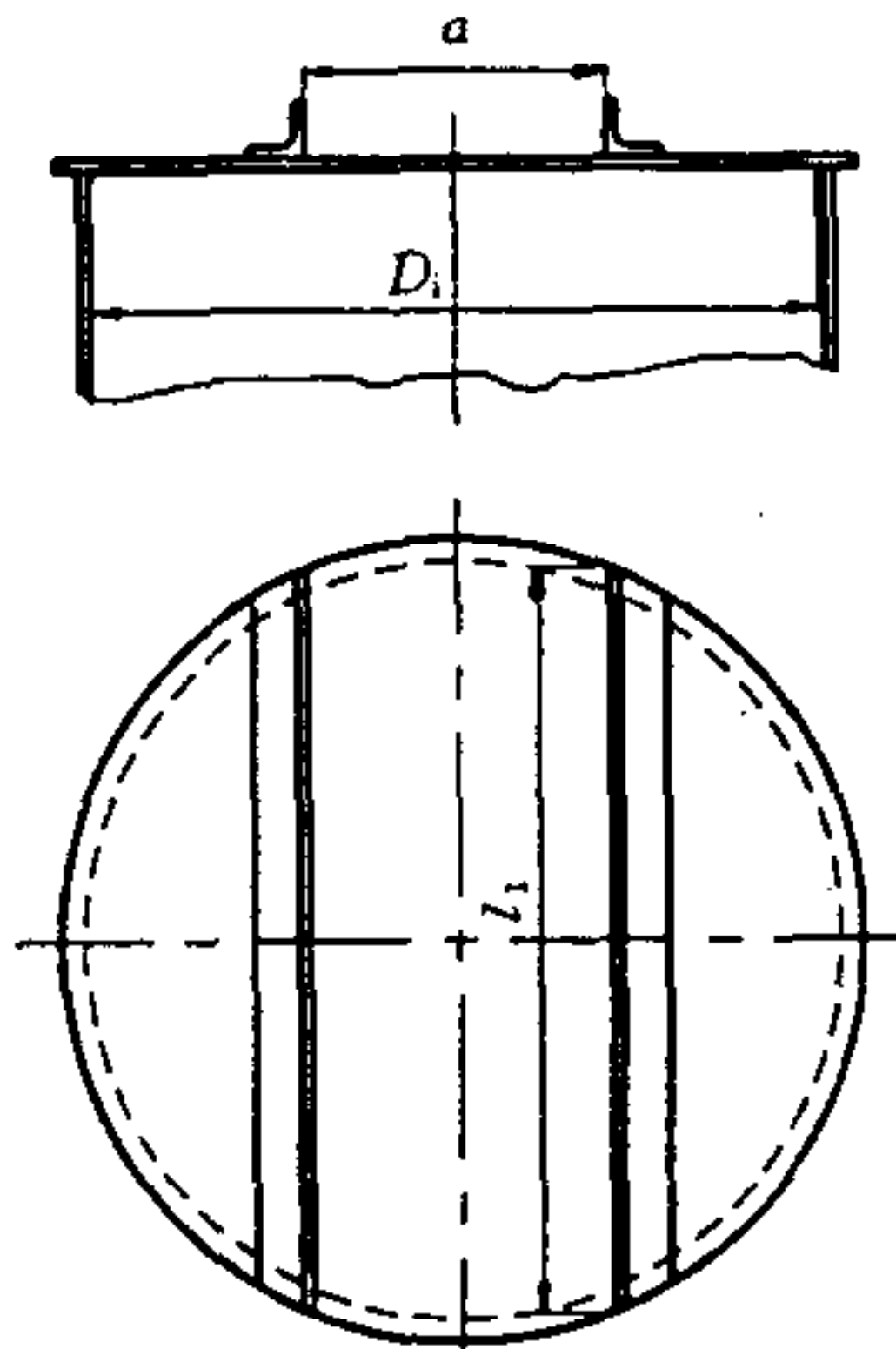


图 20-1 二个角钢加强筋的圆平板盖

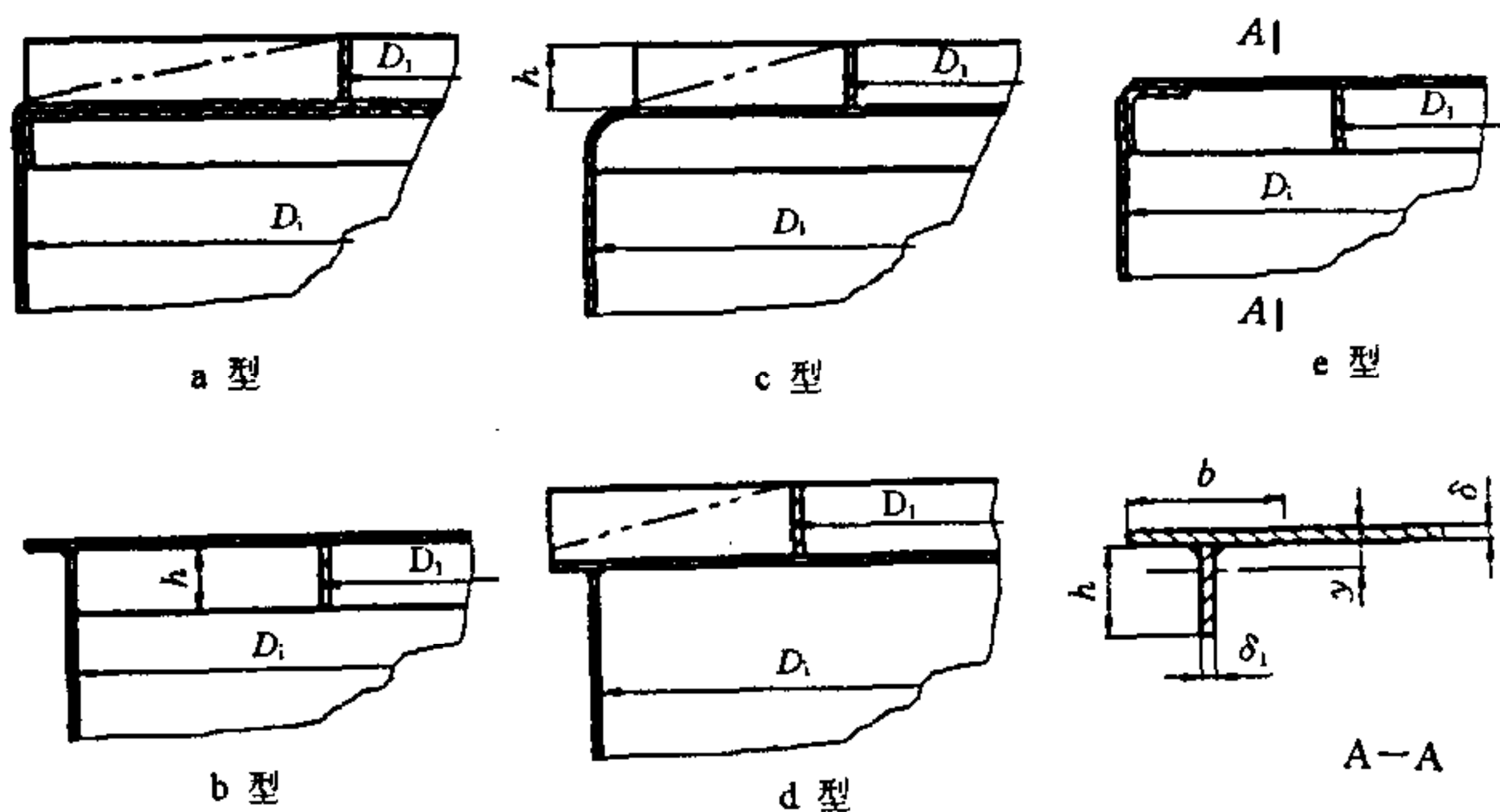


图 20-2 径向型筋板加强的圆平板盖

注:图 20-2 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, 按相应钢板标准选取, mm;

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径, mm;

D_1 ——加强环的外径, 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, $l = 2 \sqrt{\left(\frac{D_i}{2}\right)^2 - \left(\frac{a}{2}\right)^2}$, mm;

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 0.002 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

$$q_1 = q \cdot a$$

W ——平板盖的有效宽度 b 和筋板组合截面之抗弯截面系数, mm³;

W_0 ——筋板的抗弯截面系数, mm³;

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 20-1 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;

$[\sigma]'$ ——设计温度下平板盖材料的许用应力 (可按 GB 150 取), MPa;

$[\sigma]_n$ ——设计温度下角钢材料的许用应力,对于碳素钢,在 200℃ 以下时取 $[\sigma]^{200}=160\text{MPa}$ 。

表 20-1

l/a	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/a	1.7	1.8	1.9	2	3	4	5
β	0.0908	0.0948	0.095	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和等于 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(20-1)计算。

$$M=100\beta qa^2 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \quad (20-1)$$

- 20.3.4 角钢加强的平板盖应力计算按式(20-2)计算。

$$\sigma=\frac{6M}{100(\delta_p-C)^2} \quad \text{MPa} \quad (20-2)$$

- 20.3.5 角钢强度校核按式(20-3)计算。

$$\sigma_n=\frac{q_1 l^2 Z}{8J} \quad (20-3)$$

- 20.3.6 应力校核

$$\sigma\leq[\sigma]^t \quad (20-4)$$

$$\sigma_n\leq[\sigma]_n^t \quad (20-5)$$

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 图 20-2 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 $P>0.7\times10^5\text{Pa}$ 的低压容器及直径小于 1.5m 的真空容器,其它结构型式只能用于设计压力 $P\leq0.7\times10^5\text{Pa}$ 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 20-3。通常 $D_1 : D_i = 1 : 3$ 。环的厚度可与筋板厚度相同。

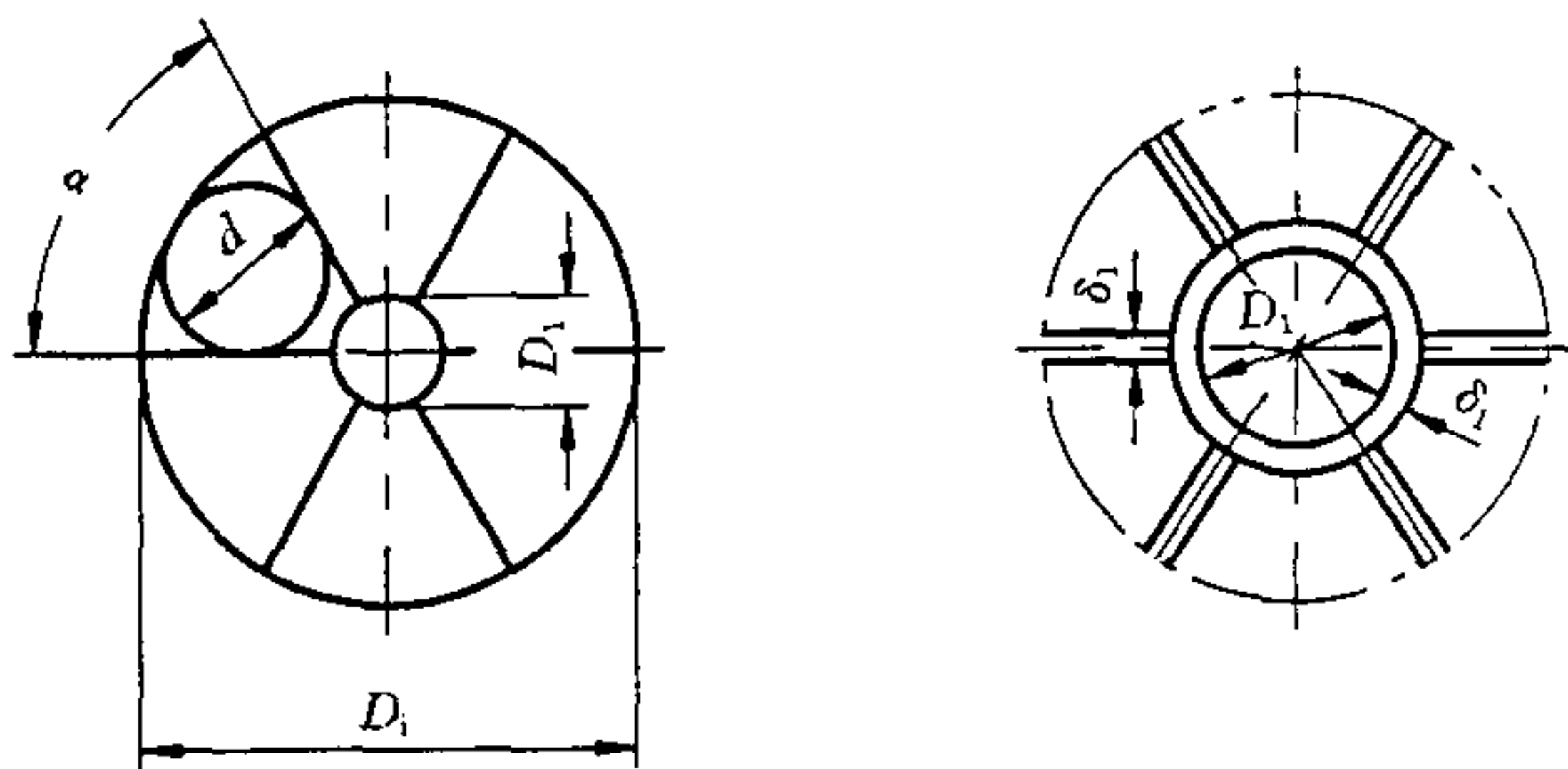


图 20-3 当量圆

图 20-3 中:

$$d = \frac{D_i \sin(180^\circ/n)}{1 + \sin(180^\circ/n)}$$

$$\alpha = \frac{360^\circ}{n}$$

n ——筋板数量。

20.4.2 径向筋板加强的平板盖厚度按式(20-6)计算。

$$\delta = 0.5d \sqrt{\frac{P}{[\sigma]_t}} + C \quad \text{mm} \quad (20-6)$$

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,则筋板的截面系数按式(20-7)计算。

$$W_0 = \frac{0.065 D_i^3 P}{n [\sigma]_t} \quad \text{mm}^3 \quad (20-7)$$

当筋板的厚度 δ_1 与高度 h 之比为 1/5 时, δ_1 可按式(20-8)计算。

$$\delta_1 = 0.62 \sqrt[3]{W_0} \quad \text{mm} \quad (20-8)$$

20.4.4 平板盖有效宽度 b 与筋板组合截面之抗弯截面系数 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(20-9)计算。

$$b = \frac{\pi D_i}{n} \quad \text{mm} \quad (20-9)$$

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 (见图 20-2 e 型之 A-A) 由式 (20-10) 计算。

$$y = \frac{\delta_1 h^2 - \frac{\pi D_1}{n} (\delta - C)^2}{2 \left[\delta_1 h + \frac{\pi D_1}{n} (\delta - C) \right]} \quad \text{mm} \quad (20-10)$$

3 平板盖有效宽度 b 和筋板组合截面之抗弯截面系数 W 按式 (20-11) 计算。

$$W = \frac{\frac{1}{12} \delta_1 h^3 + \delta_1 h (0.5h - y)^2 + \frac{\pi D_1}{n} (\delta - C) \left\{ [y + 0.5(\delta - C)]^2 + \frac{1}{12} (\delta - C)^2 \right\}}{h - y} \quad \text{mm}^3 \quad (20-11)$$

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 (20-12) 计算。

$$\sigma = \frac{0.13 D_1^3 P}{nW} \quad \text{MPa} \quad (20-12)$$

20.4.6 径向筋板加强平板盖水压试验时应力计算按式 (20-13) 计算。

$$\sigma_T = \frac{0.13 D_1^3 P_T}{nW} \quad \text{MPa} \quad (20-13)$$

20.5 应力校核

$$\sigma \leq 1.2 [\sigma] \quad (20-14)$$

$$\sigma_T \leq 0.9 \sigma_s \quad (20-15)$$

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

本计算仅包括由钢管在平面内弯曲的光滑弯管,它不包括铸造弯头、U 型换热器管以及由专用机械热压成型弯头的计算(见图 13-1)。

21.2 符号说明

- δ ——弯头采用壁厚,mm;
- δ_0 ——直管理论计算壁厚,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 $\phi=1$);
- $[\sigma]'$ ——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壁厚

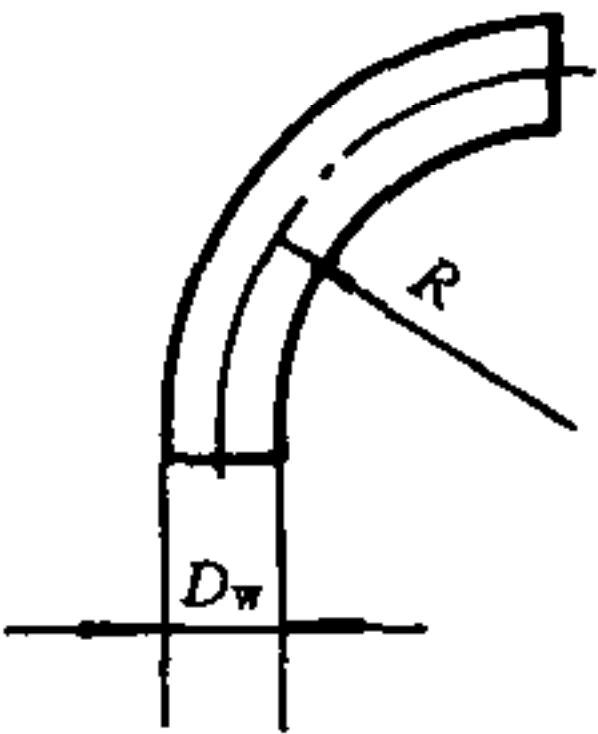


图 21-1 内压弯头

$$C = A_1 \delta + C_2 \text{ 或 } C = \frac{A_1 \delta + C_2}{1 + A_1} \quad \text{mm}$$

- 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 21-1 选取。

表 21-1 系数 A_1

壁厚最大负偏差的百分数 m	15	10	5	0
A_1	0.22	0.15	0.09	0.03

当 $\frac{R}{D_w} < 1.8$ 时, A_1 按下式计算:

$$A_1 = \frac{\frac{50}{n(4n+1)} + m}{100m} \quad (21-1)$$

式中:

$$n = \frac{R}{D_w}$$

当 $\frac{R}{D_w} > 3.5$ 时, A_1 按表 21-2 (相当于直管) 选取。

表 21-2 系数 A_1

壁厚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 弯头壁厚计算公式

$$\delta = \delta_0 + C \quad \text{mm} \quad (21-2)$$

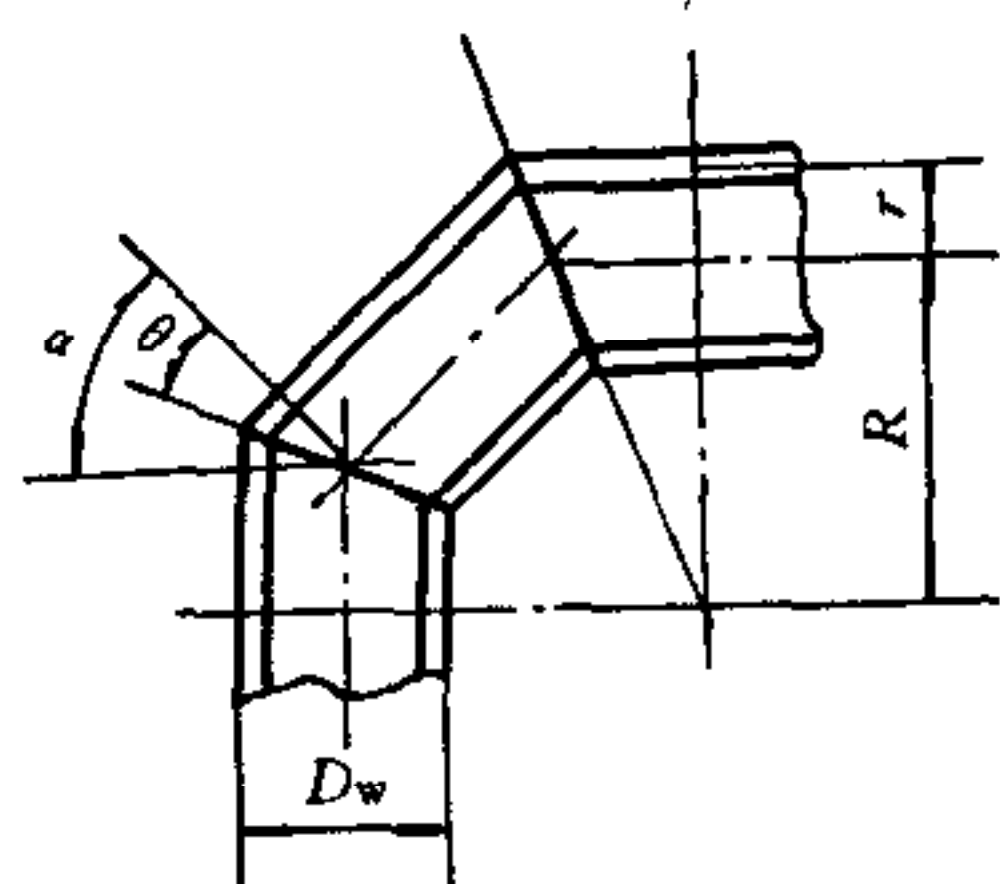
式中:

$$\delta_0 = \frac{PD_w}{2[\sigma]^t + P} \quad \text{mm} \quad (21-3)$$

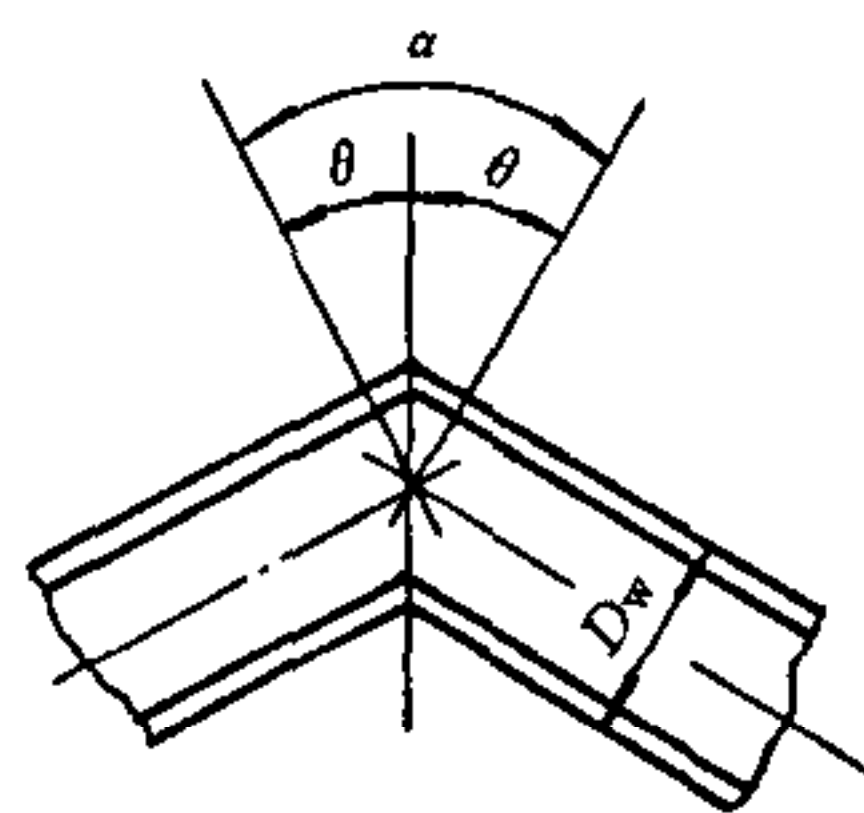
22 斜接弯管(虾米弯)的设计和计算

22.1 概 述

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 所示。



(a)多斜接面弯管



(b)单斜接面弯管

图 22-1 斜接弯管

斜接弯管一般用于管子公称直径 $DN \geq 60\text{mm}$ 管道上。

对于具有 3° 或更小偏斜角(图 22-1 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;
- R ——斜接弯管的有效半径,mm;
- $[\sigma]^t$ ——设计温度下材料的许用应力,MPa;
- δ ——管子壁厚,mm;
- C ——壁厚附加量,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定的腐蚀裕度,mm;
- D_w ——管子外径,mm;
- θ ——弯管切割角,度;
- α ——斜管接头处的方向转变角, $\alpha = 2\theta$, 度;
- R 值不应小于下式给出的值:

$$R \geq \frac{A}{\tan \theta} + \frac{D_w}{2} \quad \text{mm} \quad (22-1)$$

式中 A 采用下列数值:

$(\delta - C)$ (mm)	A (mm)
$(\delta - C) \leq 12.7$	25.4
$12.7 < (\delta - C) < 22.4$	$2(\delta - C)$
$(\delta - C) \geq 22.4$	$\frac{2}{3}(\delta - C) + 29.7$

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,取下列两式算得的较小值:

$$P_m = \frac{[\sigma]'(\delta - C)}{r} \left[\frac{\delta - C}{(\delta - C) + 0.643 \tan \theta \sqrt{r(\delta - C)}} \right] \quad \text{MPa} \quad (22-2)$$

$$P_m = \frac{[\sigma]'(\delta - C)}{r} \left[\frac{R - r}{R - 0.5r} \right] \quad \text{MPa} \quad (22-3)$$

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式(22-2)计算。

(2) $\theta > 22.5^\circ$ 的单斜接弯管的最大允许内压力可按式(22-4)计算。

$$P_m = \frac{[\sigma]'(\delta - C)}{r} \left[\frac{(\delta - C)}{(\delta - C) + 1.25 \tan \theta \sqrt{r(\delta - C)}} \right] \quad \text{MPa} \quad (22-4)$$

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等于 2.5MPa,温度小于等于 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°(图 22-1 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°(图 22-1 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

本章所列公式适用于焊制厚壁加强的正三通,主管外径 $D_o \leq 660\text{mm}$,支管内径与主管内径之比 $\frac{d_i}{D_i} \geq 0.5$,主管外径与内径之比 $\beta = \frac{D_o}{D_i}$ 在 $1.05 \leq \beta \leq 1.5$ 范围内。

23.2 符号说明

δ_i, δ_{i1} ——三通主管和支管的理论计算壁厚,mm;

δ, δ_1 ——三通主管和支管的计算壁厚,mm;

δ_y, δ_{y1} ——三通主管和支管的有效壁厚,mm

$$\delta_y = \delta_e - C \quad \text{mm}$$

$$\delta_{y1} = \delta_{e1} - C' \quad \text{mm}$$

δ_e, δ_{e1} ——三通主管和支管的实际壁厚,mm;

D_i, d_i ——三通主管和支管的内径,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径,mm;

P ——设计压力,MPa;

$[P]$ ——允许工作压力,MPa;

$[\sigma]$ ——许用应力,按主管与支管同材料考虑,MPa;

ϕ ——强度减弱系数;

X ——系数;

Y ——系数;

C, C' ——三通主管和支管壁厚附加量,mm;

C_1, C'_1 ——三通主管和支管考虑壁厚负偏差的附加量,按 GB 150《钢制压力容器》和有关钢管标准选取,mm;

C_2 ——考虑腐蚀减薄的壁厚附加量,主管与支管相同,mm。

23.3 三通壁厚计算

系数

$$X = \frac{d_i^2}{D_m \cdot d_m} \quad (23-1)$$

系数

$$Y = 4.05 \frac{\delta_y^3 + \delta_{y1}^3}{\delta_y^2 \sqrt{D_m \delta_y}} \quad (23-2)$$

强度减弱系数:

$$\phi = \frac{1}{1.20(1 + \frac{X \sqrt{1+Y^2}}{2Y})} \quad (23-3)$$

主管理论计算壁厚:

$$\delta_1 = \frac{PD_o}{2\phi[\sigma] + P} \quad \text{mm} \quad (23-4)$$

或

$$\delta_1 = \frac{PD_i}{2\phi[\sigma] - P} \quad \text{mm} \quad (23-5)$$

支管理论计算壁厚:

$$\delta_{11} = \delta_1 \frac{d_o}{D_o} \quad \text{mm} \quad (23-6)$$

或

$$\delta_{11} = \delta_1 \frac{d_i}{D_i} \quad \text{mm} \quad (23-7)$$

主管计算壁厚:

$$\delta = \delta_1 + C \quad \text{mm} \quad (23-8)$$

支管计算壁厚:

$$\delta_1 = \delta_{11} + C' \quad \text{mm} \quad (23-9)$$

计算时可以先假设一个厚度,然后进行计算,最后的取用壁厚应满足:

$$\delta_e \geq \delta$$

$$\delta_{e1} \geq \delta_1$$

验算时,焊制三通的允许工作压力按下式计算:

$$[P] = \frac{2\phi[\sigma]\delta_y}{D_o - \delta_y} \quad \text{MPa} \quad (23-10)$$

按上述计算后采用的三通壁厚,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

Y 形管可以锻制,如图 24-1 所示;也可以焊制,如图 24-2 所示。设计 Y 形管时应注意:

- 24.1.1 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。
- 24.1.2 支管与主管中心线夹角 $\psi_A \geq 45^\circ$ 。
- 24.1.3 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。
- 24.1.4 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。

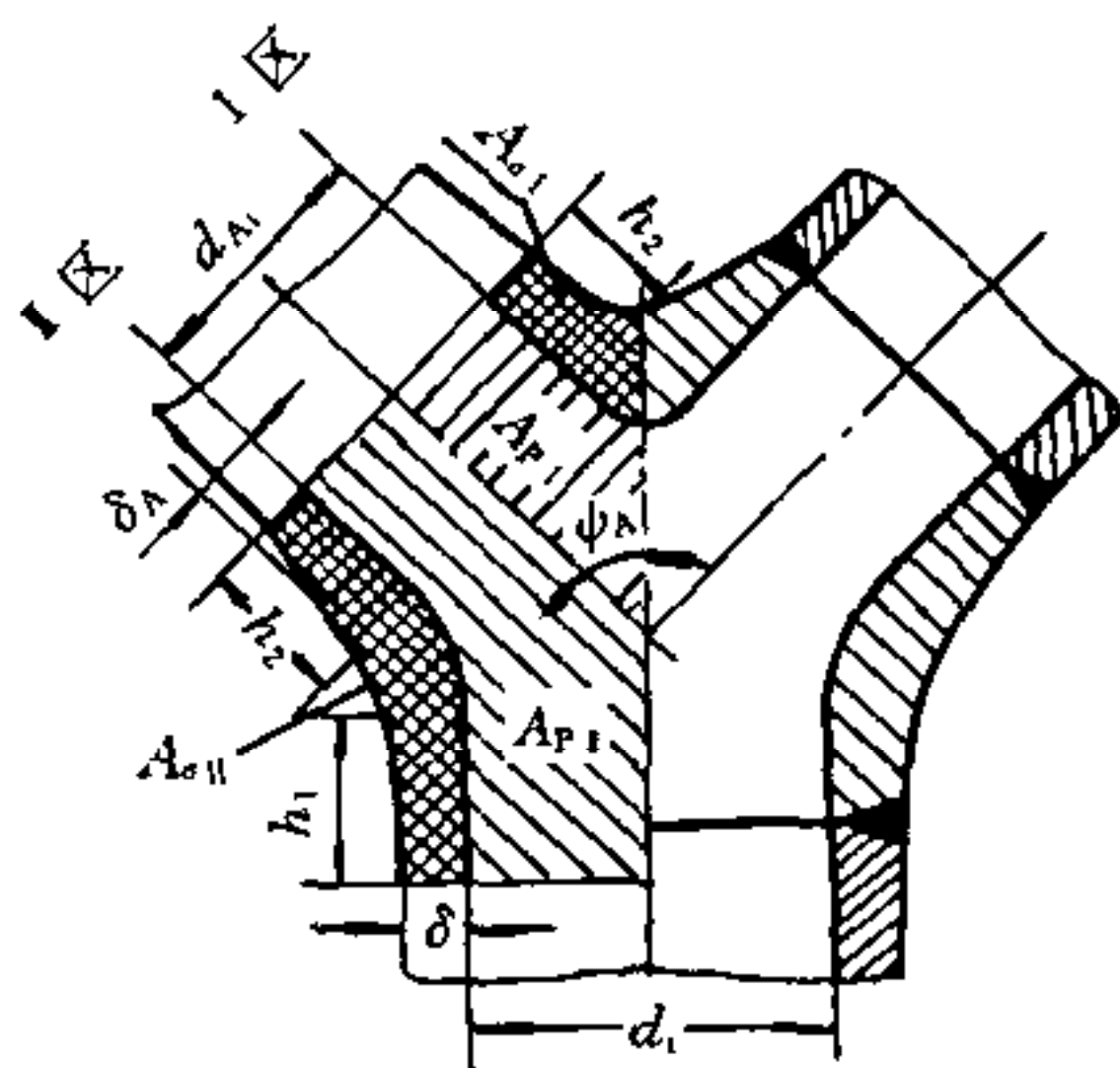


图 24-1 锻制 Y 形管

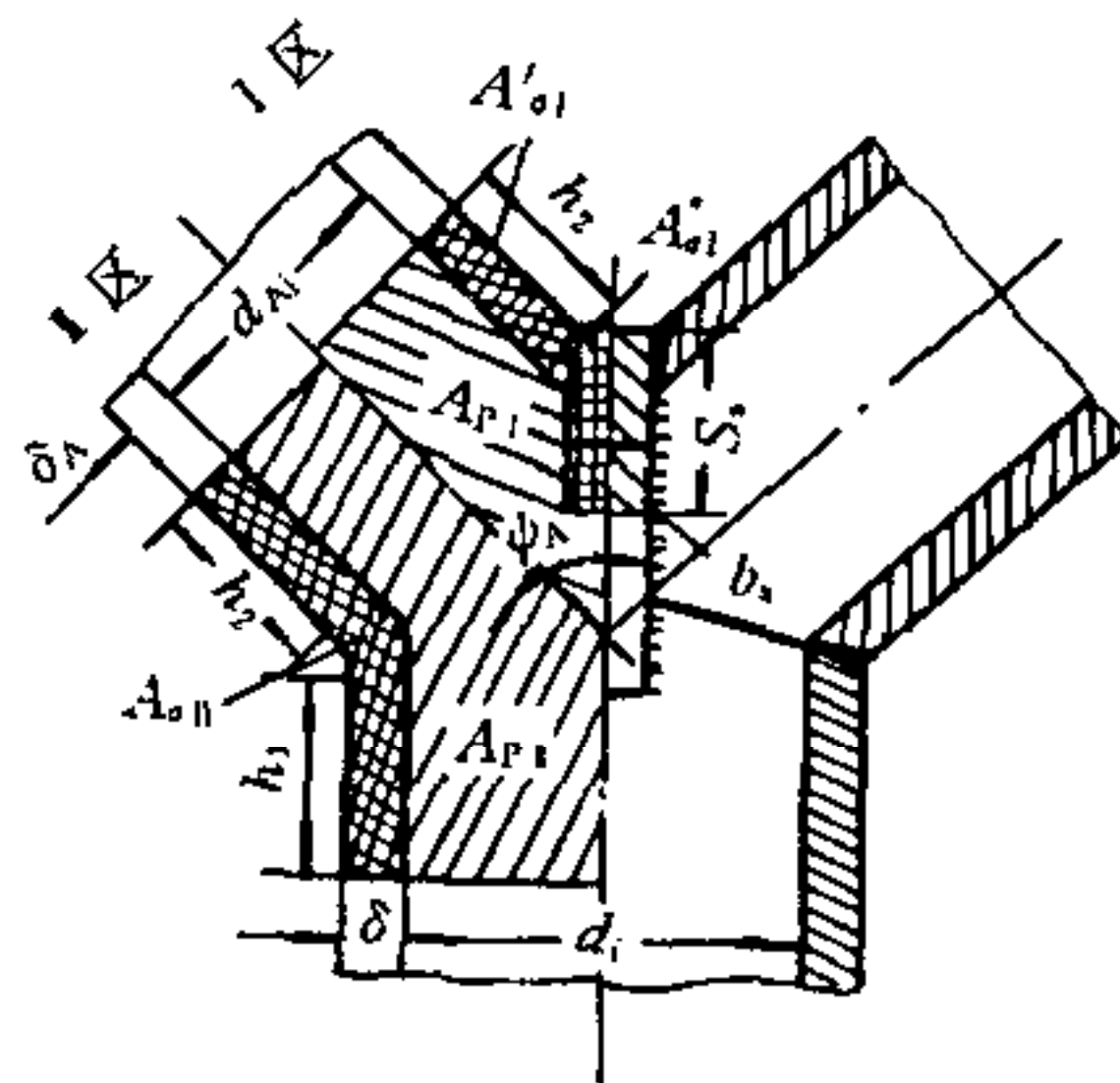


图 24-2 焊制 Y 形管

24.2 符号说明

d_i ——主管(或筒体)计算内直径(等于主管内直径加 2 倍壁厚附加量),mm;

d_{Ai} ——支管计算内直径(等于支管内直径加 2 倍壁厚附加量),mm;

δ ——主管(或筒体)实际壁厚,mm;

δ_A ——支管实际壁厚,mm;

ψ_A ——支管中心线与主管中心线的夹角,度;

b_s ——加强筋的厚度,应符合 $\delta < b_s < 2\delta$,mm;

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 24-1,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,mm²;

$A_{σI}$ 、 $A_{σII}$ 、 $A'_{σI}$ 、 $A'_{σII}$ ——补强有效范围内 I 区和 II 区的承载金属断面积,mm²;

$[\sigma]^t$ ——Y形管材料的许用应力,MPa;
 C, C_A ——主管(或筒体)和支管壁厚附加量,mm。

24.3 补强范围

主管(或筒体)补强的有效宽度:

$$h_1 = \sqrt{(d_i + \delta - C)(\delta - C)} \quad \text{mm} \quad (24-1)$$

支管补强的有效长度:

$$h_2 = (1 + 0.25 \frac{\phi_A}{90^\circ}) \sqrt{(d_{Ai} + \delta_A - C_A)(\delta_A - C_A)} \quad \text{mm} \quad (24-2)$$

24.4 补强条件

I 区

对于锻制 Y 形管:

$$P(\frac{A_{pi}}{A_{oi}} + \frac{1}{2}) \leq [\sigma]^t \quad \text{MPa} \quad (24-3)$$

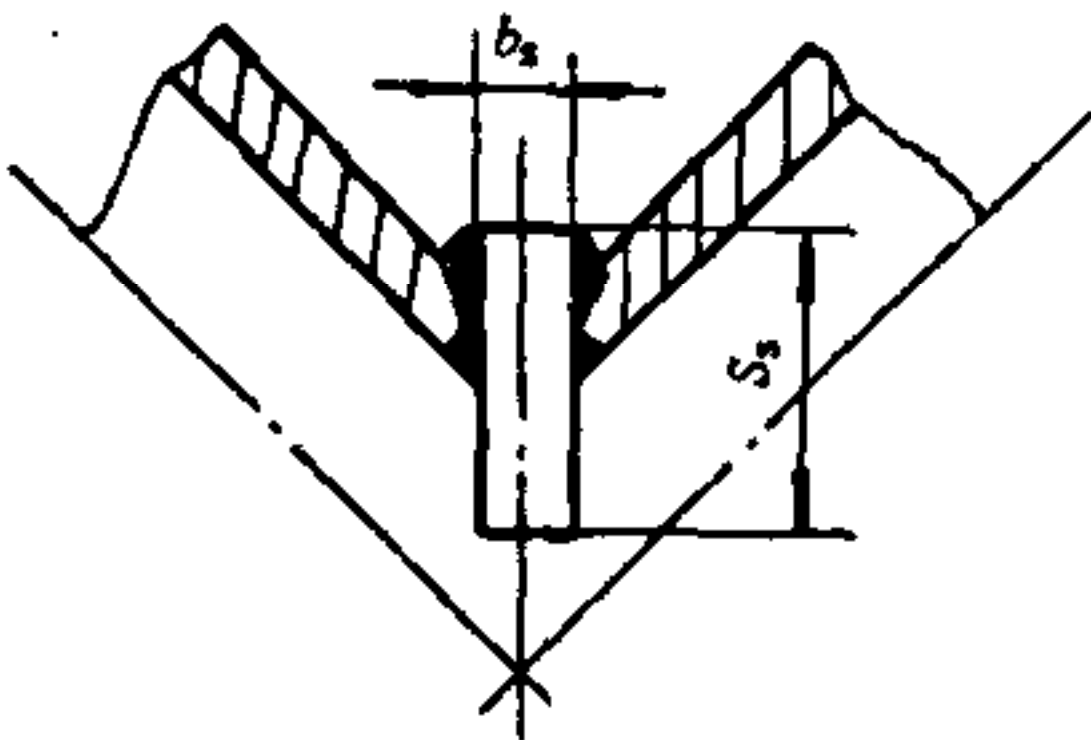
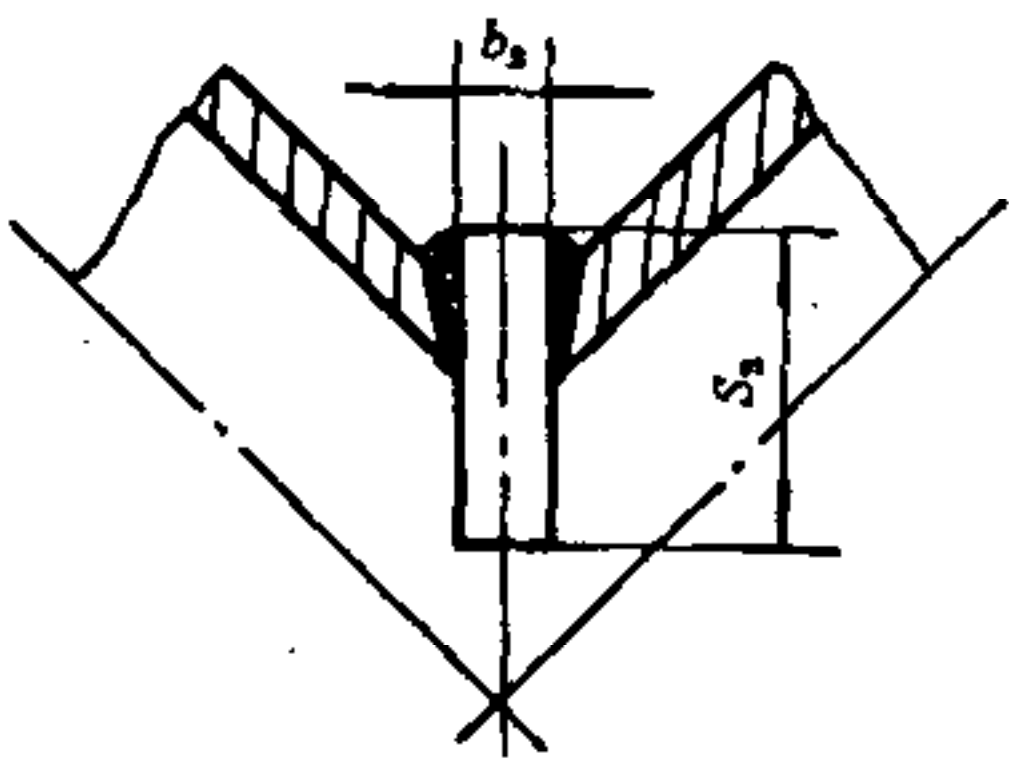
对于焊接 Y 形管:

$$P(\frac{A_{pi}}{A_{oi} + fA_{oi}} + \frac{1}{2}) \leq [\sigma]^t \quad \text{MPa} \quad (24-4)$$

II 区

$$P(\frac{A_{pi}}{A_{oi}} + \frac{1}{2}) \leq [\sigma]^t \quad \text{MPa} \quad (24-5)$$

表 24-1 承载力折算系数 f

加 强 筋 图 形	S_s/b_s	系数 f
<div></div> <div>双面焊 $\delta < b_s < 2\delta$</div>	3 4 5	1.0 0.9 0.8
<div></div> <div>单面焊 $\delta < b_s < 2\delta$</div>	3 4 5	0.9 0.8 0.7

25 Ω 型膨胀节的设计和计算

25.1 概 述

本章所述的 Ω 型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),也可以对接(见图 25-2)。

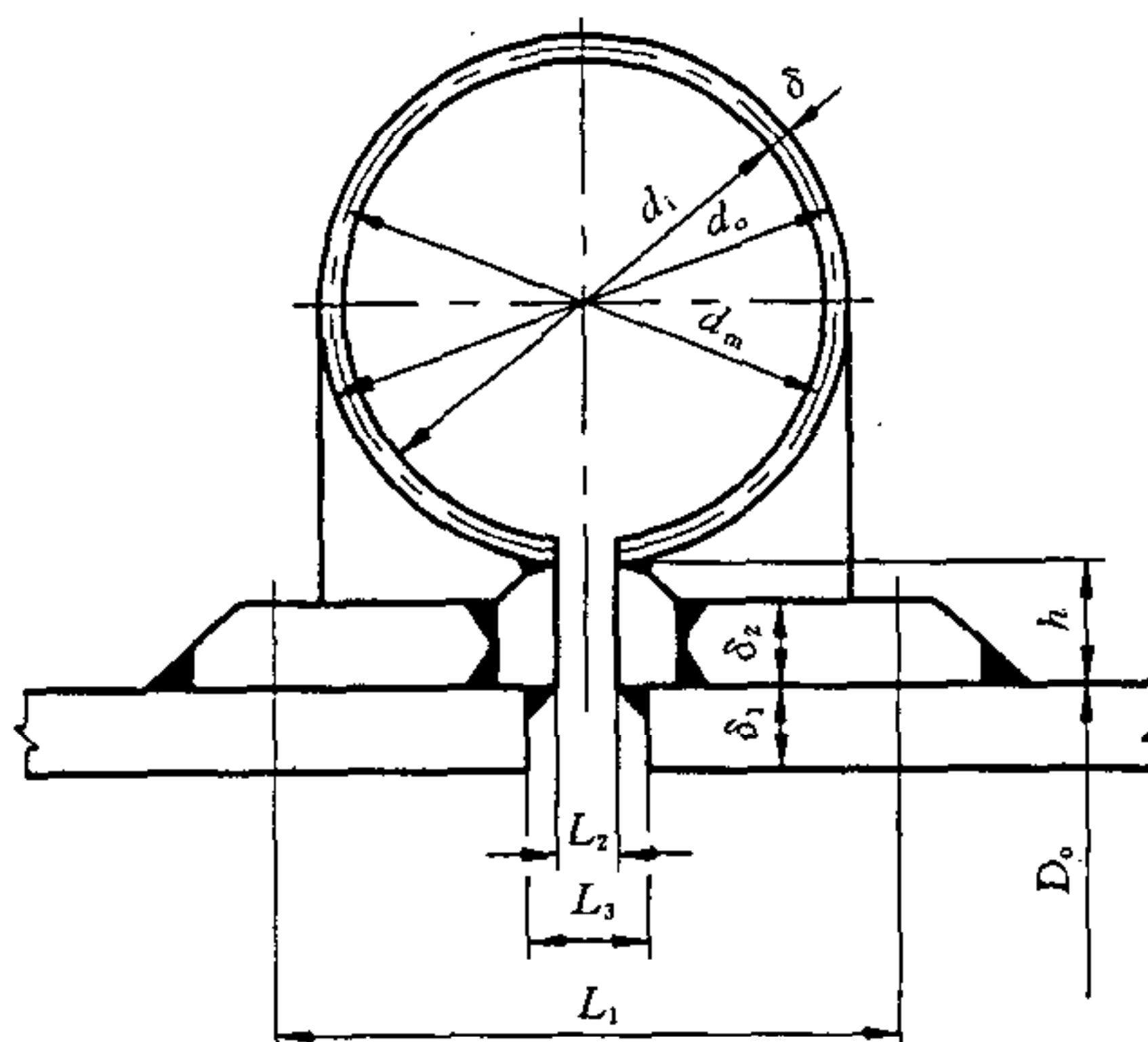


图 25-1 与壳体搭接连接的 Ω 型膨胀节

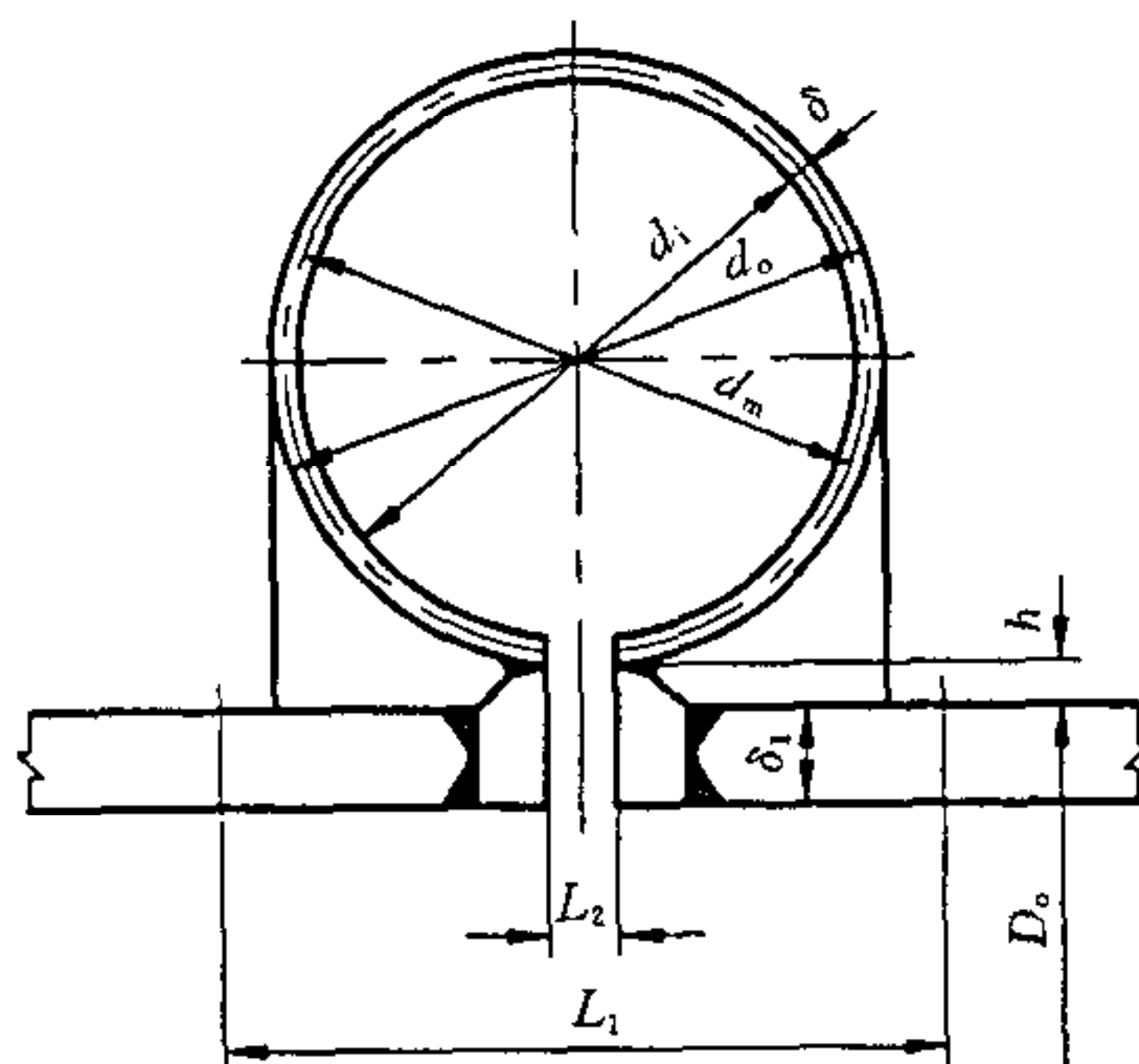


图 25-2 与壳体对接连接的 Ω 型膨胀节

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_o ——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_{1o} ——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_{2o} ——膨胀节部件短节的名义厚度扣除厚度附加量后的厚度(图 25-2,作为壳体使用),mm;
 L_1 ——壳体有效长度,按下式计算,但不应大于 120mm

$$\text{对于图 25-1:} \quad L_1 = 1.1 \sqrt{D_o \delta_{2o}} \quad \text{mm}$$

$$\text{对于图 25-2:} \quad L_1 = 1.1 \sqrt{D_o \delta_{1o}} \quad \text{mm}$$

- L_2 ——膨胀节开槽间距,按自由状态,mm;
 L_3 ——壳体端部间距,按自由状态,mm;
 h ——膨胀节开槽处管子外侧至壳体外侧的高度,mm;
 $[\sigma]^t$ ——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

$$[\sigma]_{\min}^t = \min([\sigma]^t, [\sigma]_s^t) \quad \text{MPa}$$

- 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 型膨胀节, $N_d = 2$;
 σ_R ——合成应力,MPa;
 $[N]$ ——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

$$\sigma = \frac{Pd_m}{2\delta_0} \leq [\sigma]^t \quad \text{MPa} \quad (25-1)$$

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

a. 对于膨胀节短节与壳体搭接的结构(见图 25-1)

$$\sigma_2 = \frac{P[D_0L_1 + 2(L_2h + L_3\delta_1 + \frac{\pi}{4}d_i^2)]}{2[(L_1 - L_3)\delta_1 + (L_1 - L_2)\delta_2 + \pi d_m\delta_0]} \leq [\sigma]_{\min}^t \quad \text{MPa} \quad (25-2)$$

b. 对于膨胀节短节与壳体对接的结构(见图 25-2)

$$\sigma_2' = \frac{P[D_0L_1 + 2(L_2h + \frac{\pi}{4}d_i^2)]}{2[(L_1 - L_2)\delta_2 + \pi d_m\delta_0]} \leq [\sigma]_{\min}^t \quad \text{MPa} \quad (25-3)$$

25.3.2 轴向位移作用下的应力

$$\sigma_3 = \frac{1.5E\delta\Delta}{d_o^2N_d} \quad \text{MPa} \quad (25-4)$$

25.3.3 内压和轴向位移同时作用下的合成应力

$$\sigma_R = \sigma_1 + \sigma_3 \quad \text{MPa} \quad (25-5)$$

25.4 疲劳寿命计算

对于膨胀节管子材料为奥氏体不锈钢时:

$$N = \left(\frac{5835.5}{\sigma_R} \right)^{3.5} \geq [N] \quad \text{次} \quad (25-6)$$

对于膨胀节管子材料为抗拉强度 $\sigma_b \leq 549\text{MPa}$ 的碳钢或低合金钢时:

$$N = \left(\frac{6187}{\sigma_R} \right)^{2.9} \geq [N] \quad \text{次} \quad (25-7)$$

26 外载荷对圆筒引起的局部应力计算

26.1 概 述

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、图 26-2)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,可参照本章计算。

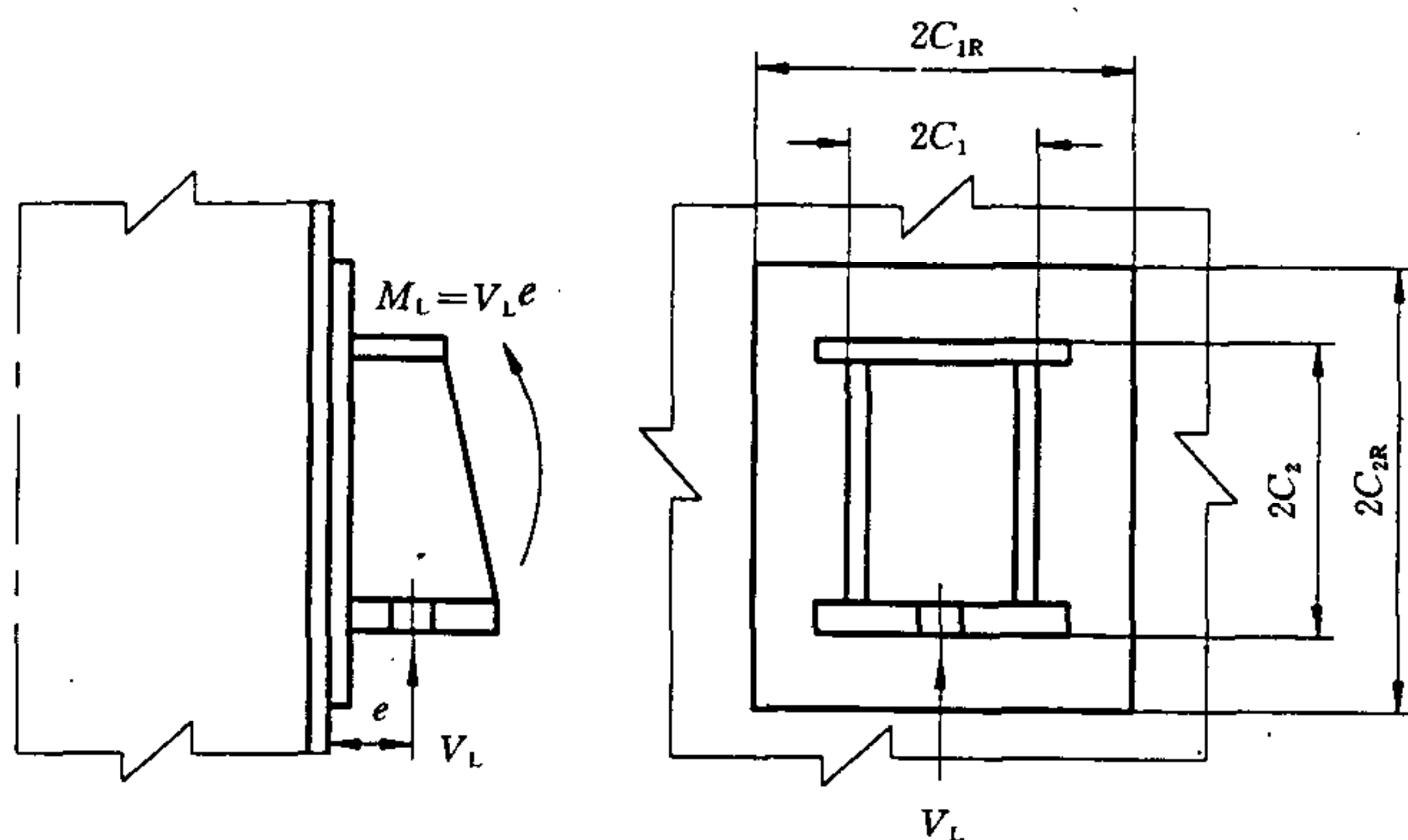


图 26-1 带有耳式支座的圆筒

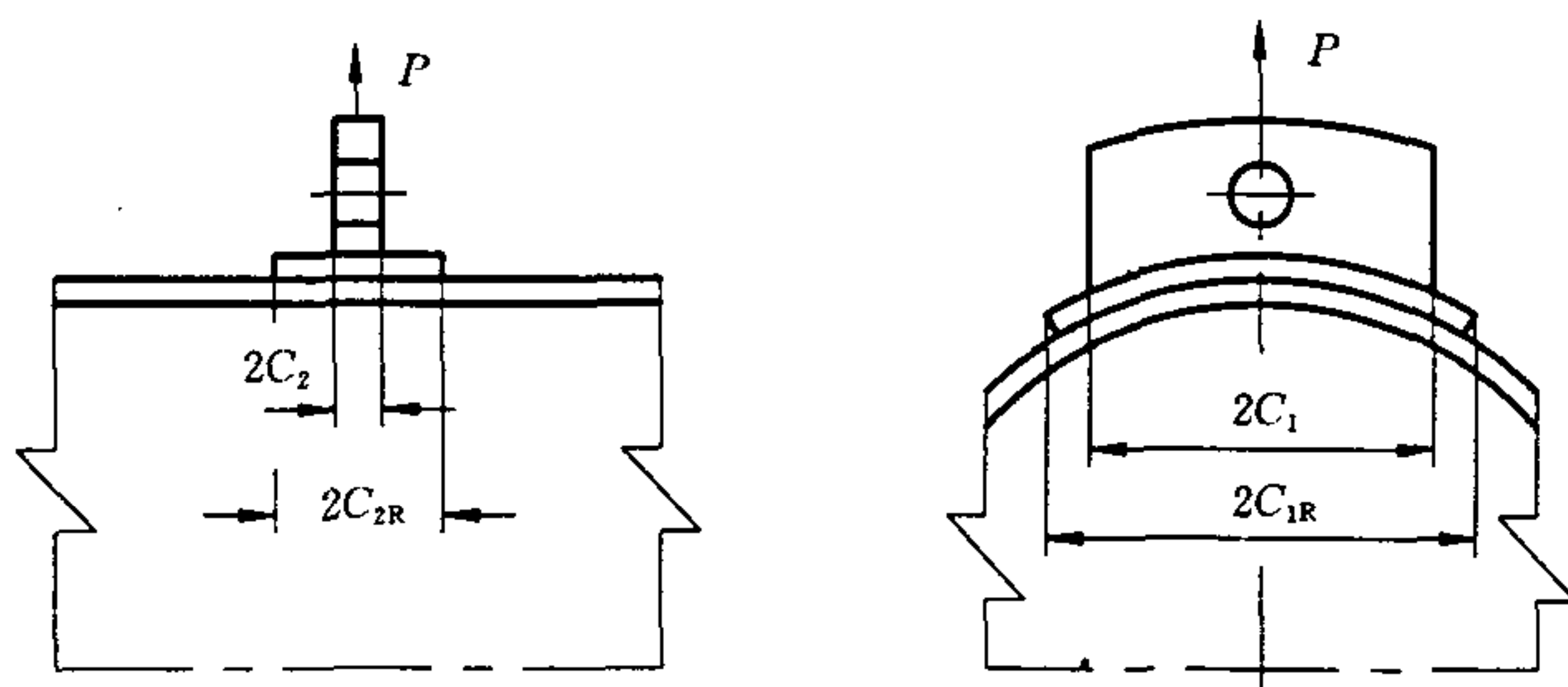


图 26-2 带有起吊装置的圆筒

当需要设置衬垫板时,衬垫板应采用和圆筒同样的材料。

本章的适用条件如下:

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。

本章对于所涉及的各种载荷,不论属于静止或交变性质都能适用。

26.2 符号说明

以下符号说明可参见图 26-3 和图 26-4。

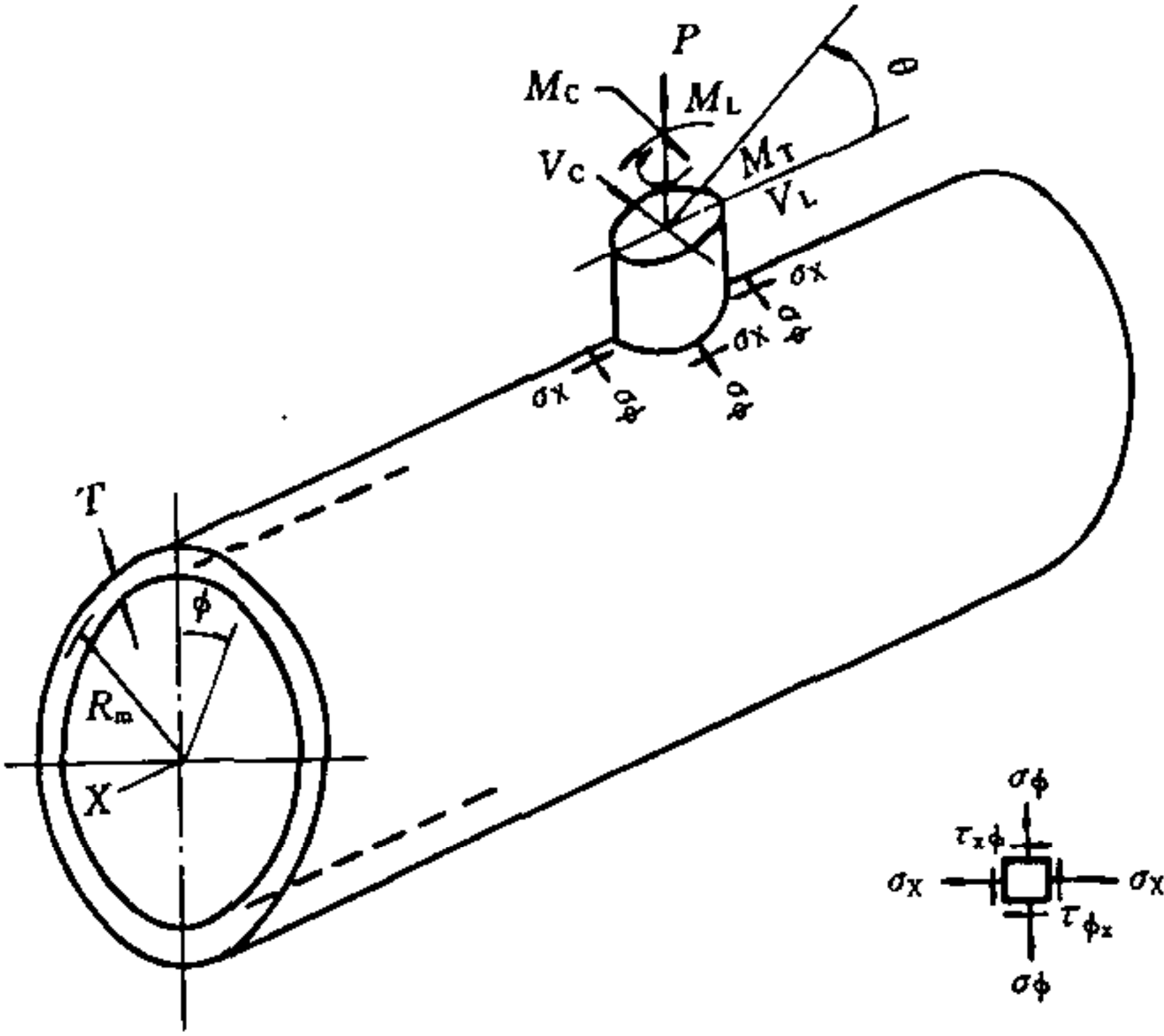


图 26-3 附件周边处圆筒上的应力方向

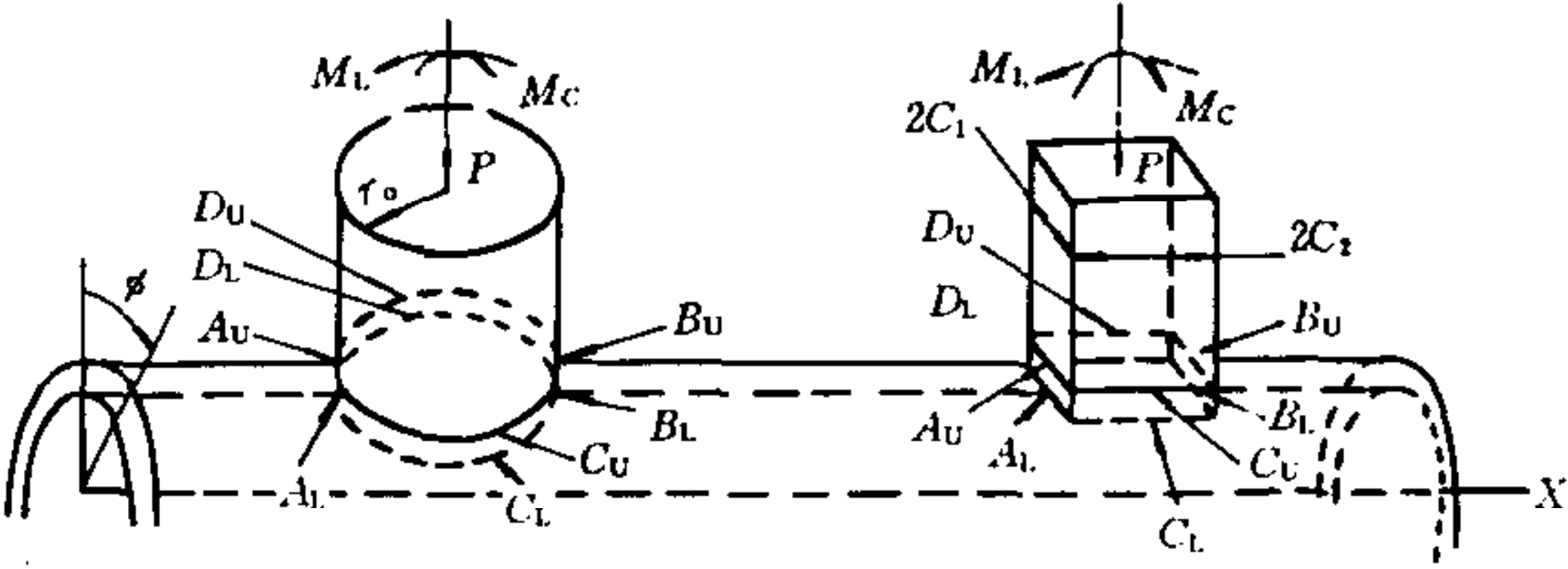


图 26-4 圆筒上的圆形和矩形附件

外力、外力矩均以图 26-3、图 26-4 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 26-4 中所列的符号相反。

A_L ——A 点内壁表面,见图 26-4;

A_m ——A 点器壁中面;

A_U —— A 点外壁表面,见图 26-4;
 B_L —— B 点内壁表面,见图 26-4;
 B_m —— B 点器壁中面;
 B_U —— B 点外壁表面,见图 26-4;
 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 26-1;
 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;
 C_L —— C 点内壁表面,见图 26-4;
 C_m —— C 点器壁中面;
 C_U —— C 点外壁表面,见图 26-4;
 D_L —— D 点内壁表面,见图 26-4;
 D_m —— D 点器壁中面;
 D_U —— D 点外壁表面,见图 26-4;
 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 26-3;
 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 26-3;
 K_b ——弯曲应力集中系数,可由图 26-5 查取;
 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 26-1;
 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;
 K_n ——薄膜应力集中系数,可由图 26-5 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, $N \cdot mm$;
 M_i ——内力矩 M_x 、 M_ϕ 的总称, $N \cdot mm/mm$;
 M_L ——作用在附件上沿圆筒轴向的外力矩, $N \cdot mm$;
 M_T ——作用在附件中心轴上的扭矩, $N \cdot mm$;
 M_x ——由外载荷引起在圆筒上沿圆筒轴向的内力矩, $N \cdot mm/mm$;
 M_ϕ ——由外载荷引起在圆筒上沿圆筒周向的内力矩, $N \cdot mm/mm$;
 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_0 ——圆形附件半径,mm;

r_{0R} ——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_s ——圆筒材料的许用应力幅,由 JB 4732-94 的图 C-1 确定,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

当为圆形附件时

$$\beta = \frac{0.875r_0}{R_m}$$

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

如 $\frac{\beta_1}{\beta_2} > 1$

则

$$\beta = [1 - \frac{1}{3} (\frac{\beta_1}{\beta_2} - 1)(1 - K_1)] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$$

如 $\frac{\beta_1}{\beta_2} < 1$

则

$$\beta = [1 - \frac{4}{3} (1 - \frac{\beta_1}{\beta_2})(1 - K_2)] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$$

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 $\beta = \sqrt[3]{\beta_1^2 \beta_2}$, 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 $\beta = K_c \sqrt[3]{\beta_1^2 \beta_2}$ 。

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 $\beta = \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2^2}$, 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 $\beta = K_L \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2^2}$ 。

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;

$[\sigma]$ ——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;

$\left(\frac{N_xR_m}{P}\right)$ ——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;

$\left(\frac{N_xR_m^2\beta}{M_c}\right)$ ——由外力矩 M_c 在圆筒上引起轴向薄膜应力的系数;

$\left(\frac{M_xR_m\beta}{M_c}\right)$ ——由外力矩 M_c 在圆筒上引起轴向弯曲应力的系数;

$\left(\frac{N_xR_m^2\beta}{M_L}\right)$ ——由外力矩 M_L 在圆筒上引起轴向薄膜应力的系数;

$\left(\frac{M_xR_m\beta}{M_L}\right)$ ——由外力矩 M_L 在圆筒上引起轴向弯曲应力的系数。

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 26.2 所列的符号说明,确定圆筒参数 γ 和附件参数 β 。

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 $\gamma = \frac{R_m}{T+T_R}$ 。

在确定附件参数 β 时,应针对圆形、方形或矩形附件,按 26.2 符号说明中所表示的值分别确定;当为矩形附件时,按 26.2 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,其代表性的地点为图 26-4 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。

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。

当载荷不带交变性质或按 JB 4732—94 的判定可以免除疲劳分析时,取应力集中系数 $K_b=K_n=1.0$ 。

当载荷带有交变性质且按 JB 4732—94 的判定要求进行疲劳分析时,则应由图 26—5 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,按表 26—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,代入表 26—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、外力矩和图 26—4 所示方向相同时, A、B、C、D 各点处的应力符号即为表中所列符号;当外力、外力矩中之任一者和图 26—4 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 26—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超过 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 时,在确定圆筒参数 γ 时以 $(T+T_R)$ 代替 T 值,并在表 26—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_o 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,代入表 26—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,但在表 26—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、外力矩方向和图 26—4 中所示方向相同时, A、B、C、D 各点处的应力符号即为表中所列符号;当外力、外力矩中之任一者和图 26—4 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 26—4 中所列的符号相反。

26.3.3 局部应力的校核

按表 26—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 ,然后按下式取两者中之较大者作为复合应力的当量强度 σ :

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \sigma_\phi + \sigma_x \pm \sqrt{(\sigma_\phi - \sigma_x)^2 + 4\tau^2} \\ \sigma &= \sqrt{(\sigma_\phi - \sigma_x)^2 + 4\tau^2} \end{aligned} \right\} \quad (26-1)$$

各点应力的校核条件如下:

当载荷不带交变性质,或按 JB 4732—94 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 $\sigma \leq 3[\sigma]^t$ 。

当外载荷带有交变性质，且按 JB 4732-94 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，另引入由图 26-5 所确定的 K_b 、 K_s 值计算各项应力，并由式 (26-1) 组合后进行疲劳校核：

$$\sigma \leq 2S_s$$

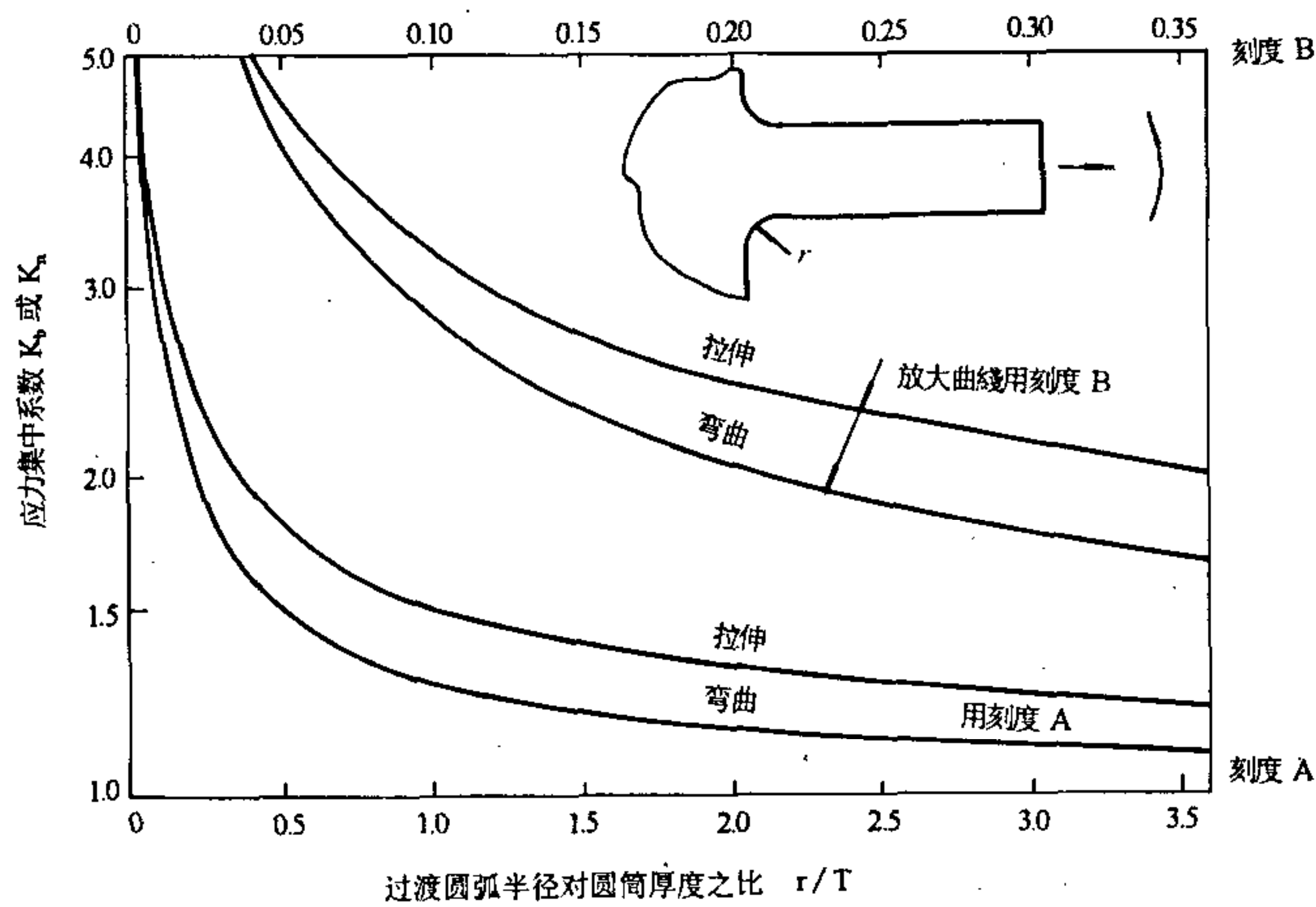


图 26-5 应力集中系数 K_b 和 K_s

表 26-1 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 承受轴向弯矩 M_L 时的系数 C_L, K_L

$\frac{\beta_1}{\beta_2}$	γ	C_c		K_c	
		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
$\frac{1}{2}$	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 26-3 承受径向载荷 P 时的系数 K_1, K_2

需求内力(矩) 系 数	N_ϕ	N_x	M_ϕ	M_x
K_1	0.91	1.68	1.76	1.2
K_2	1.48	1.2	0.88	1.25

表 26-4 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 26-21 C、D 点 26-20	$K_n \left(\frac{N_x R_m}{P} \right) \frac{P}{R_m T}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
由 P 引起弯曲	A、B 点 26-19 C、D 点 26-16	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	/	/	/	/
由 M _c 引起薄膜	26-8	$K_n \left(\frac{N_x R_m^2 \beta}{M_c} \right) \frac{M_c}{R_m^2 \beta T}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M _c 引起弯曲	26-6	$K_b \left(\frac{N_x R_m \beta}{M_c} \right) \frac{6M_c}{R_m \beta T^2}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M _L 引起薄膜	26-14	$K_n \left(\frac{N_x R_m^2 \beta}{M_L} \right) \frac{M_L}{R_m^2 \beta T}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 M _L 引起弯曲	26-10、26-11 中较大者 ^①	$K_b \left(\frac{N_x R_m \beta}{M_L} \right) \frac{6M_L}{R_m \beta T^2}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
由 P _c 引起薄膜	/	$\frac{P_c R_m}{T}$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
φ 方向代数和			σ _φ											
由 P 引起薄膜	A、B 点 26-20 C、D 点 26-21	$K_n \left(\frac{N_x R_m}{P} \right) \frac{P}{R_m T}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
由 P 引起弯曲	A、B 点 26-17 C、D 点 26-18	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	/	/	/	/
由 M _c 引起薄膜	26-9	$K_n \left(\frac{N_x R_m^2 \beta}{M_c} \right) \frac{M_c}{R_m^2 \beta T}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M _c 引起弯曲	26-7	$K_b \left(\frac{M_x R_m \beta}{M_c} \right) \frac{6M_c}{R_m \beta T^2}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M _L 引起薄膜	26-15	$K_n \left(\frac{N_x R_m^2 \beta}{M_L} \right) \frac{M_L}{R_m^2 \beta T}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 M _L 引起弯曲	26-12、26-13 中较大者 ^②	$K_b \left(\frac{N_x R_m \beta}{M_L} \right) \frac{6M_L}{R_m \beta T^2}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
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	/	$\frac{V_c}{\pi r_0 T}$ ^③	+	+	-	-	/	/	/	/	+	-	/	/
由 V _L 引起剪切	/	$\frac{V_L}{\pi r_0 T}$ ^④	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M _T 引起剪切	/	$\frac{M_T}{2\pi r_0^2 T}$ ^⑤	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和			τ											

注：①A、B 点应力由图 26-10，AB、CD 点间应力由图 26-11，保守地取在 A、B 点。
②A、B 点应力由图 26-12，AB、CD 点间应力由图 26-13，保守地取在 A、B 点。
③当为矩形附件时，式中 r₀ 用 C₁（和 V_c 的作用线相平行）代替。
④当为矩形附件时，式中 r₀ 用 C₂（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。

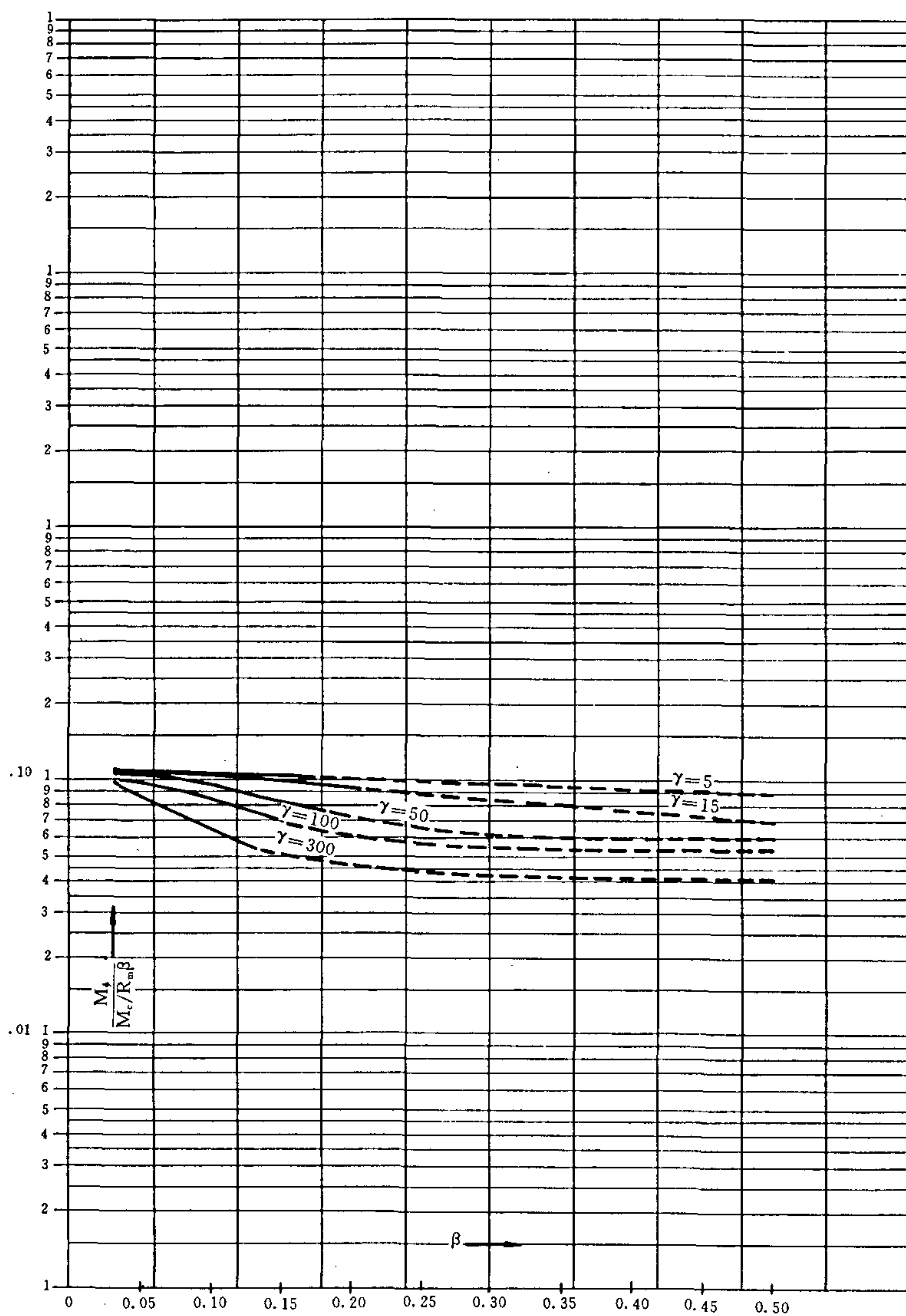


图 26-6 由周向外力矩 M_c 在圆筒上引起的内力矩 $M_s / (M_c / R_m \beta)$

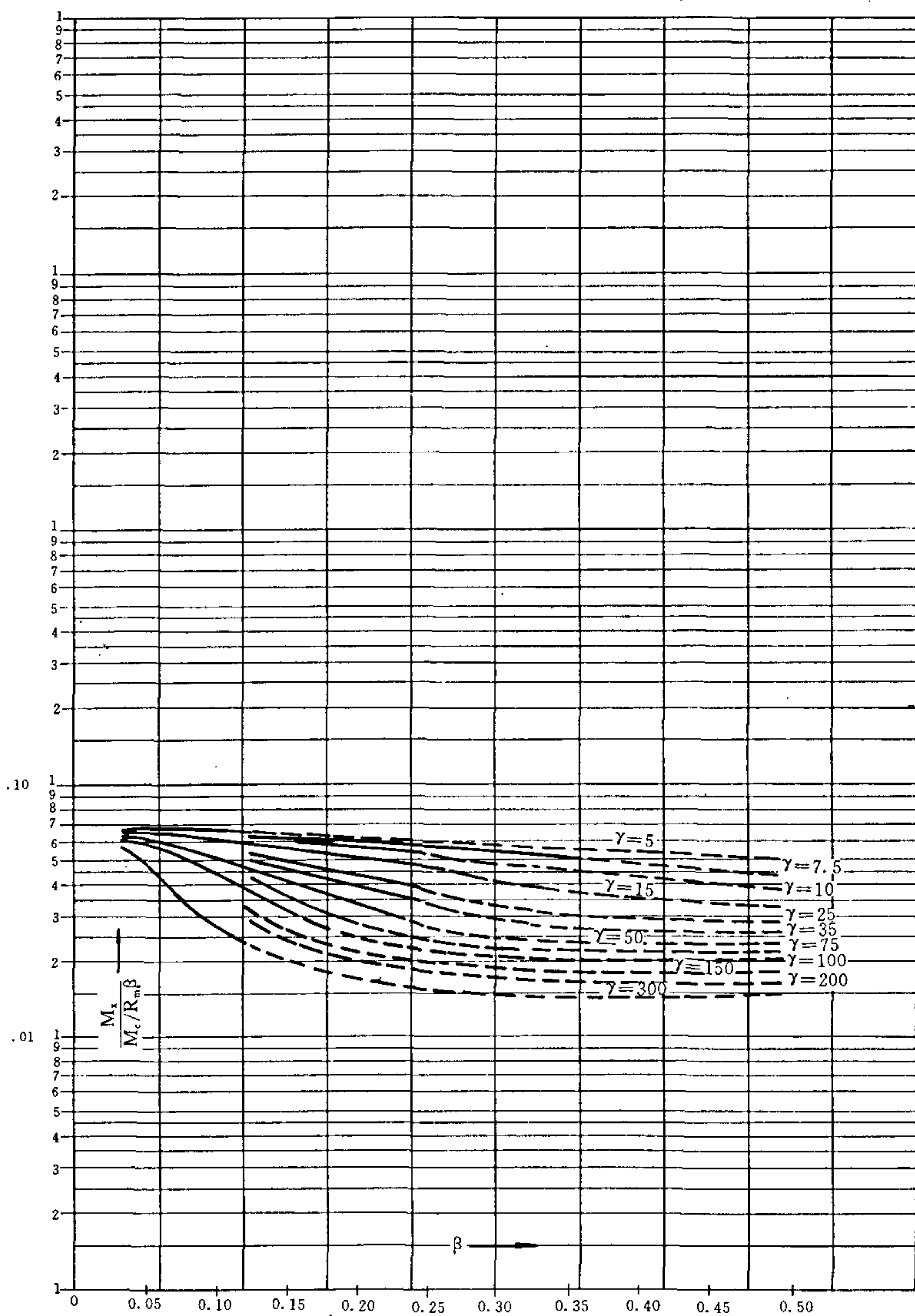


图 26-7 由周向外力矩 M_c 在圆筒上引起的内力矩 $M_x/(M_c/R_m\beta)$

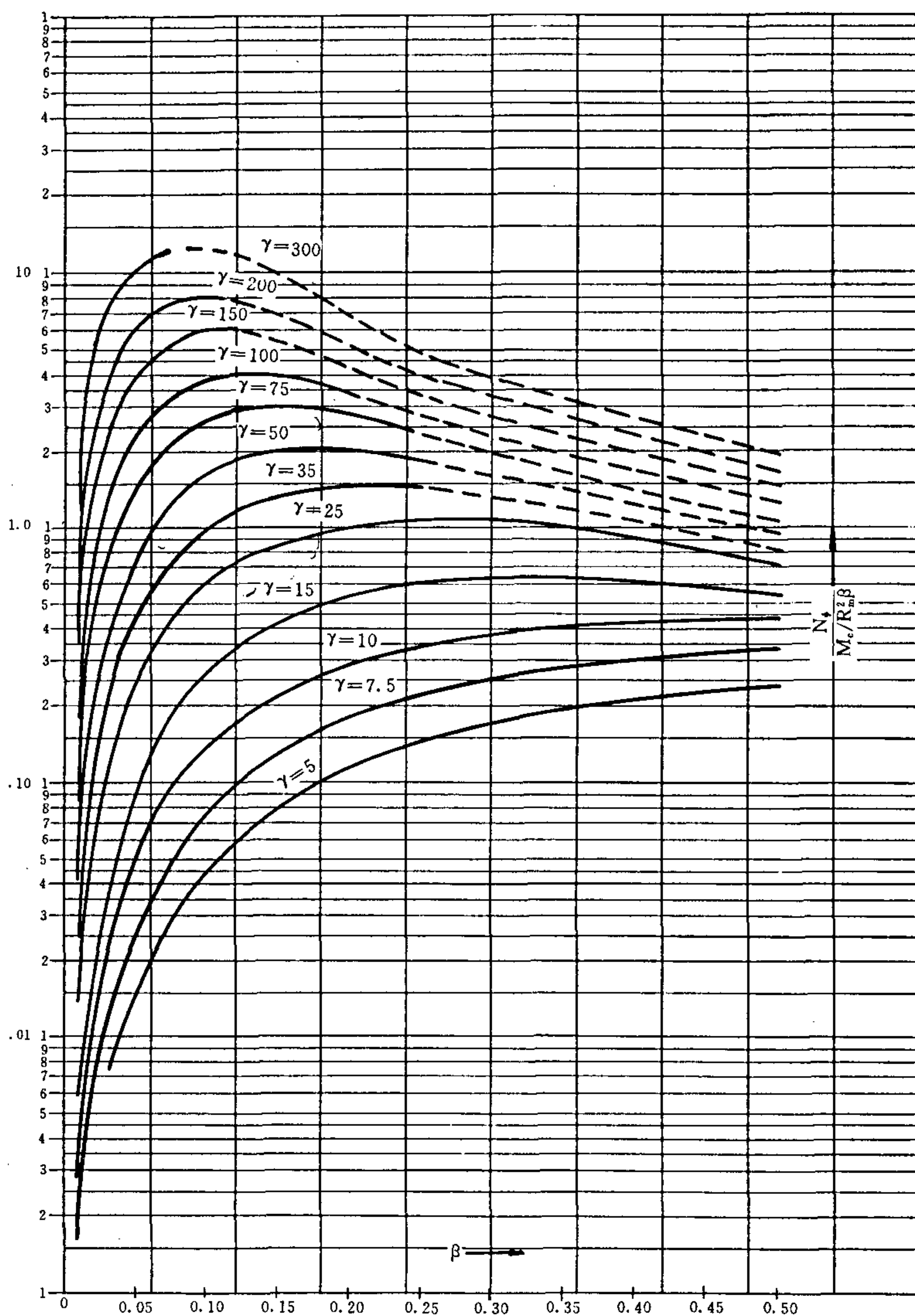


图 26-8 由周向外力矩 M_c 在圆筒上引起的内力 $N_\phi / (M_c / R_m^2 \beta)$

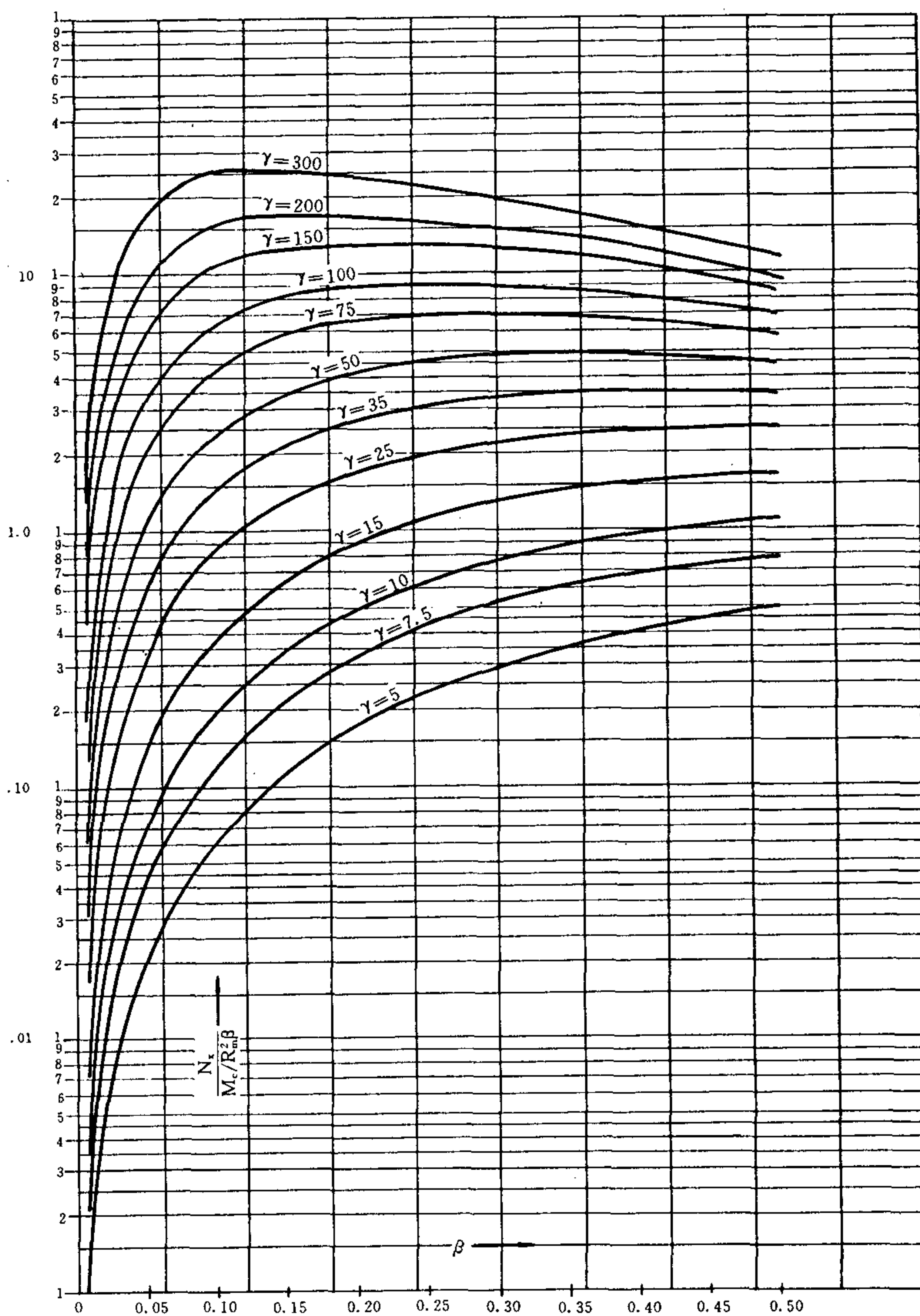


图 26-9 由周向外力矩 M_c 在圆筒上引起的内力 $N_x / (M_c / R_m^2 \beta)$

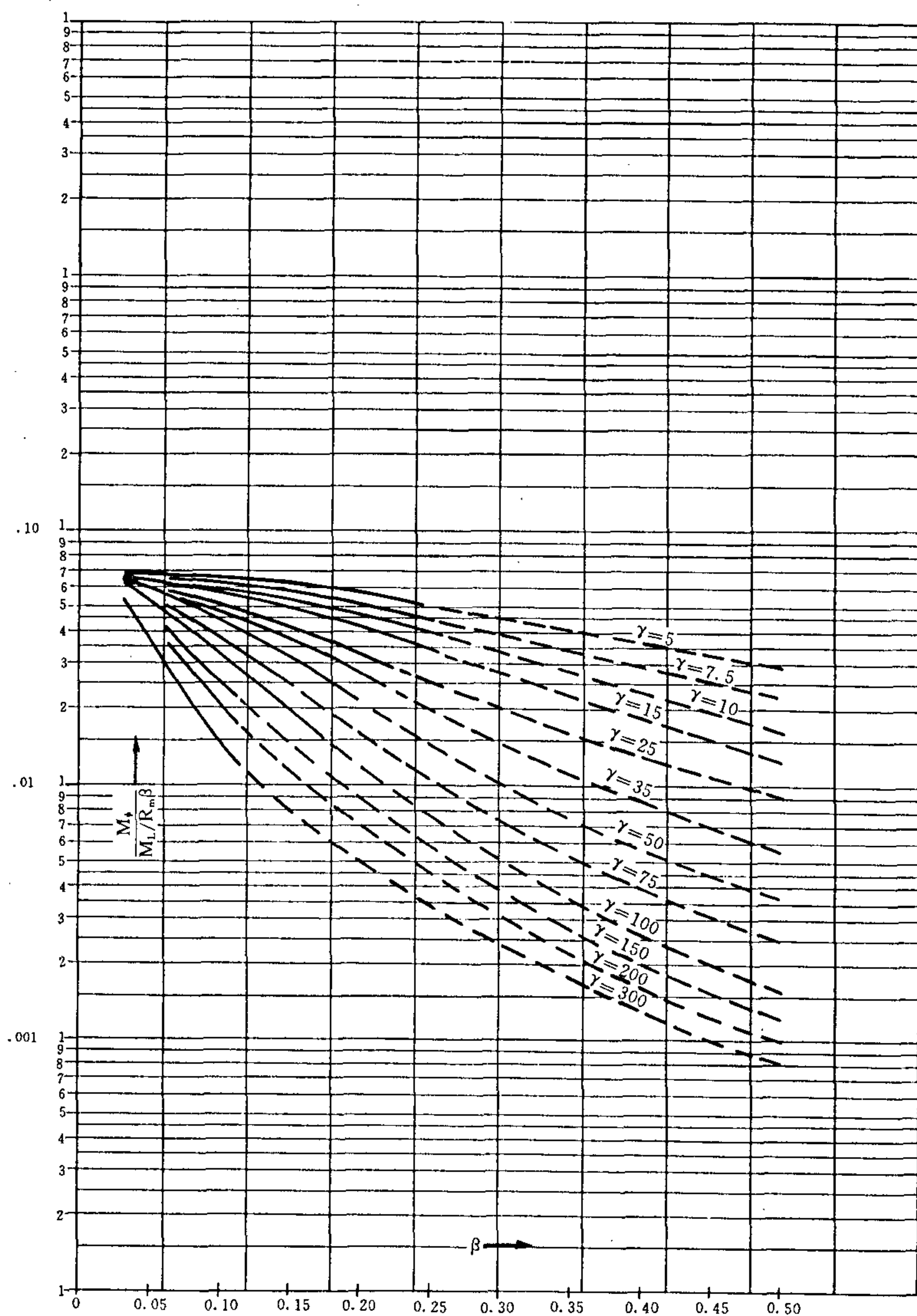


图 26-10 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力矩 $M_\phi / (M_L / R_m \beta)$

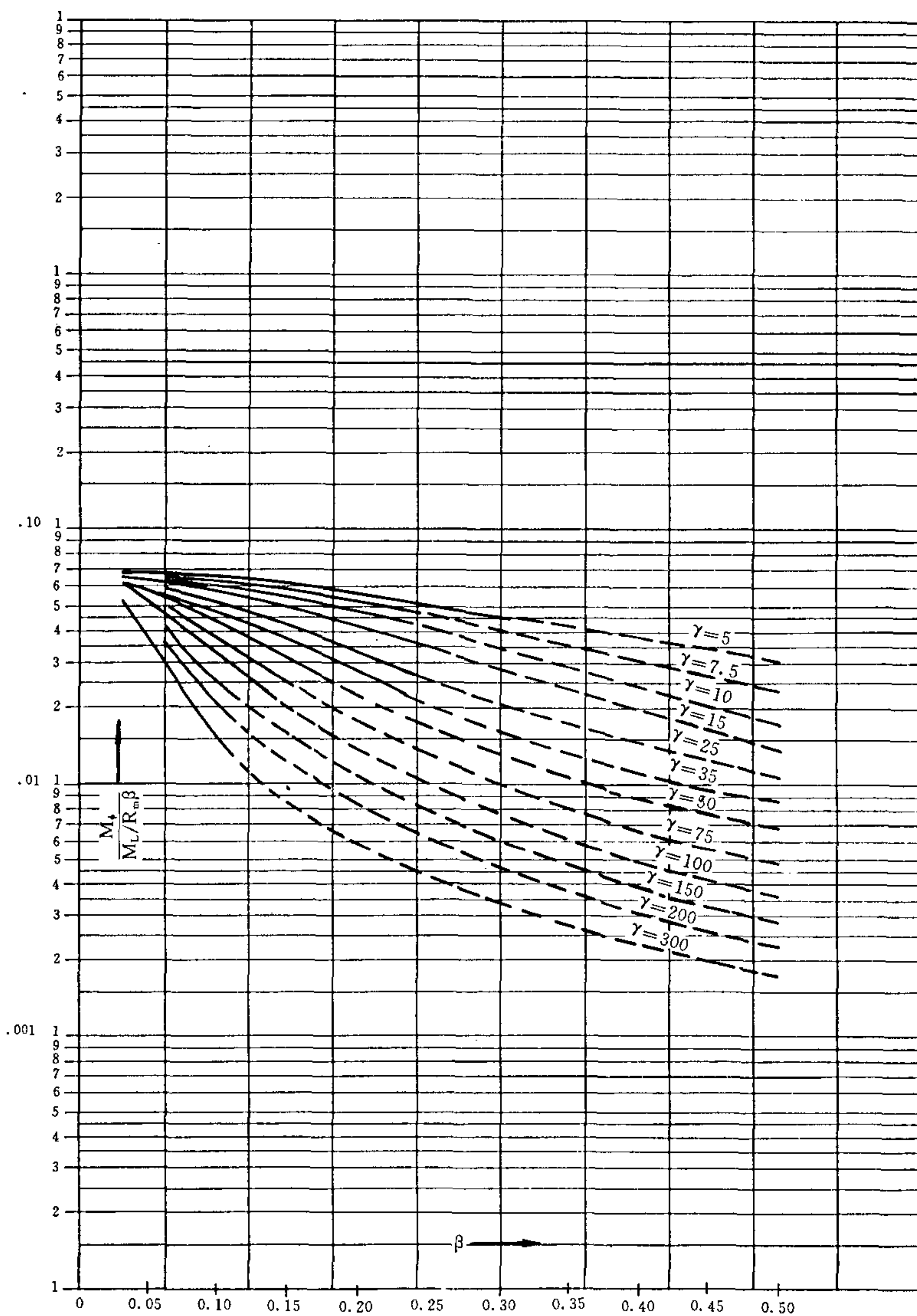


图 26-11 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力矩 $M_+ / (M_L / R_m \beta)$

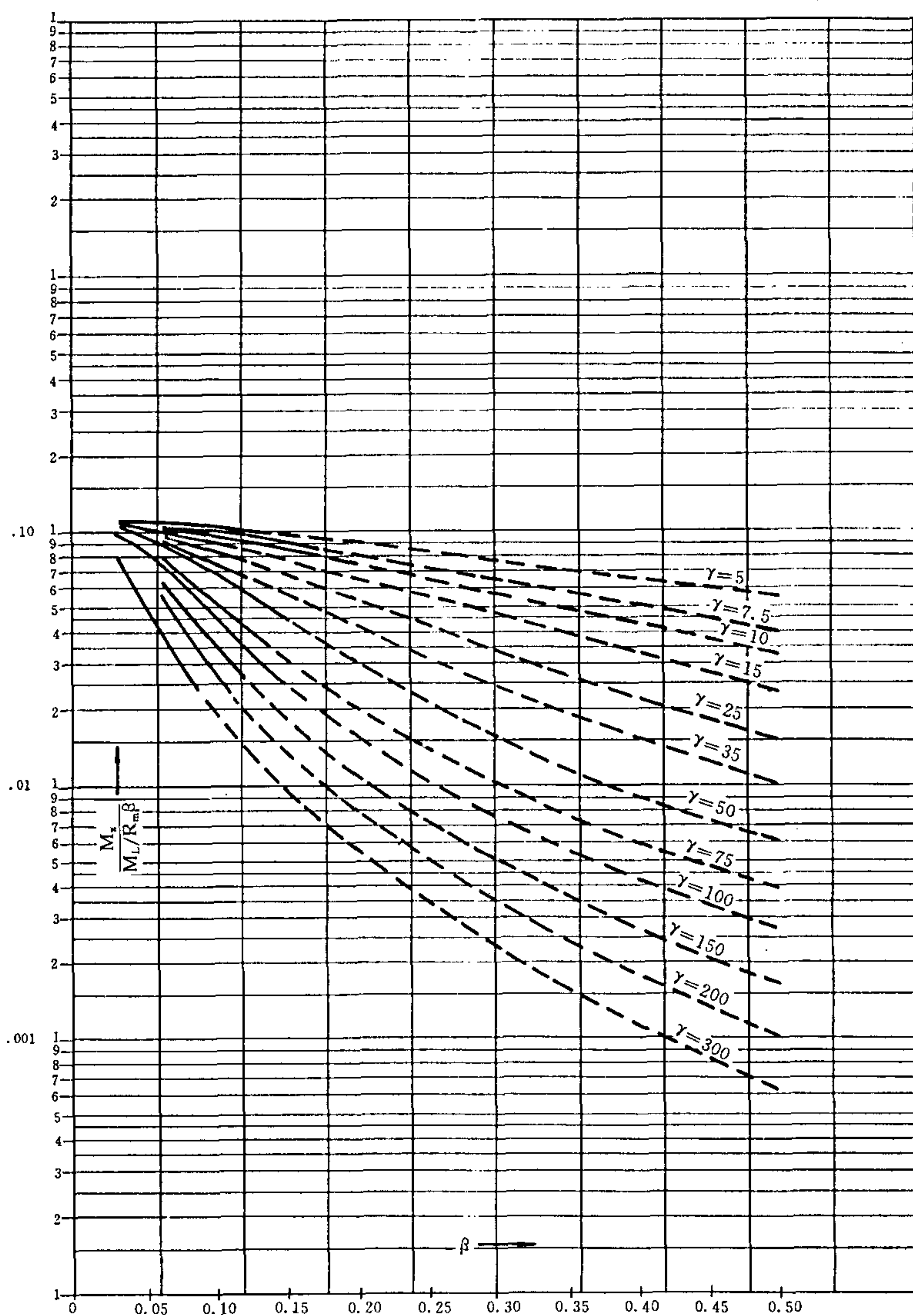


图 26-12 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力矩 $M_x / (M_L / R_m \beta)$

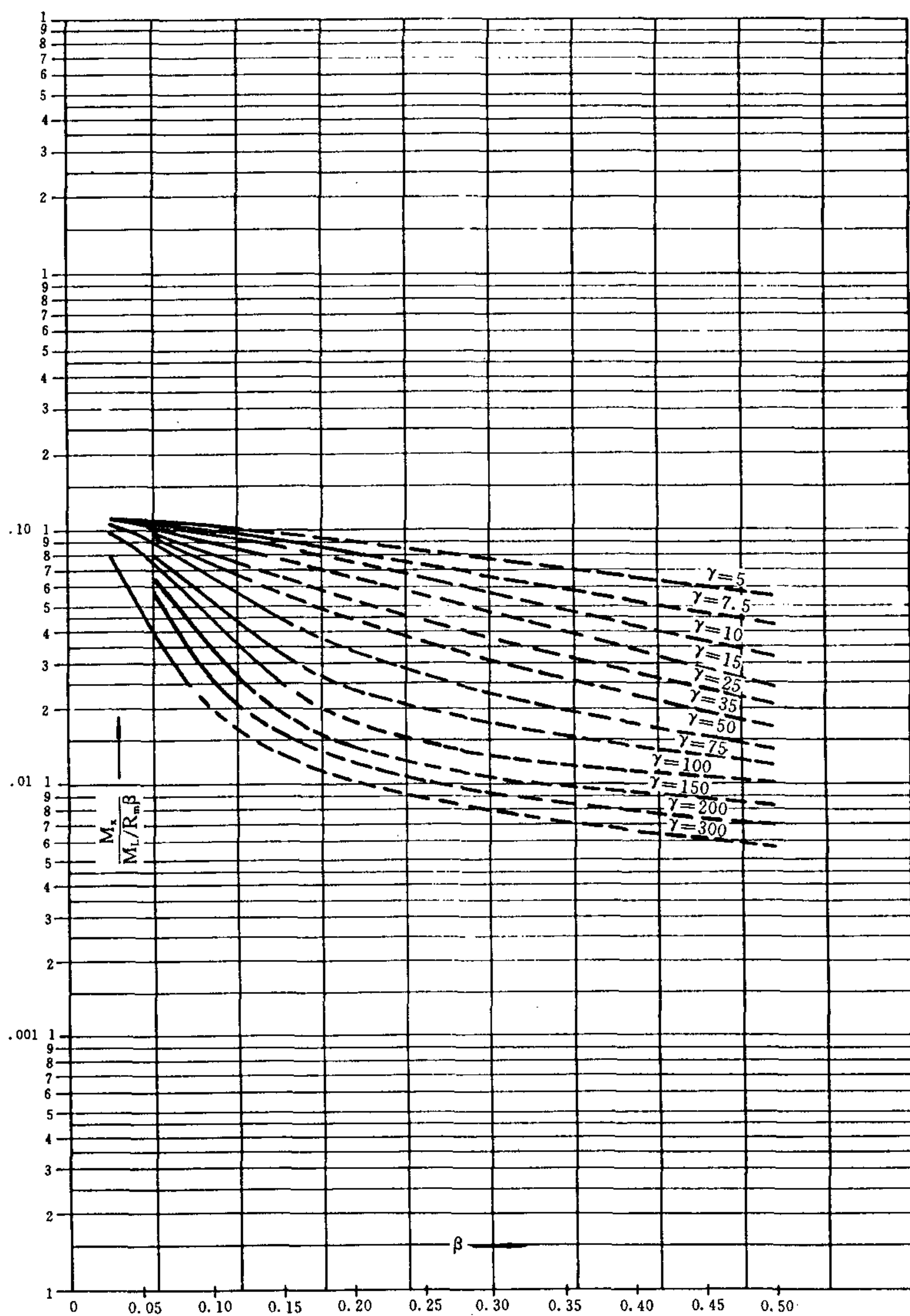


图 26-13 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力矩 $M_x / (M_L / R_m \beta)$

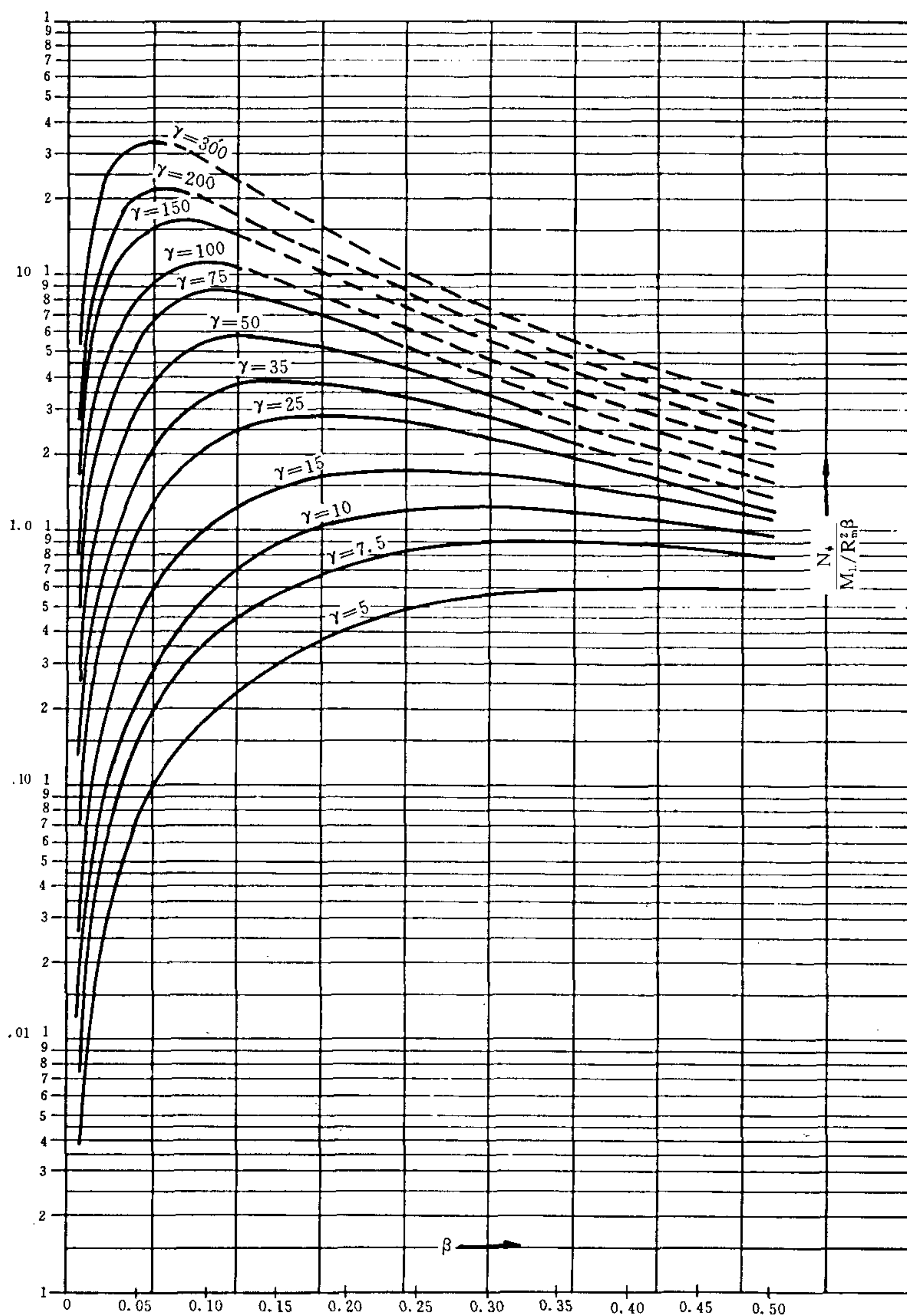


图 26-14 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力 $N_0/(M_L/R_m^2\beta)$

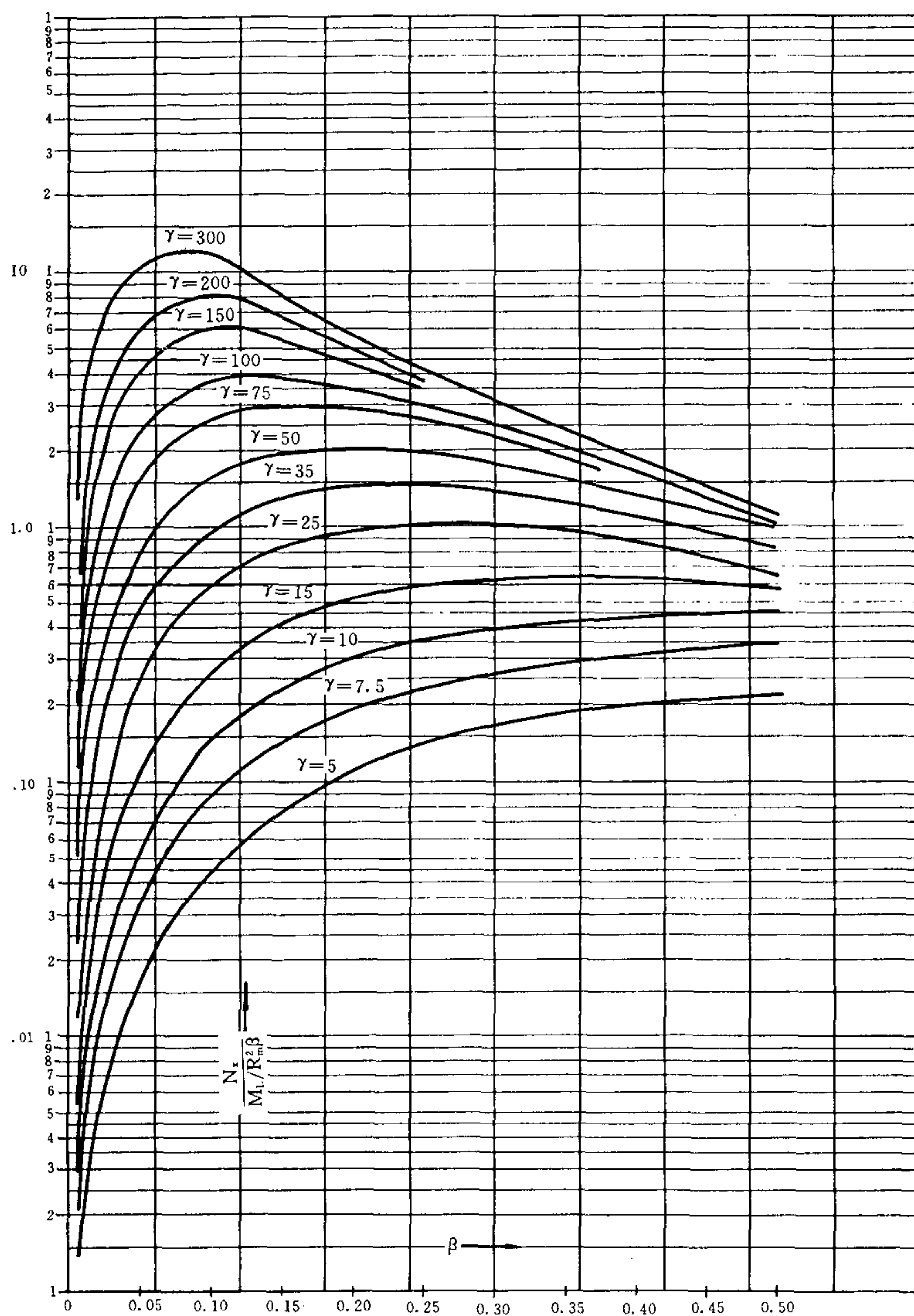


图 26-15 由轴向外力矩 M_L 在圆筒上引起的内力 $N_x / (M_L / R_m^2 \beta)$

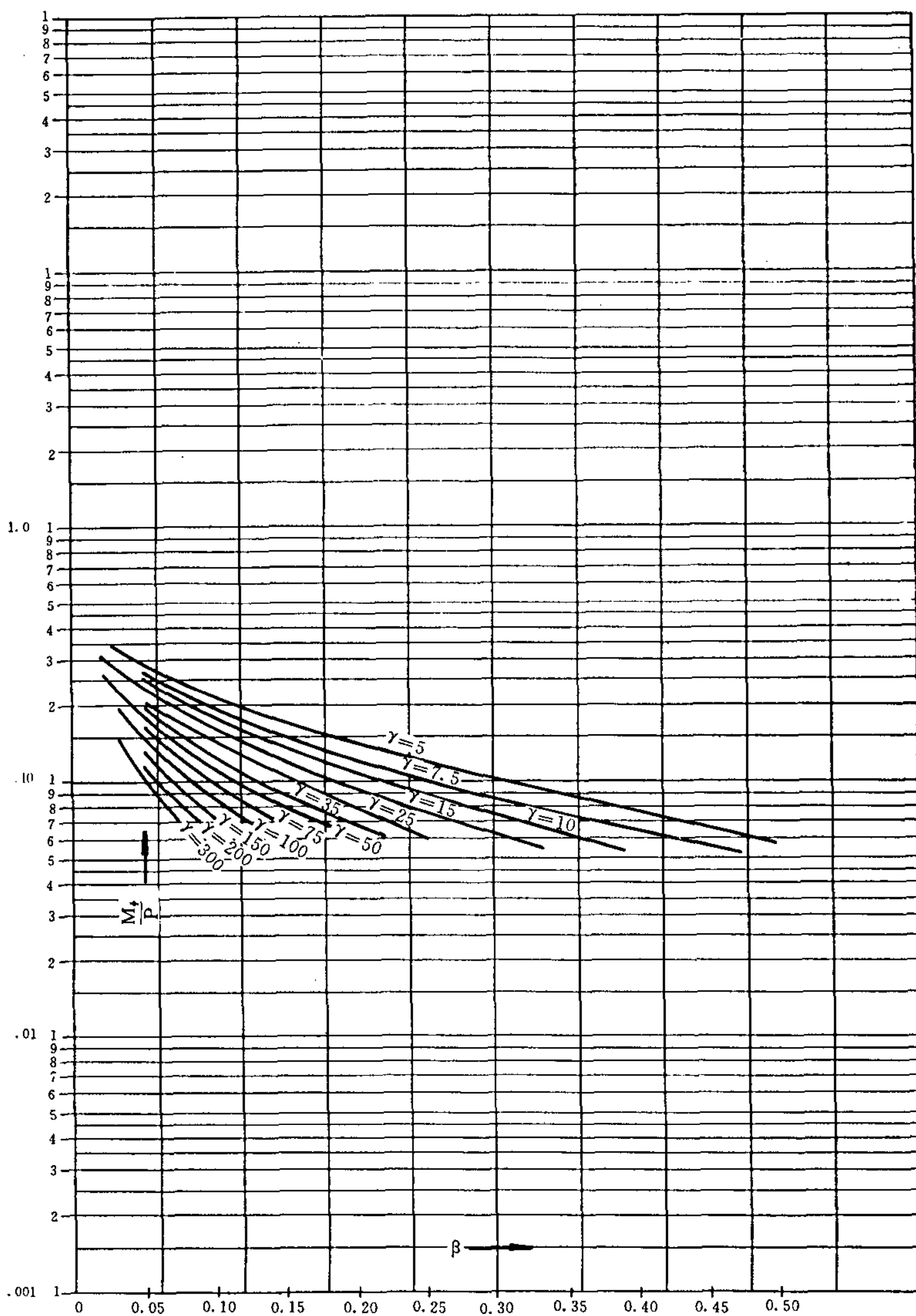


图 26-16 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力矩 M_z/P

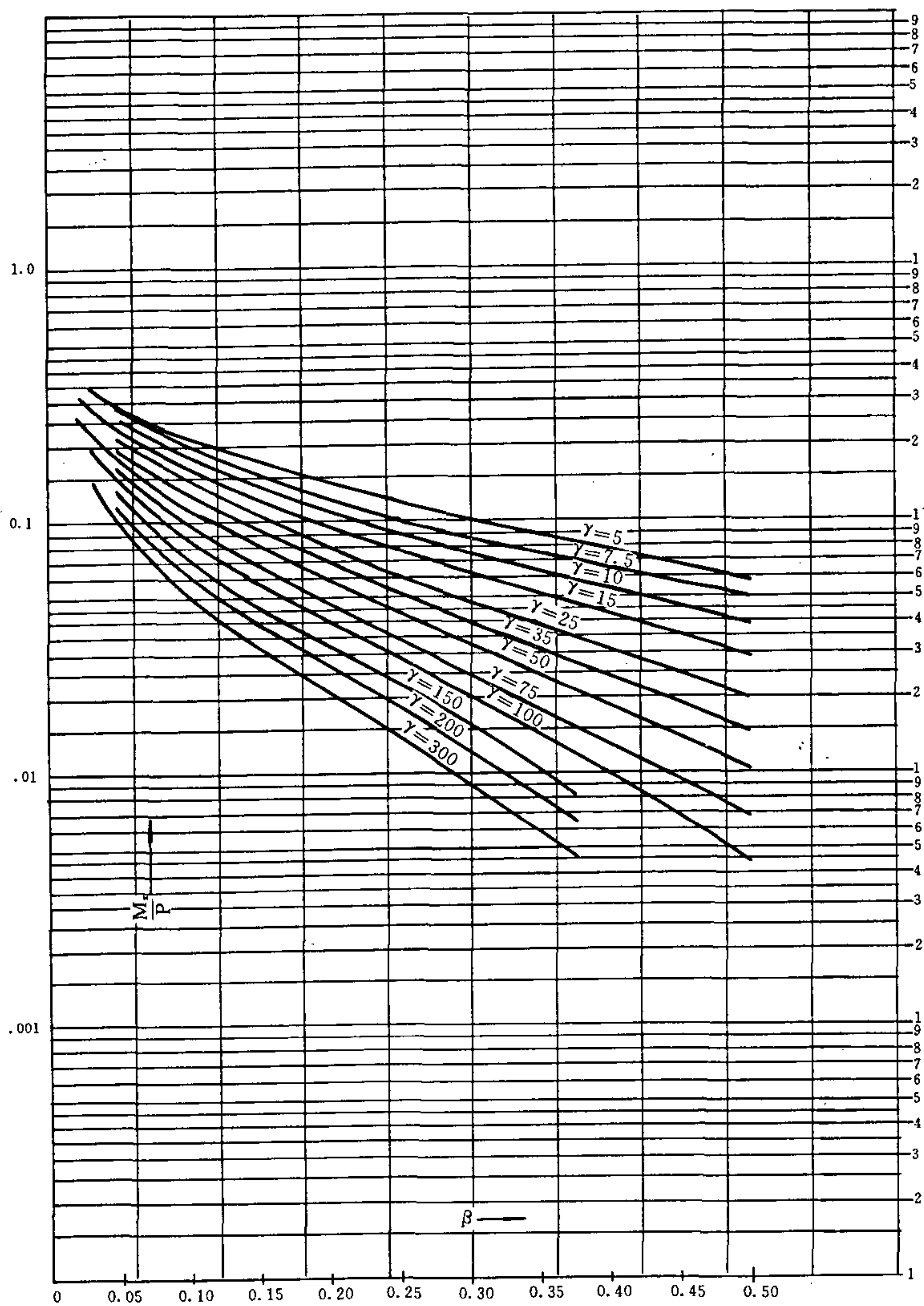


图 26-17 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力矩 M_x/P

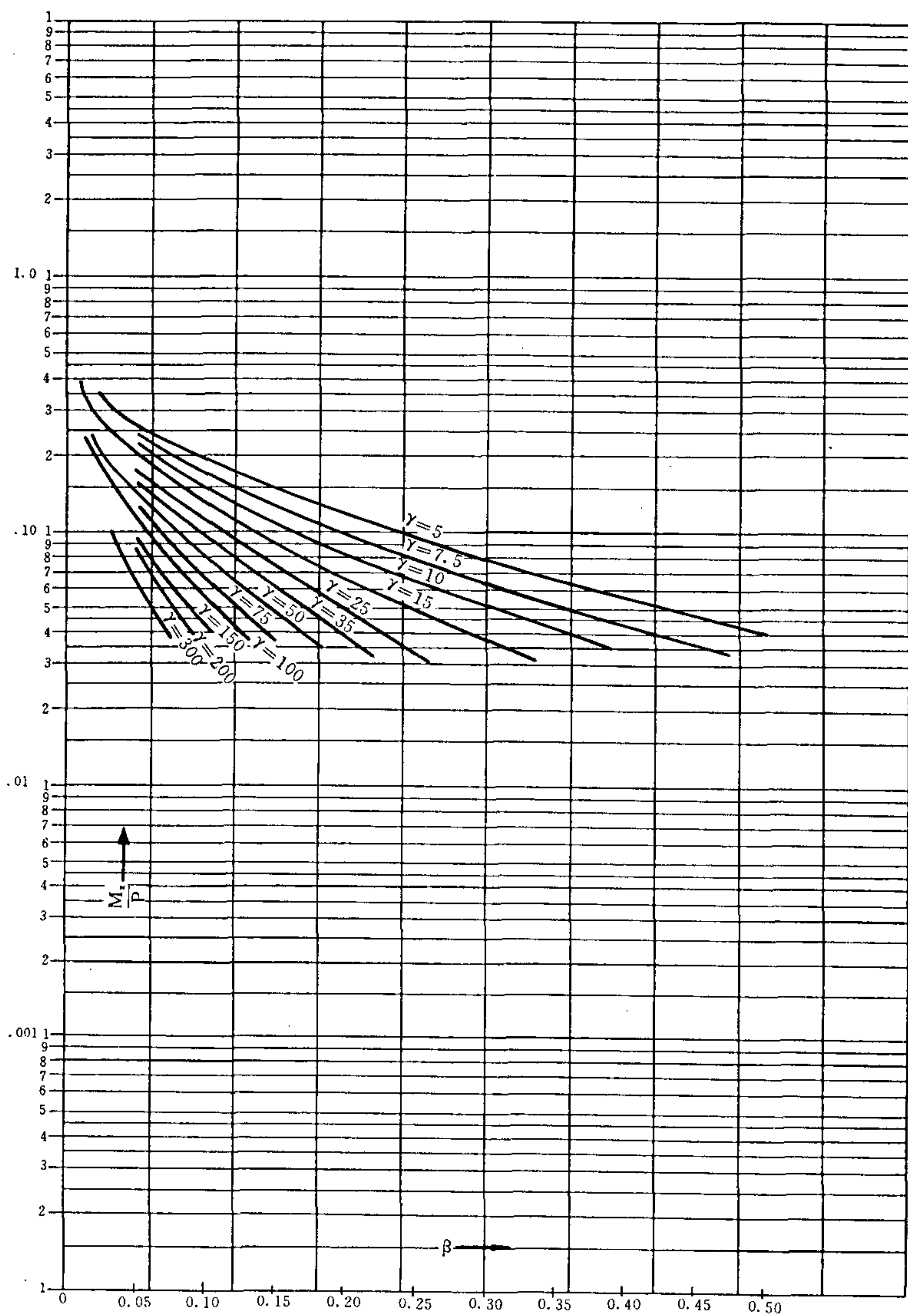


图 26-18 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力矩 M_x/P

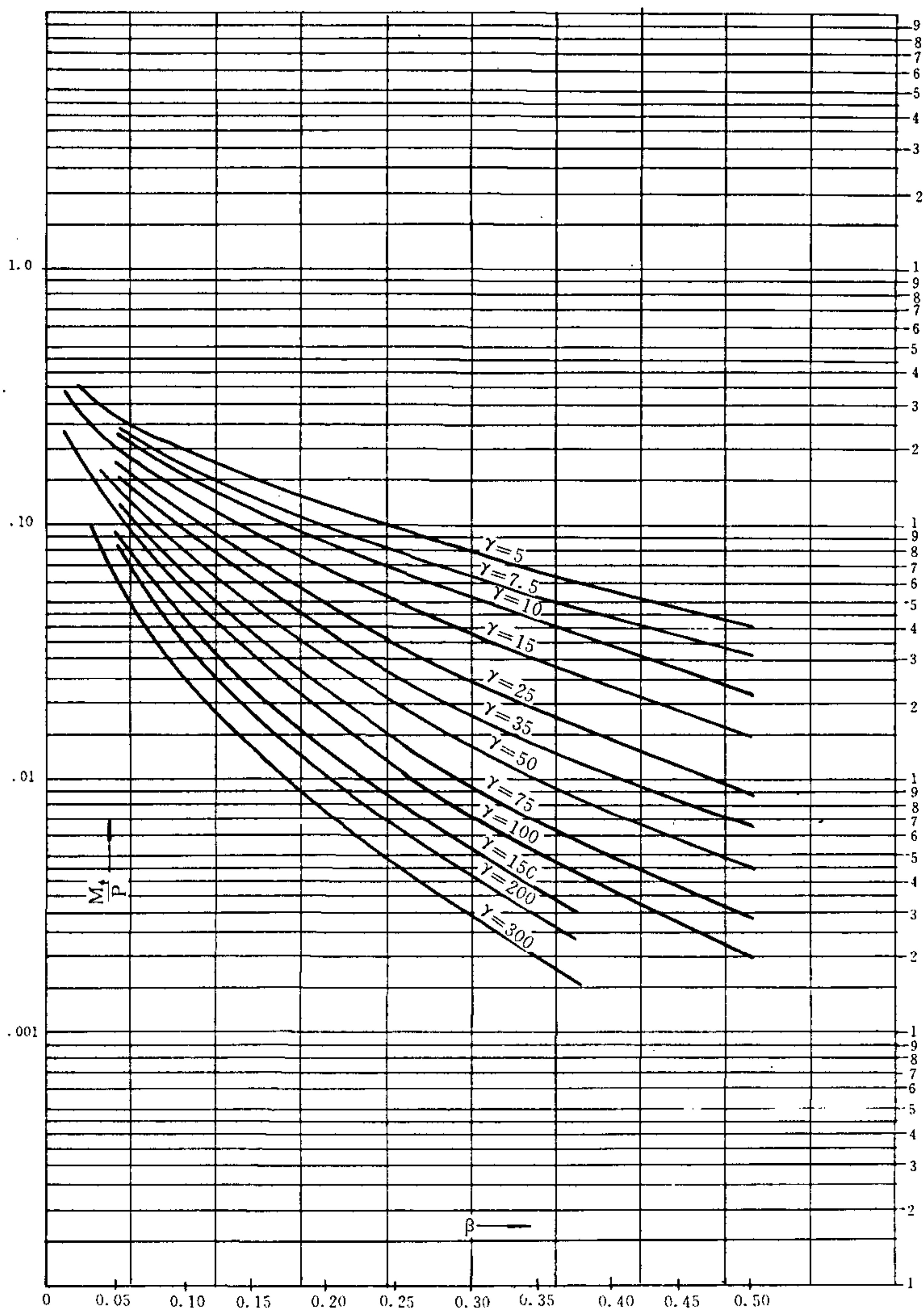


图 26-19 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力矩 M_t/P

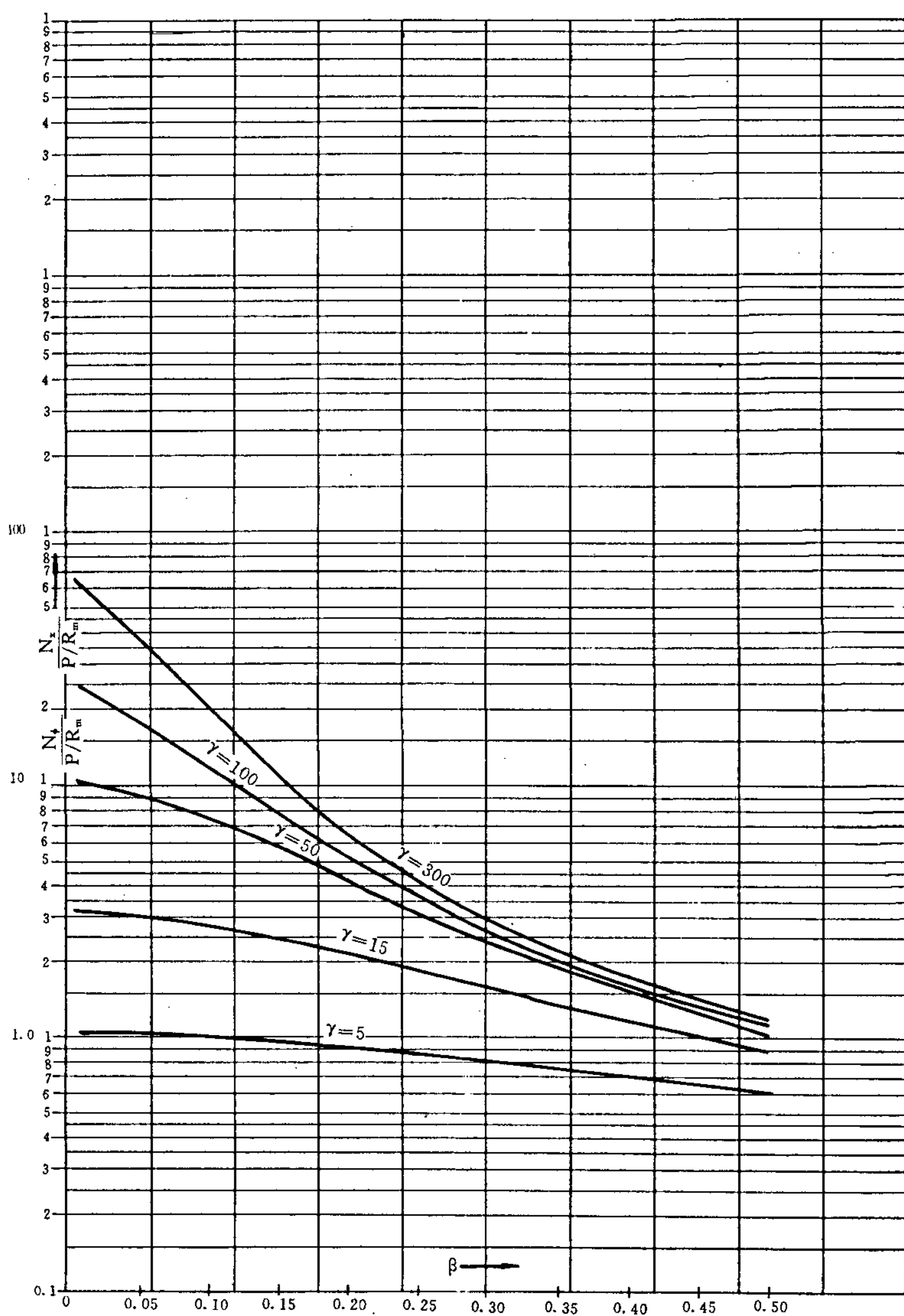


图 26-20 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力 $N_s/(P/R_m)$ 、 $N_x/(P/R_m)$

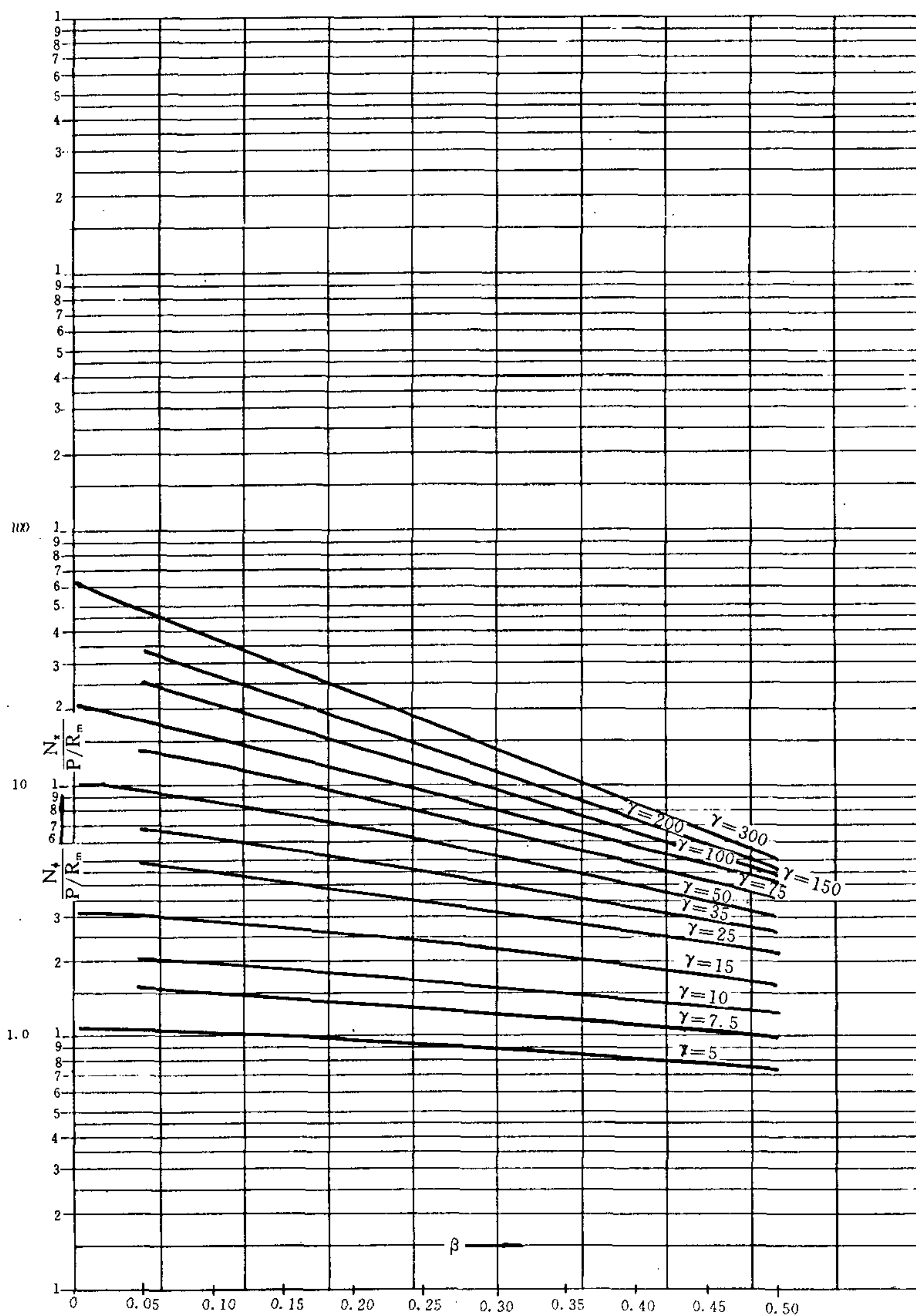


图 26-21 由径向外力 P 在圆筒上引起的内力 $N_x/(P/R_m)$ 、 $N_\theta/(P/R_m)$

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

本章适用于对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进行计算。可用于球壳、椭圆形或碟形封头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。当计及压力的影响时,壳体上的开孔接管应先按 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 27-2。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。

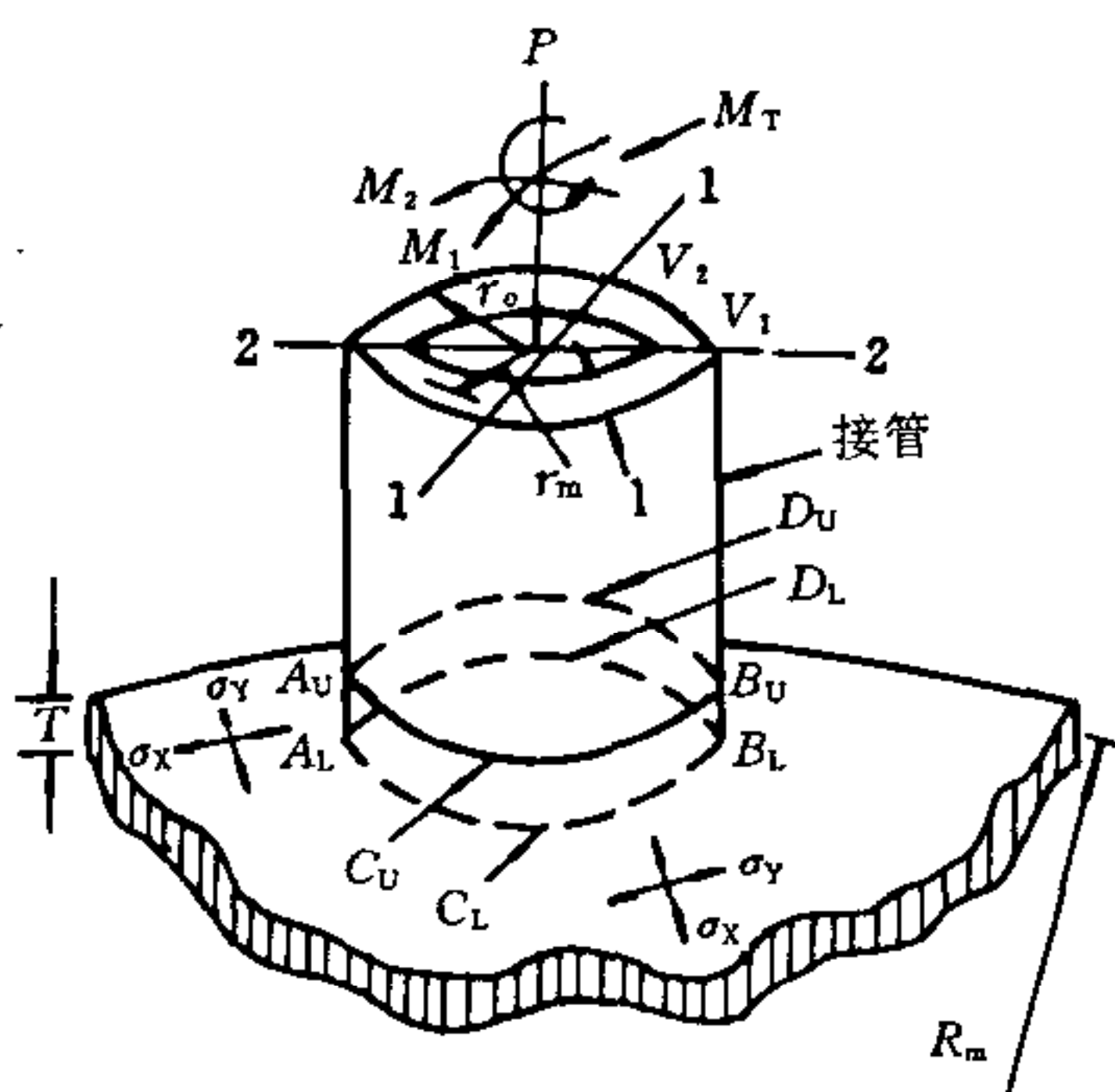


图 27-1 球壳上装有接管时的局部应力

本章的适用条件如下:

$$\frac{D_m}{T} > 55, \frac{d_m}{D_m} \leq \frac{1}{3}$$

$$\frac{D_m}{T} = 20, \frac{d_m}{D_m} \leq 0.17$$

本章对外力或外力矩为静止载荷或交变载荷都能适用。对于装有实心附件的壳体,当压力为静止或交变时也能适用。

本章在计及压力的影响时,并未计及开孔接管在压力作用下所引起的应力集中,所以对壳体上装有接管的情况,仅适用于压力并无交变,或压力虽有交变但按 JB 4732-94 的判定不需要进行疲

劳分析时;如属交变压力且按 JB 4732—94 的判别需要进行疲劳分析时,用户应根据经验或关于开孔接管应力集中系数的其它资料,在计及压力对壳体引起的应力时,将壳体薄膜应力乘以开孔接管的应力集中系数。

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。

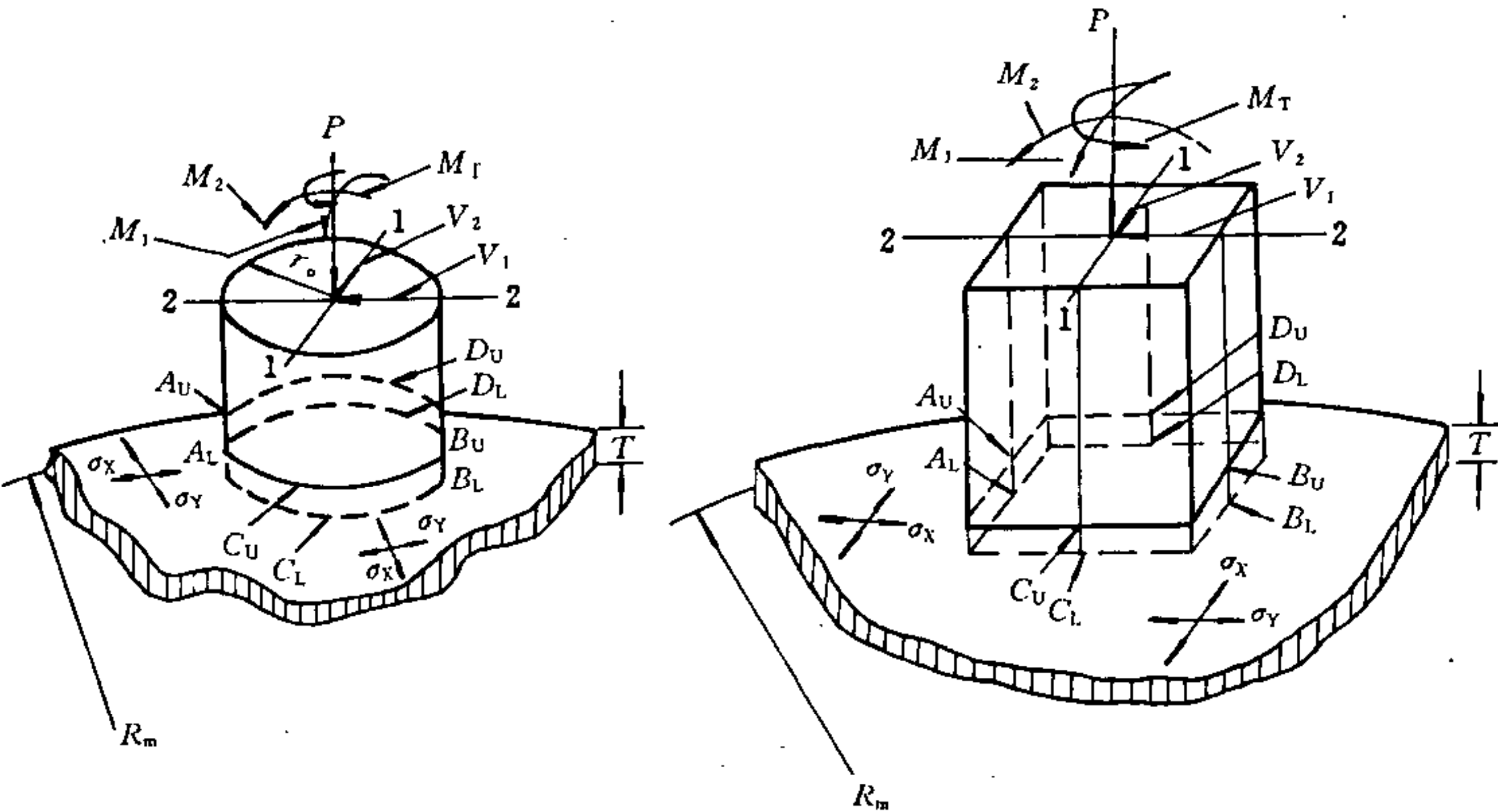


图 27-2 球壳上装有实心附件时的局部应力

27.2 符号说明

以下符号说明可参见图 27-1 和图 27-2。

外力、外力矩均以图 27-1、图 27-2 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表 27-1、表 27-2 中所列的符号相反。

A_L ——A 点内壁表面,见图 27-1 或图 27-2;

A_m ——A 点器壁中面;

A_U ——A 点外壁表面,见图 27-1 或图 27-2;

B_L ——B 点内壁表面,见图 27-1 或图 27-2;

B_m ——B 点器壁中面;

B_U ——B 点外壁表面,见图 27-1 或图 27-2;

C_L ——方形附件每边的半长,mm;

C_{LR} ——方形衬垫板每边的半长,mm;

C_L ——C 点内壁表面,见图 27-1 或图 27-2;

C_m ——C 点器壁中面;

C_U ——C 点外壁表面,见图 27-1 或图 27-2;

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_L ——D 点内壁表面,见图 27-1 或图 27-2;

D_m ——D 点器壁中面,或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_U ——D 点外壁表面,见图 27-1 或图 27-2;

K_b ——弯曲应力集中系数,可由图 26-5 查取;

K_n ——薄膜应力集中系数,可由图 26-5 查取;

M ——外力矩 M_1 、 M_2 的总称, $N \cdot mm$;

M_1 ——图 27-1、图 27-2 所示方向的外力矩, $N \cdot mm$;

M_2 ——图 27-1、图 27-2 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 ——沿图 27-1、图 27-2 σ_x 方向的内力矩, $N \cdot mm/mm$;

M_y ——沿图 27-1、图 27-2 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 ——沿图 27-1、图 27-2 σ_x 方向的内力, N/mm ;

N_y ——沿图 27-1、图 27-2 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_m ——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_s ——壳体材料的许用应力幅,由 JB 4732-94 的图 C-1 确定,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

当为圆形附件时

$$U = \frac{r_o}{\sqrt{R_m T}}$$

当为方形附件时

$$U = \frac{C_1}{0.875 \sqrt{R_m T}}$$

V_1 ——图 27-1、图 27-2 所示方向的横剪力, N ;

V_2 ——图 27-1、图 27-2 所示方向的横剪力, N ;

x ——图 27-1、图 27-2 所示的坐标方向;

y ——图 27-1、图 27-2 所示的坐标方向;

γ ——仅当为空心附件时才采用的附件参数

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

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。

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。

对于空心或实心附件,壳体参数为

圆形附件
$$U = \frac{r_0}{\sqrt{R_m T}}$$

方形附件
$$U = \frac{C_1}{0.875 \sqrt{R_m T}}$$

对于空心附件,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
$$\gamma = \frac{C_1}{0.875 t}$$

$$\rho = \frac{T}{t}$$

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,其代表性的地点在图 27-1、图 27-2 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。

当载荷不带交变性质或按 JB 4732-94 的判定可以免除疲劳分析时,取应力集中系数 $K_b = K_n = 1.0$ 。

当载荷带有交变性质,且按 JB 4732-94 的判定要求进行疲劳分析时,则应按图 26-5 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 27-1 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 27-1 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 27-2 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 27-2 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、外力矩和图 27-1、图 27-2 所示方向相同时,A、B、C、D 各处的应力符号即为表 27

-1、表 27-2 中所列符号；当各外力、外力矩中之任一者和图 27-1、图 27-2 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 27-1、表 27-2 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超过 $1.65 \sqrt{R_m(T+T_R)}$ 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 27-1、表 27-2 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 27-1、表 27-2 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 27-1、表 27-2 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、外力矩和图 27-1、图 27-2 中所示方向相同时，A、B、C、D 各点处的应力符号即为图 27-1、图 27-2 中所列符号；当各外力、外力矩中之任一者和图 27-1、图 27-2 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 27-1、表 27-2 中所列的符号相反。

27.3.3 局部应力的校核

按表 27-1、表 27-2 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 ，然后按下式取两者中之较大值作为复合应力的当量强度 σ 。

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{1}{2} [\sigma_x + \sigma_y \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}] \\ \sigma &= \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2} \end{aligned} \right\} \quad (27-1)$$

各点应力的校核条件如下：

当载荷不带交变性质，或按 JB 4732-94 的判定可以免除疲劳分析时，在计算各项应力时取 $K_b = K_a = 1.0$ 。

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 $\sigma \leq 3[\sigma]^t$

当外载荷带有交变性质，且按 JB 4732-94 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，另引入由图 26-5 所确定的应力集中系数 K_b, K_a 值计算各项应力，并由式(27-1)组合后进行疲劳校核。

$$\sigma \leq 2S_a$$

表 27-1 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	27-3~ 27-12	$K_n \left(\frac{N_x T}{P} \right) \frac{P}{T^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
由 P 引起弯曲	27-3~ 27-12	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	/	/	/	/
由 M_1 引起薄膜	27-13~ 27-22	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_1 引起弯曲	27-13~ 27-22	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_2 引起薄膜	27-13~ 27-22	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 M_2 引起弯曲	27-13~ 27-22	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
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	27-3~ 27-12	$K_n \left(\frac{N_y T}{P} \right) \frac{P}{T^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
由 P 引起弯曲	27-3~ 27-12	$K_b \left(\frac{M_y}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	/	/	/	/
由 M_1 引起薄膜	27-13~ 27-22	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_1 引起弯曲	27-13~ 27-22	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_2 引起薄膜	27-13~ 27-22	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 M_2 引起弯曲	27-13~ 27-22	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
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	/	$\frac{V_1}{\pi r_0 T}$ ①	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 V_2 引起剪切	/	$\frac{V_2}{\pi r_0 T}$ ①	+	+	-	-	/	/	/	/	+	-	/	/
由 M_T 引起剪切	/	$\frac{M_T}{2\pi r_0^2 T}$ ②	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和		τ												

注：①当为方形附件时，式中 r_0 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 27-2 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	27-23	$K_n \left(\frac{N_x T}{P} \right) \frac{P}{T^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
由 P 引起弯曲	27-23	$K_b \left(\frac{M_x}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	/	/	/	/
由 M_1 引起薄膜	27-24	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_1 引起弯曲	27-24	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_2 引起薄膜	27-24	$K_n \left(\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 M_2 引起弯曲	27-24	$K_b \left(\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
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	27-23	$K_n \left(\frac{N_y T}{P} \right) \frac{P}{T^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
由 P 引起弯曲	27-23	$K_b \left(\frac{M_y}{P} \right) \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	/	/	/	/
由 M_1 引起薄膜	27-24	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 M_1 引起弯曲	27-24	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) \frac{6M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	/	/	/	/	-	+	+	-	/	/	/	/
由 M_2 引起薄膜	27-24	$K_n \left(\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	/	/	/	/	-	+	/	/
由 M_2 引起弯曲	27-24	$K_b \left(\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	+	+	-	/	/	/	/	/	/	/	/
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	/	$\frac{V_1}{\pi r_0 T}$ ①	/	/	/	/	-	-	+	+	/	/	-	+
由 V_2 引起剪切	/	$\frac{V_2}{\pi r_0 T}$ ①	+	+	-	-	/	/	/	/	+	-	/	/
由 M_T 引起剪切	/	$\frac{M_T}{2\pi r_0^2 T}$ ②	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
剪切应力代数和		τ												

注:①当为方形附件时,式中 r_0 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。

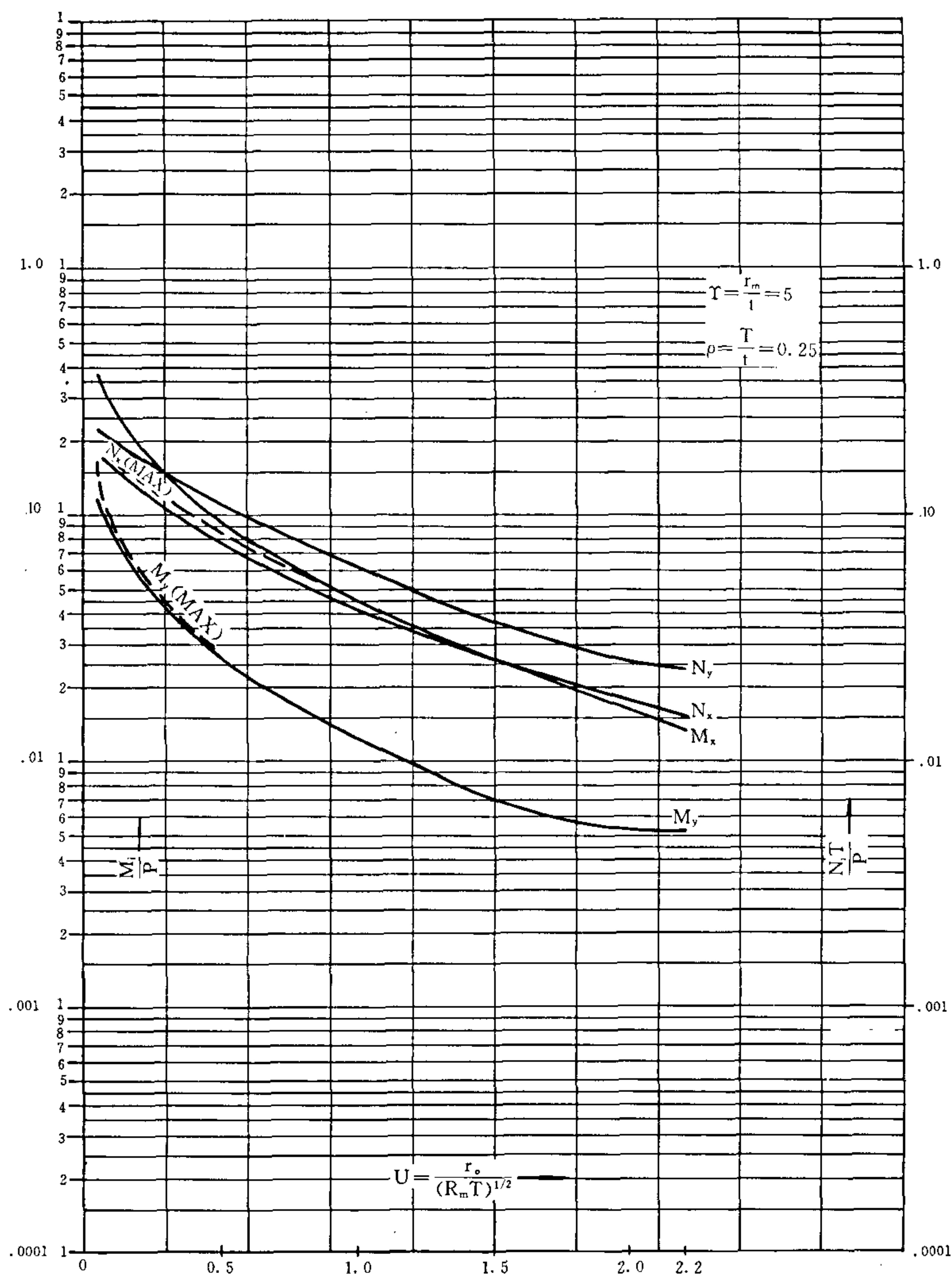


图 27-3 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

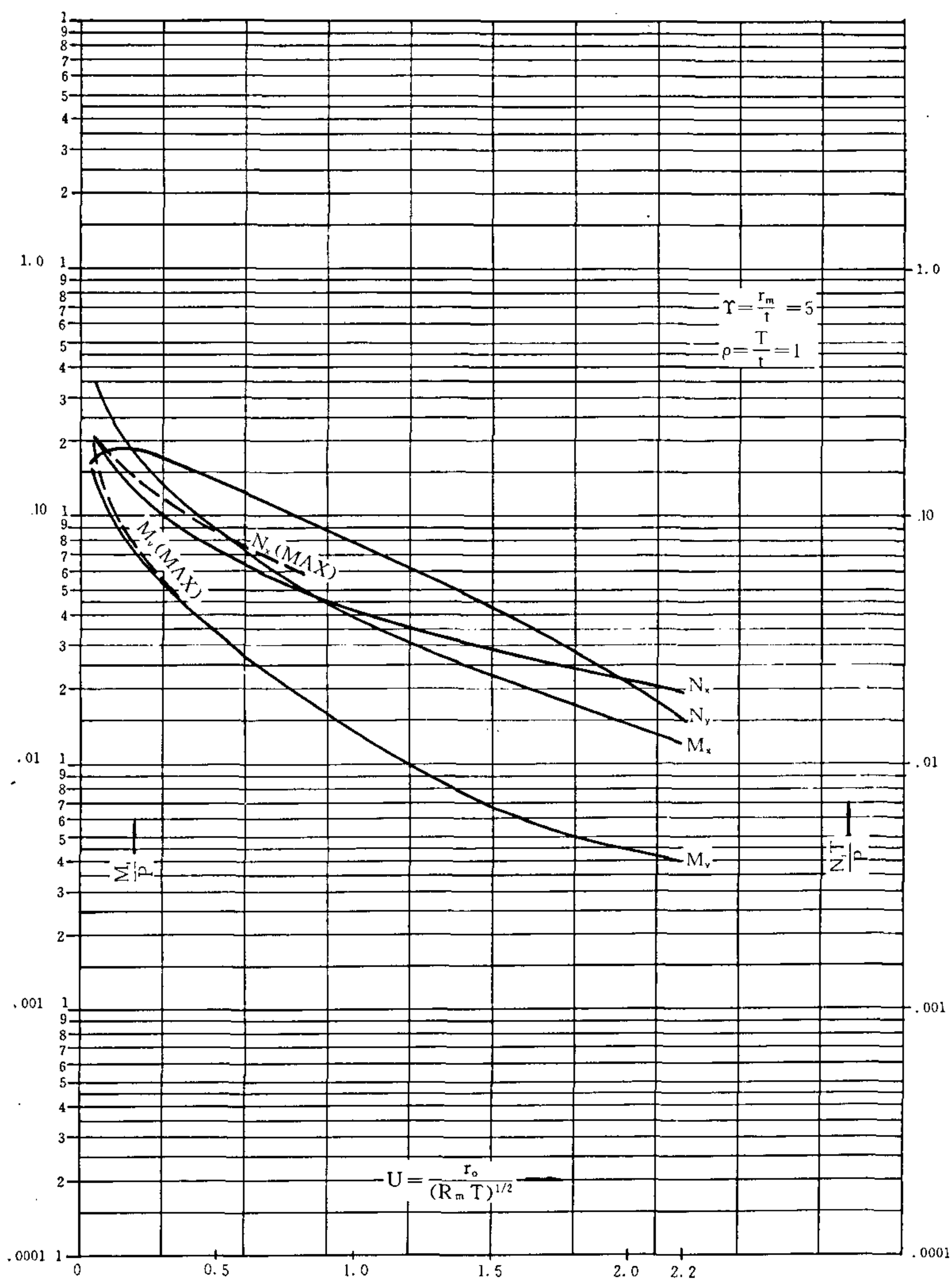


图 27-4 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

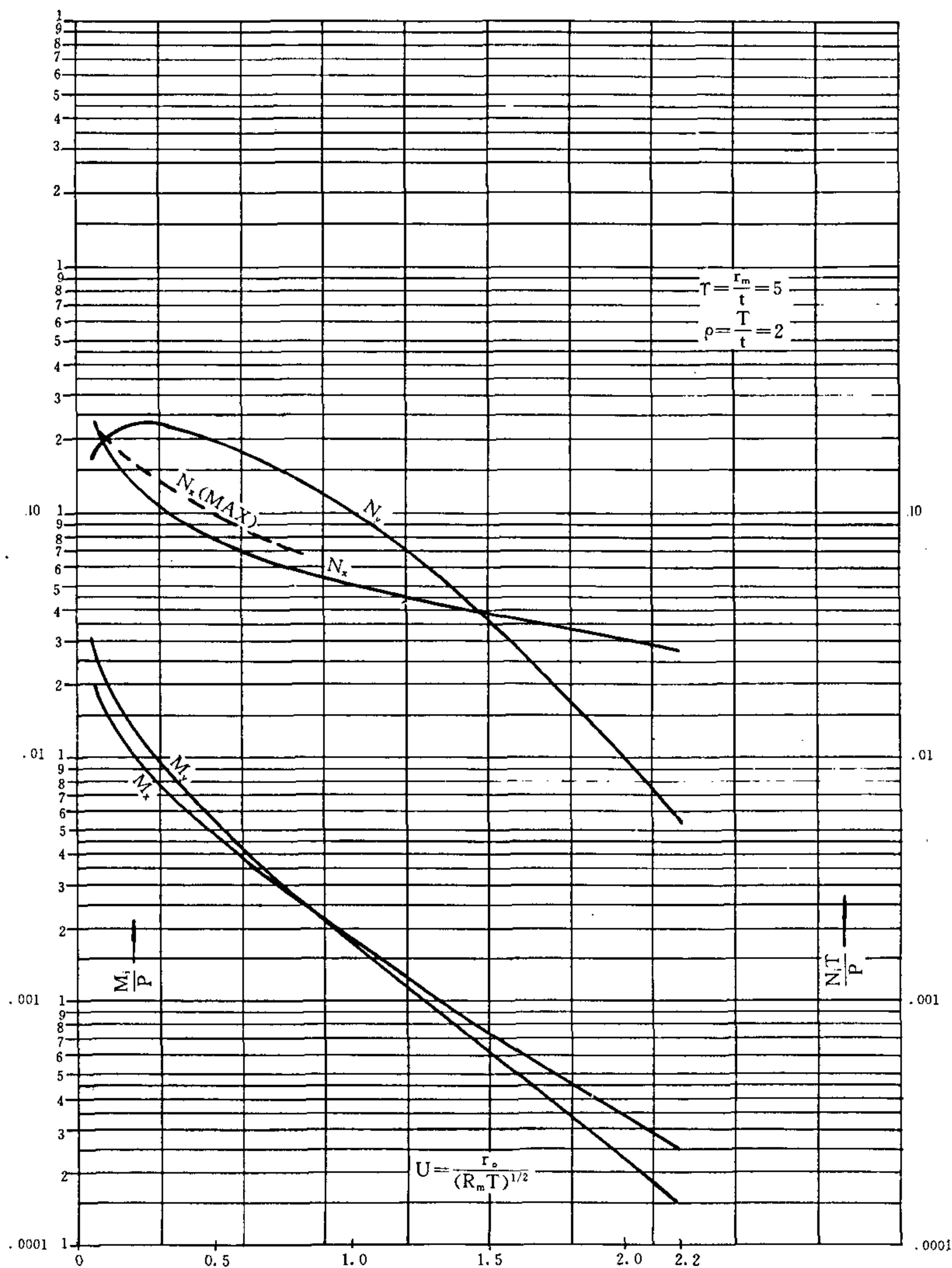


图 27-5 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

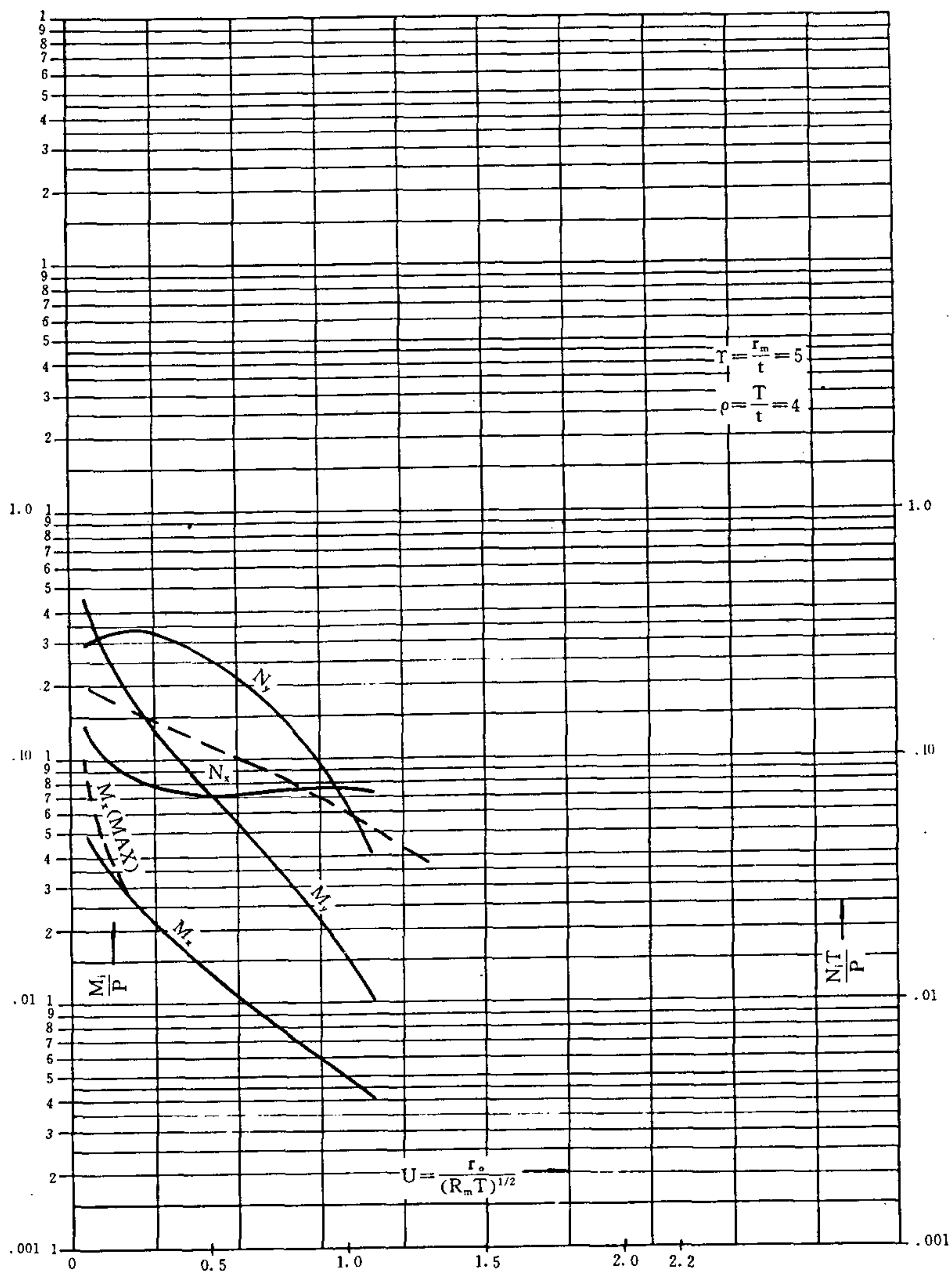


图 27-6 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

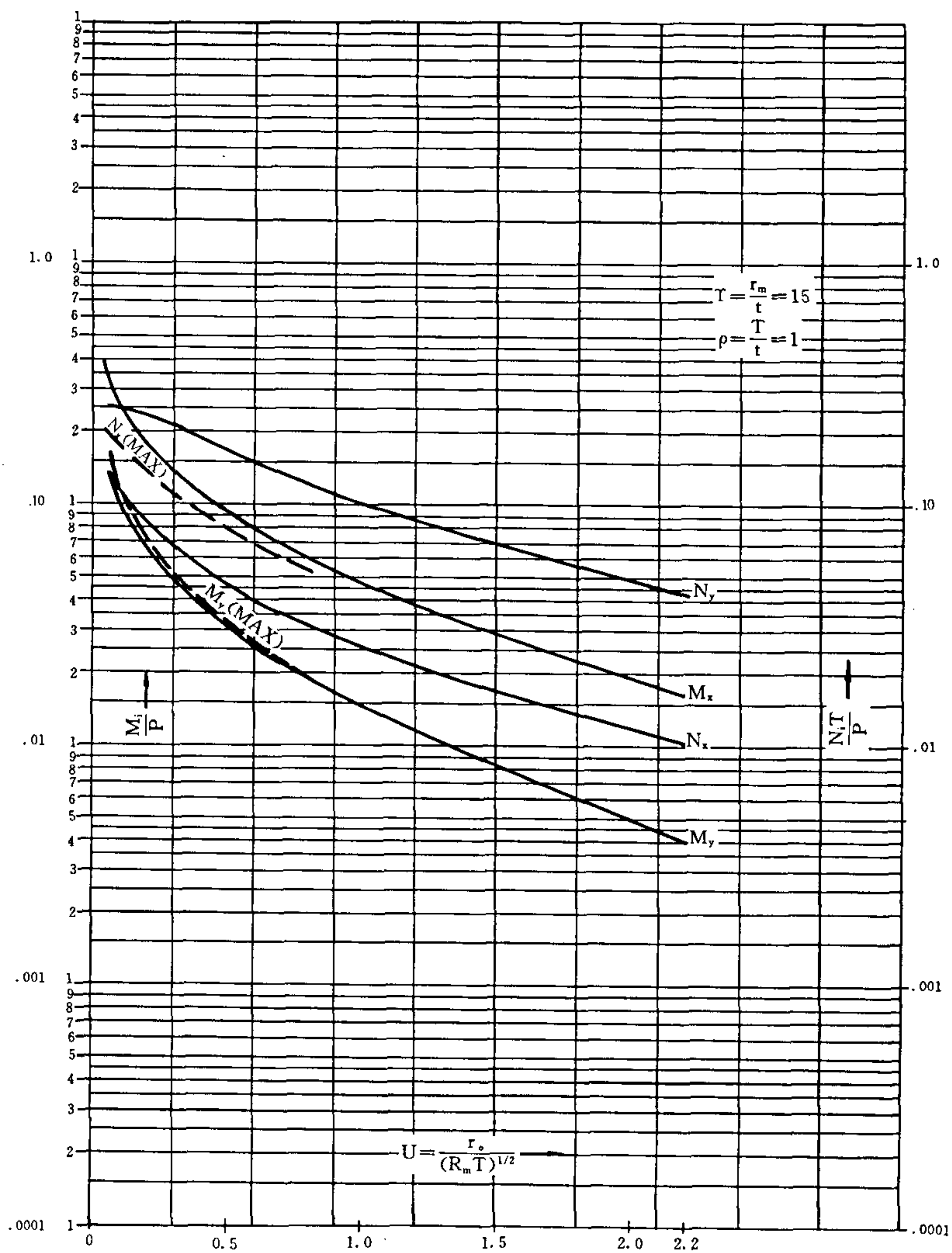


图 27-7 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

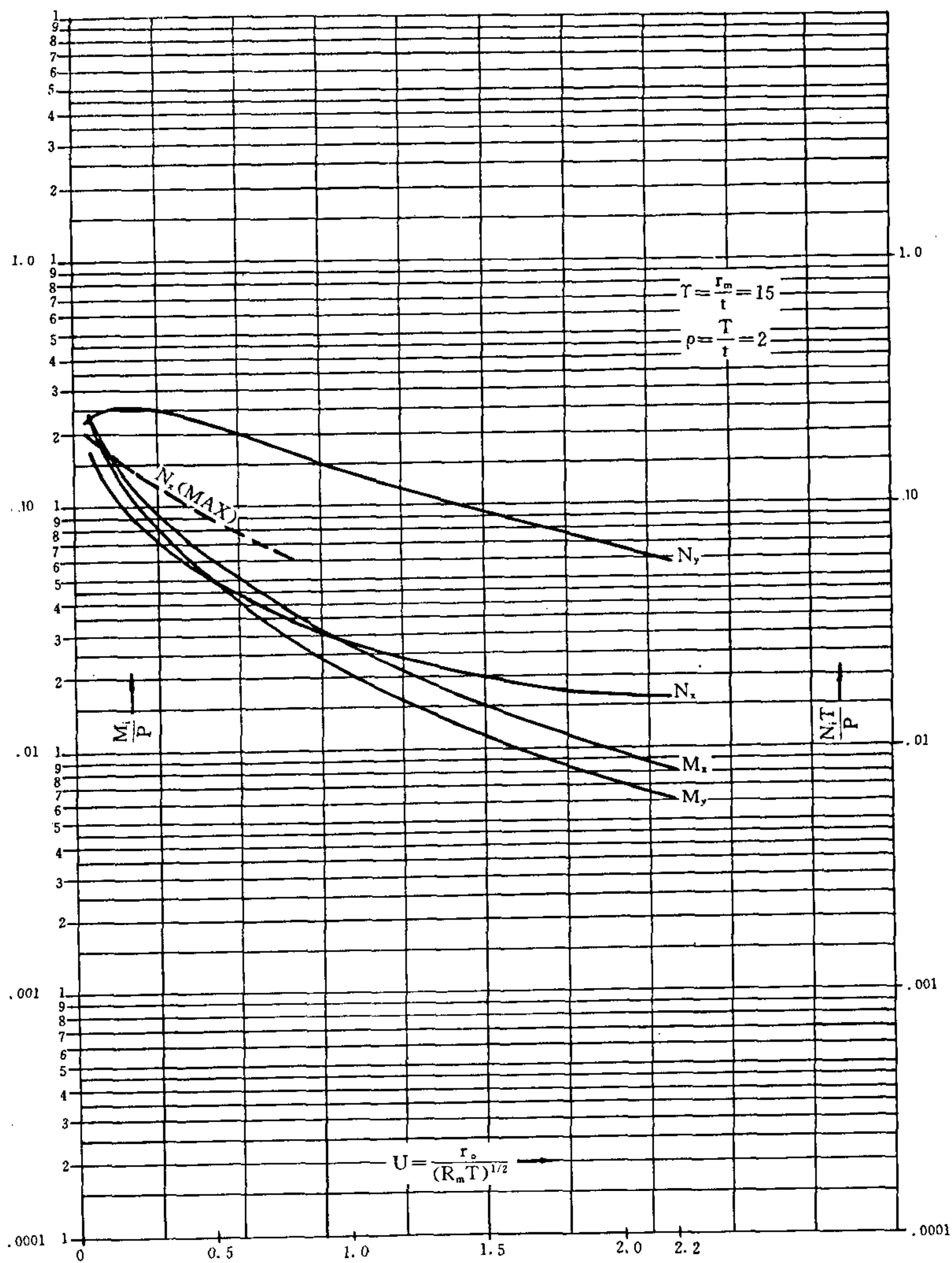


图 27-8 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

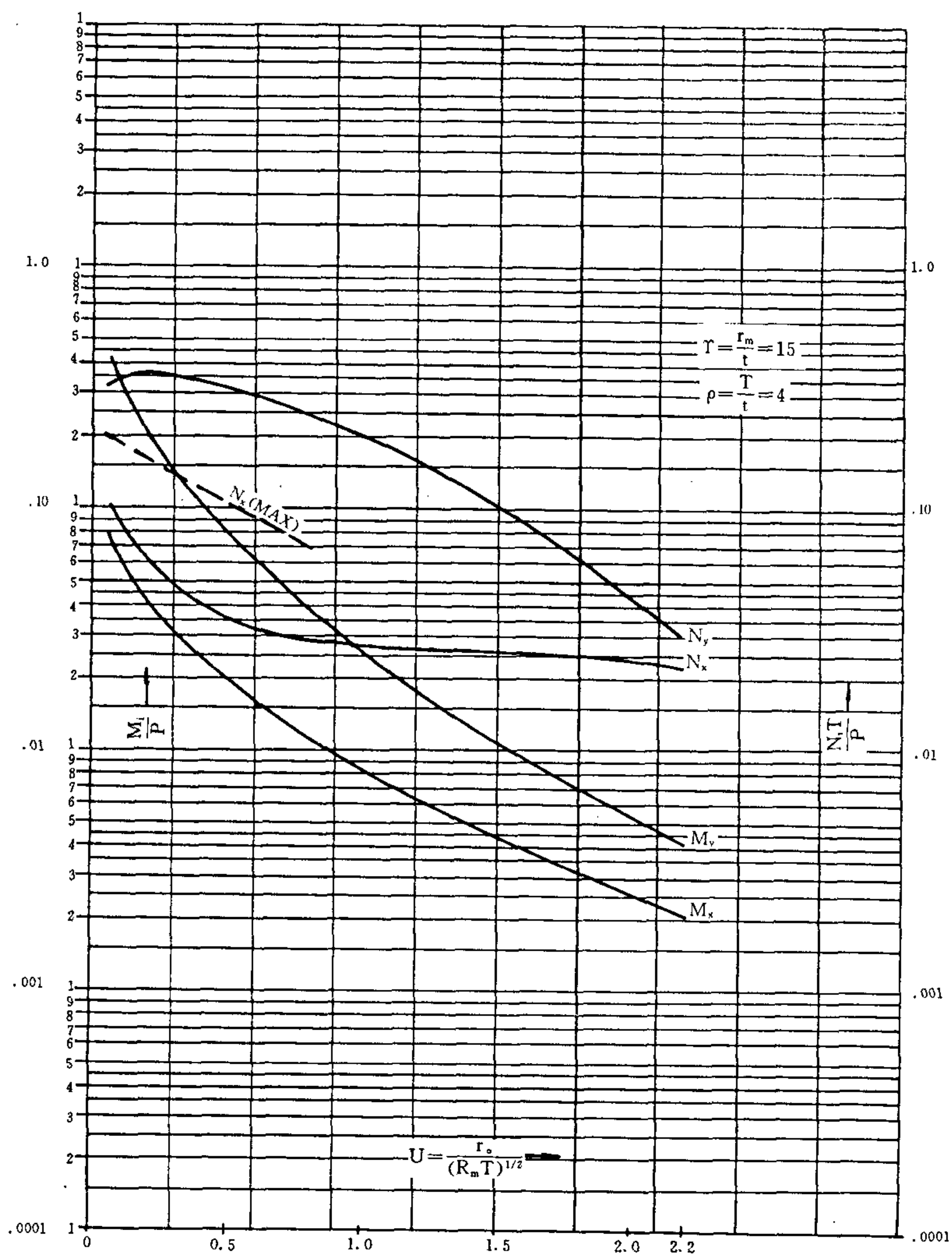


图 27-9 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

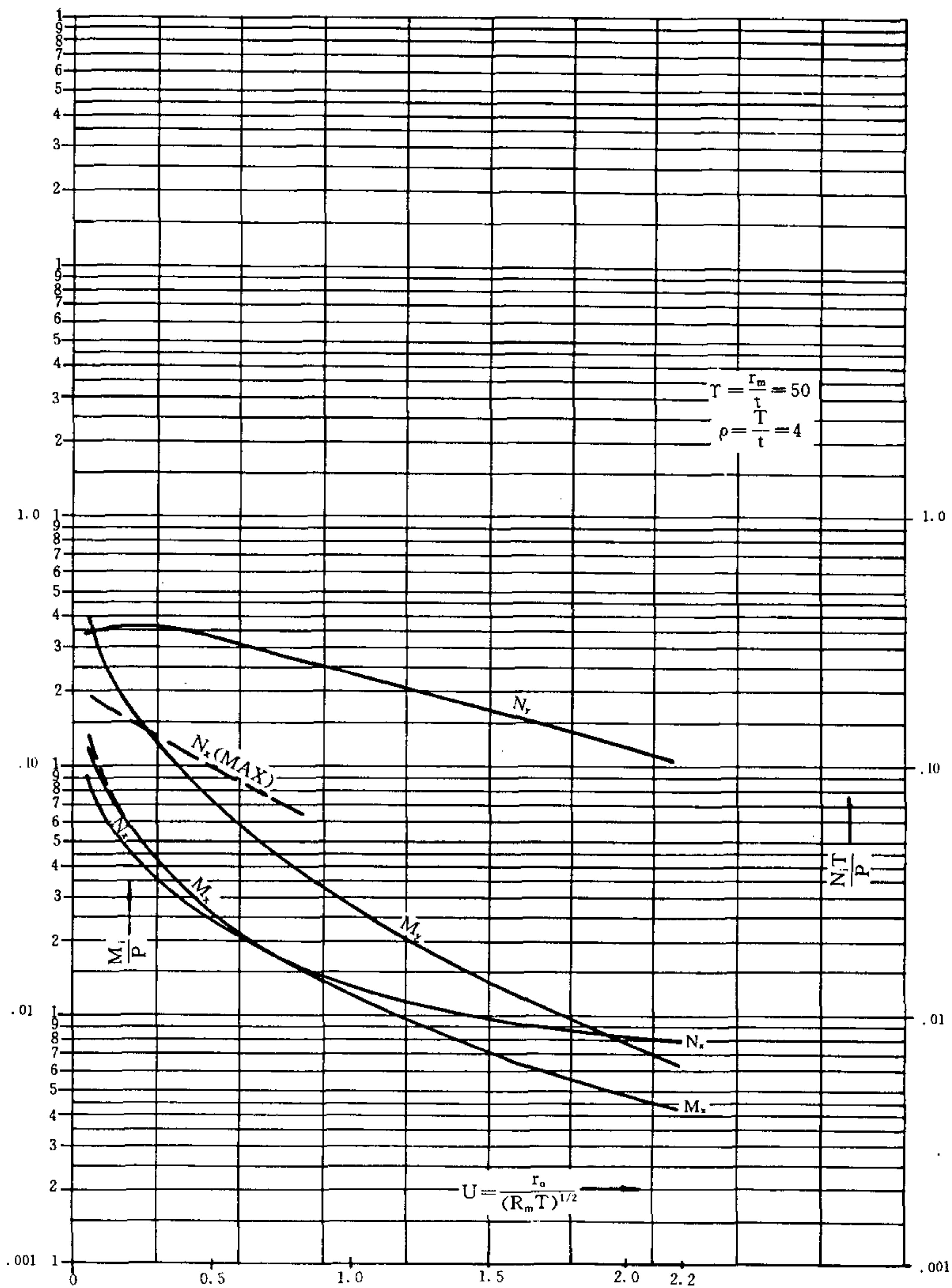


图 27-11 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

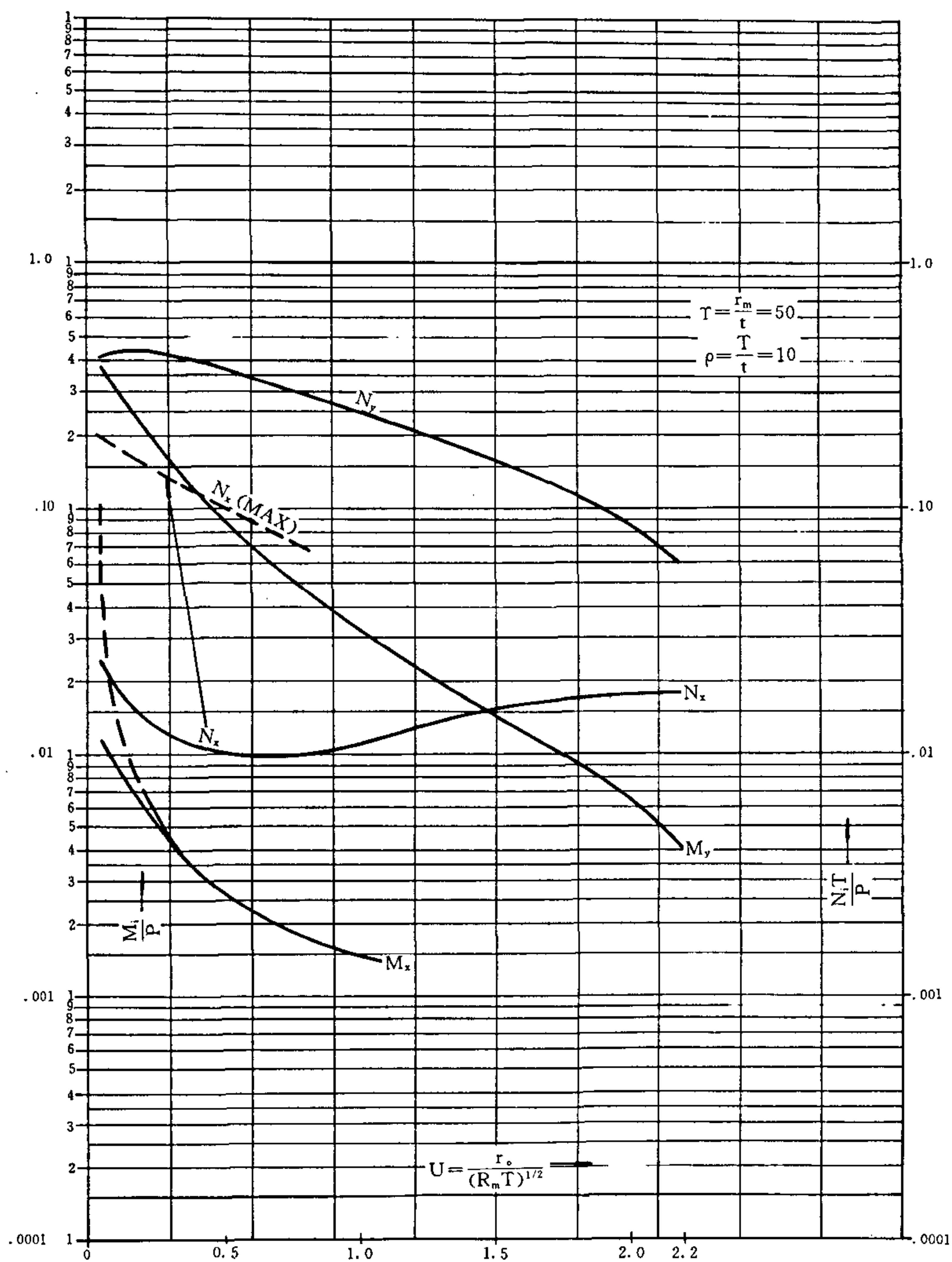


图 27-12 径向载荷 P 通过接管对球壳引起的应力

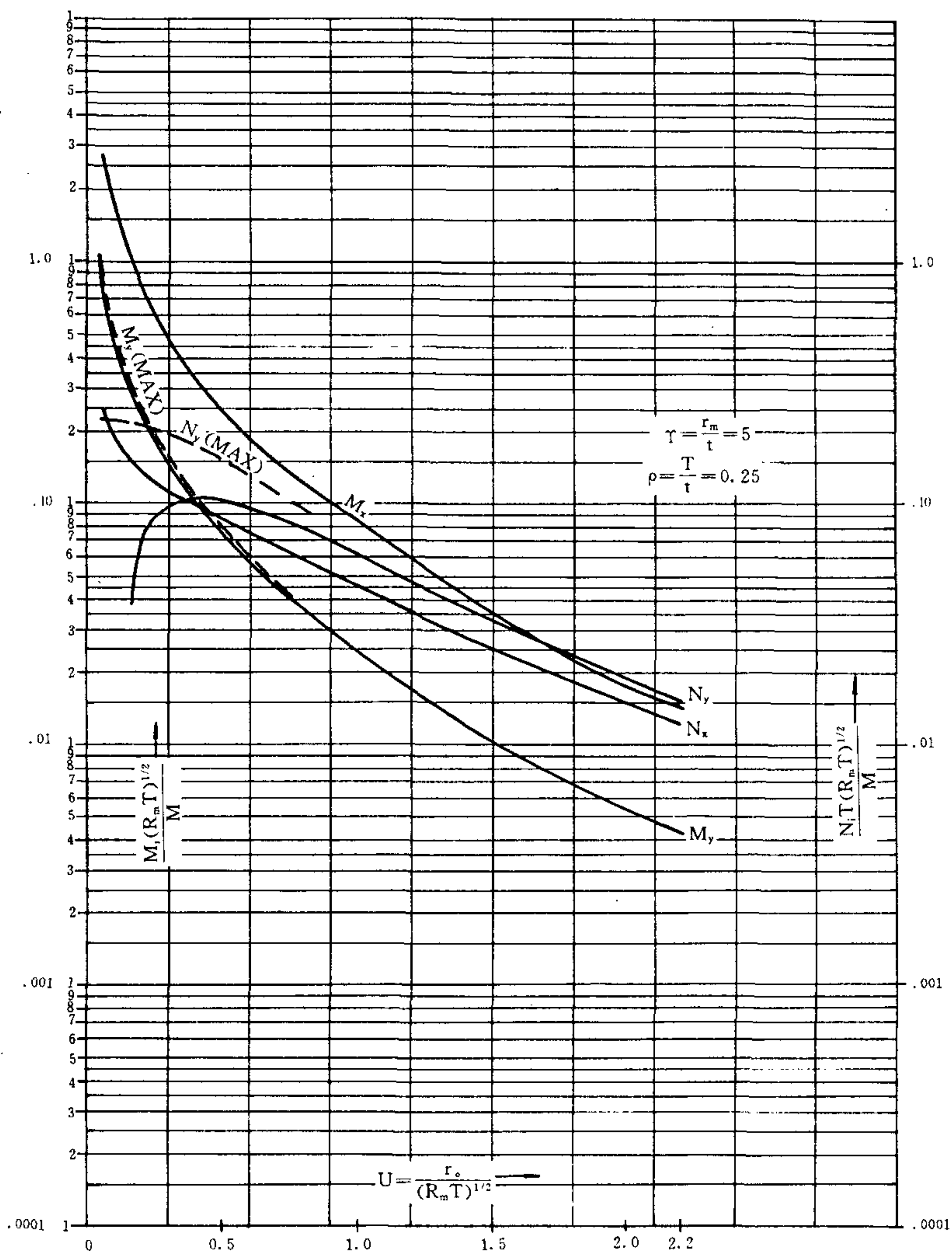


图 27-13 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

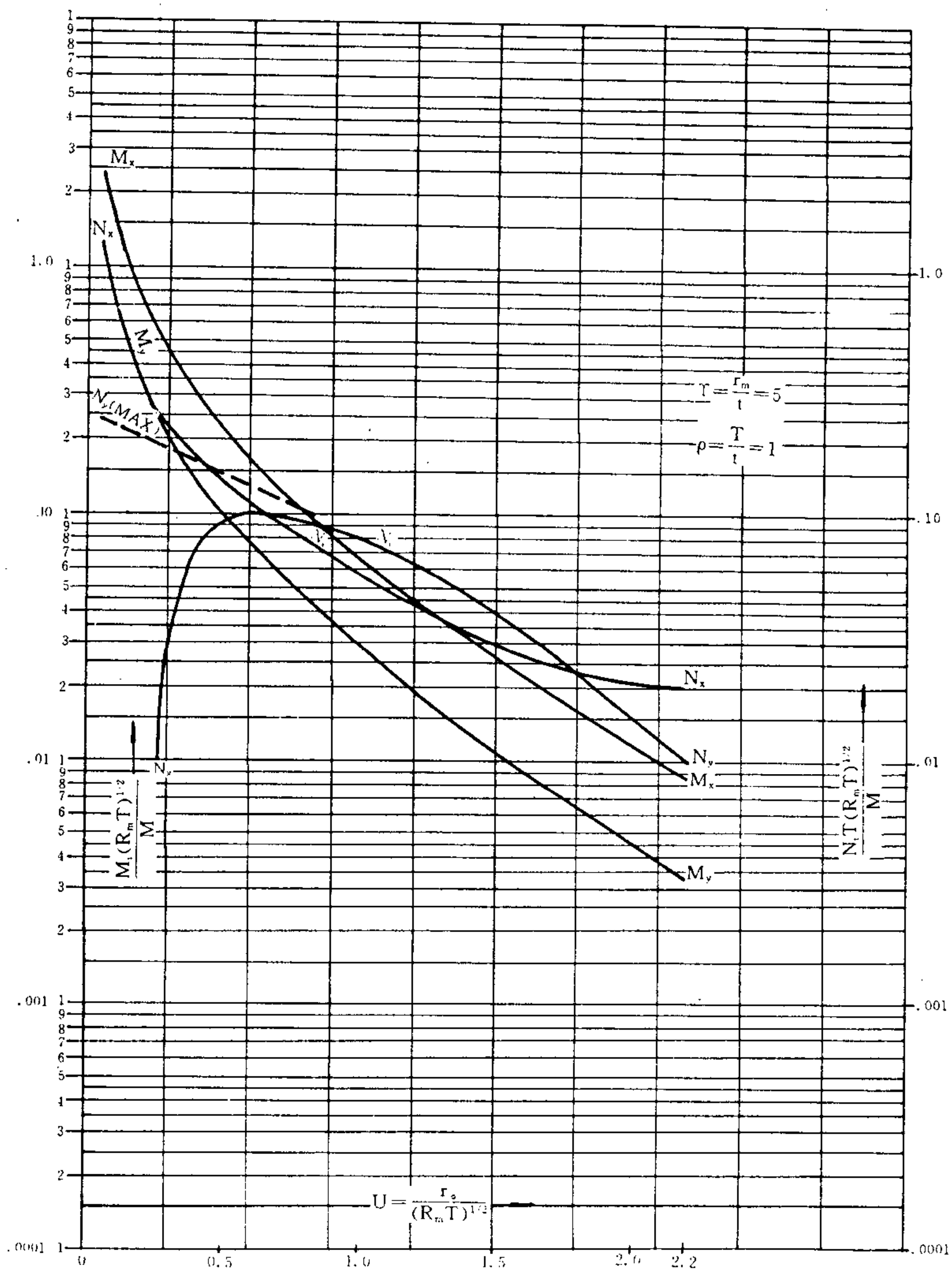


图 27-14 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

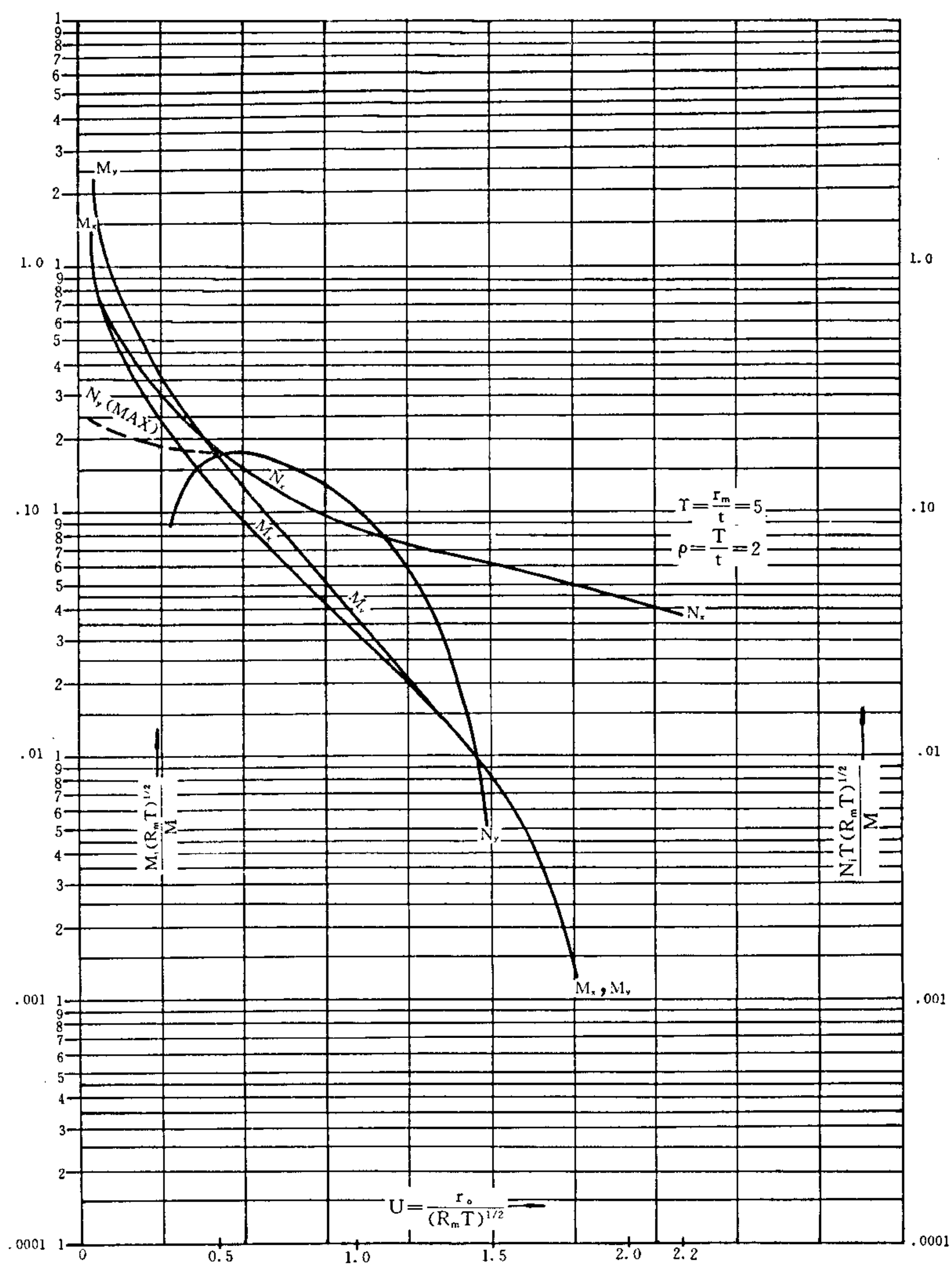


图 27-15 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

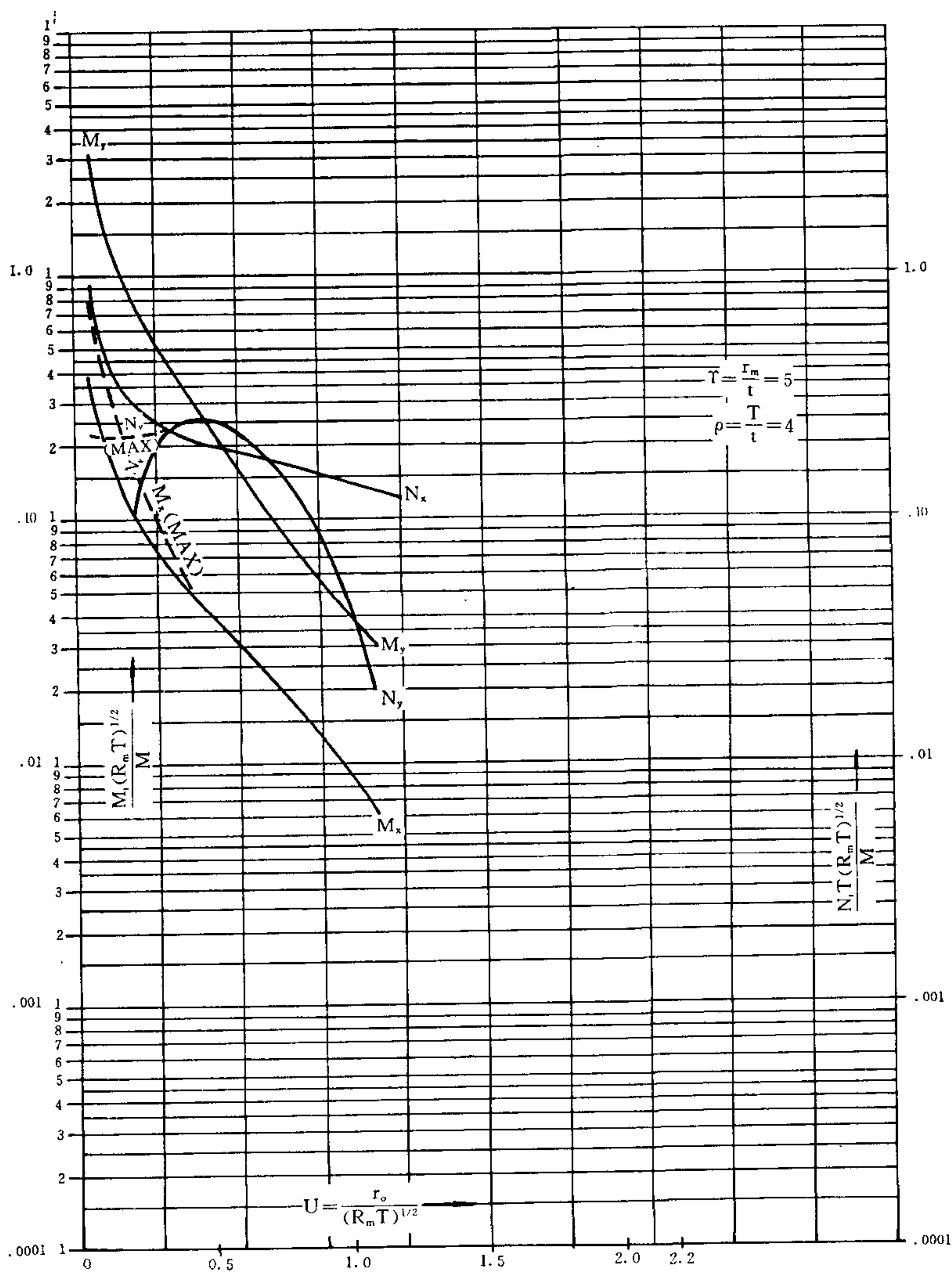


图 27-16 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

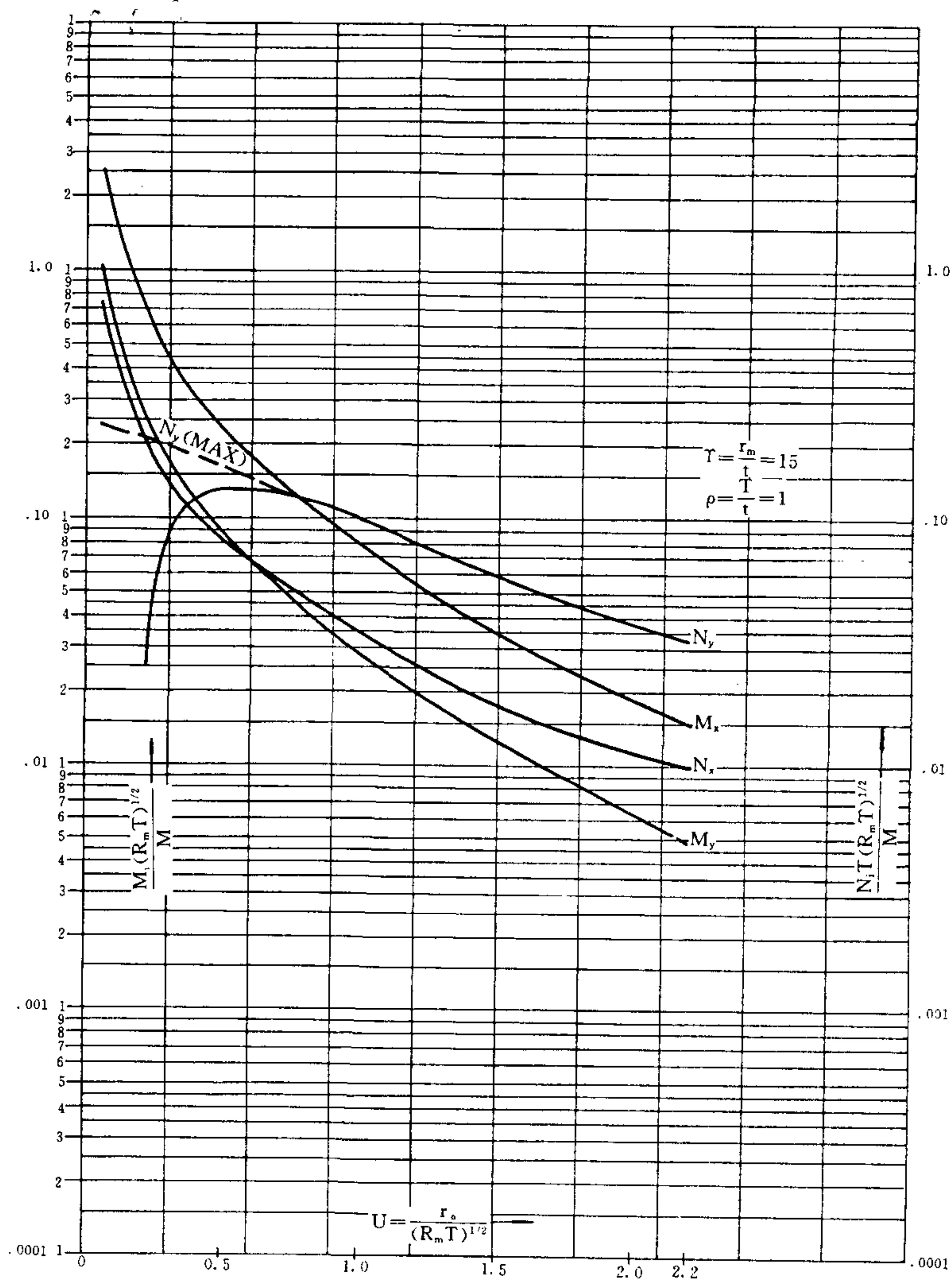


图 27-17 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

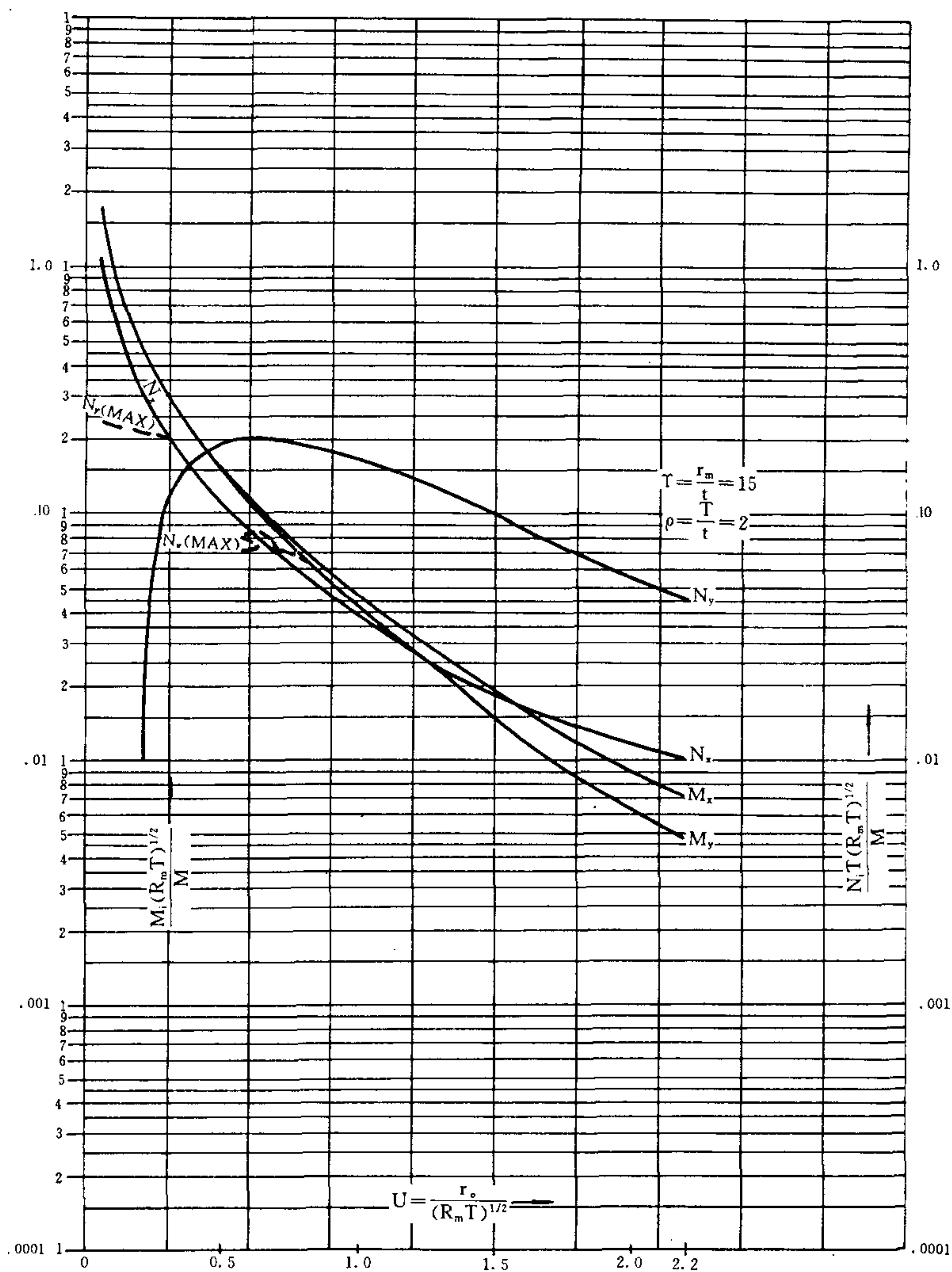


图 27-18 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

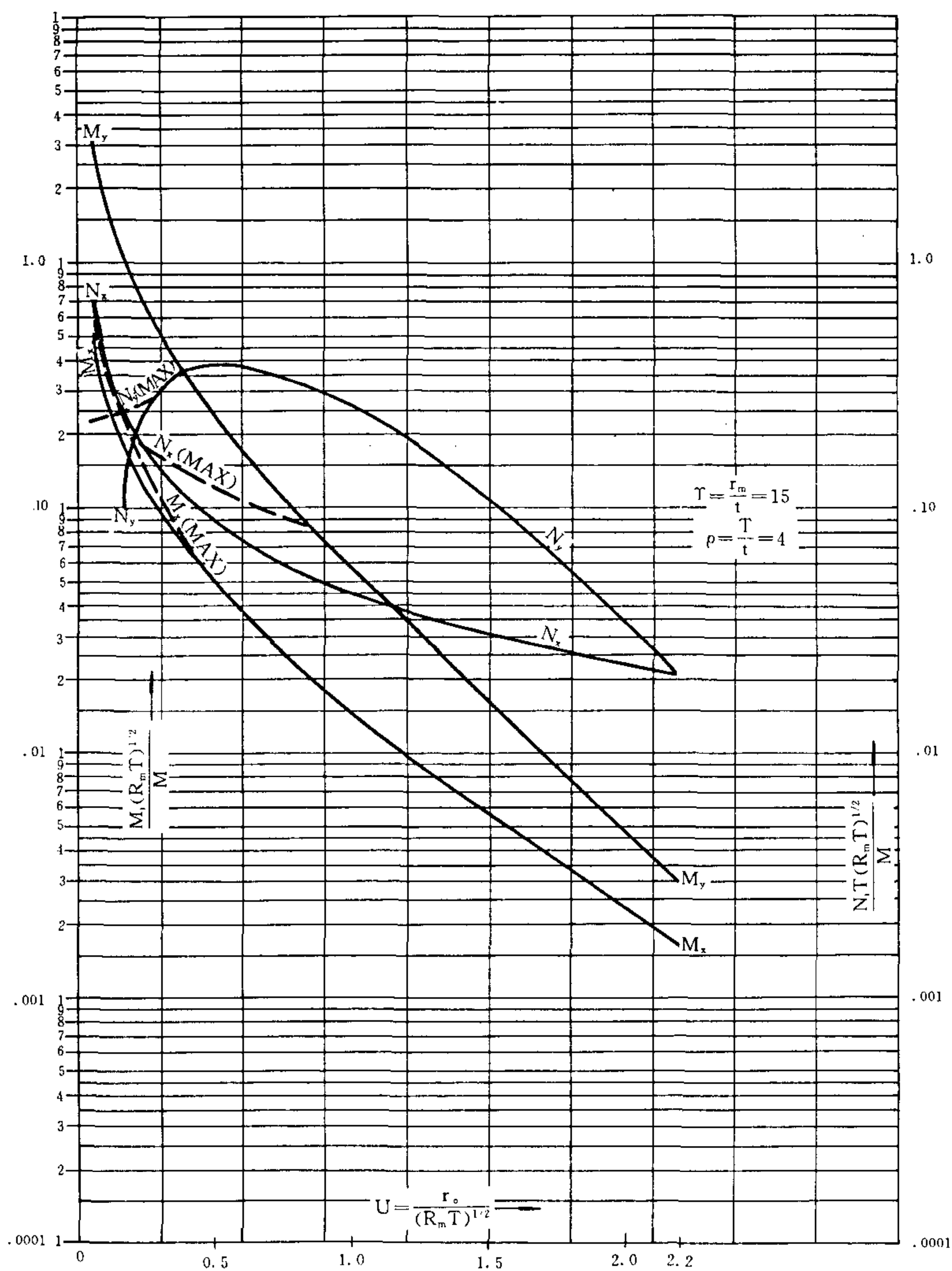


图 27-19 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

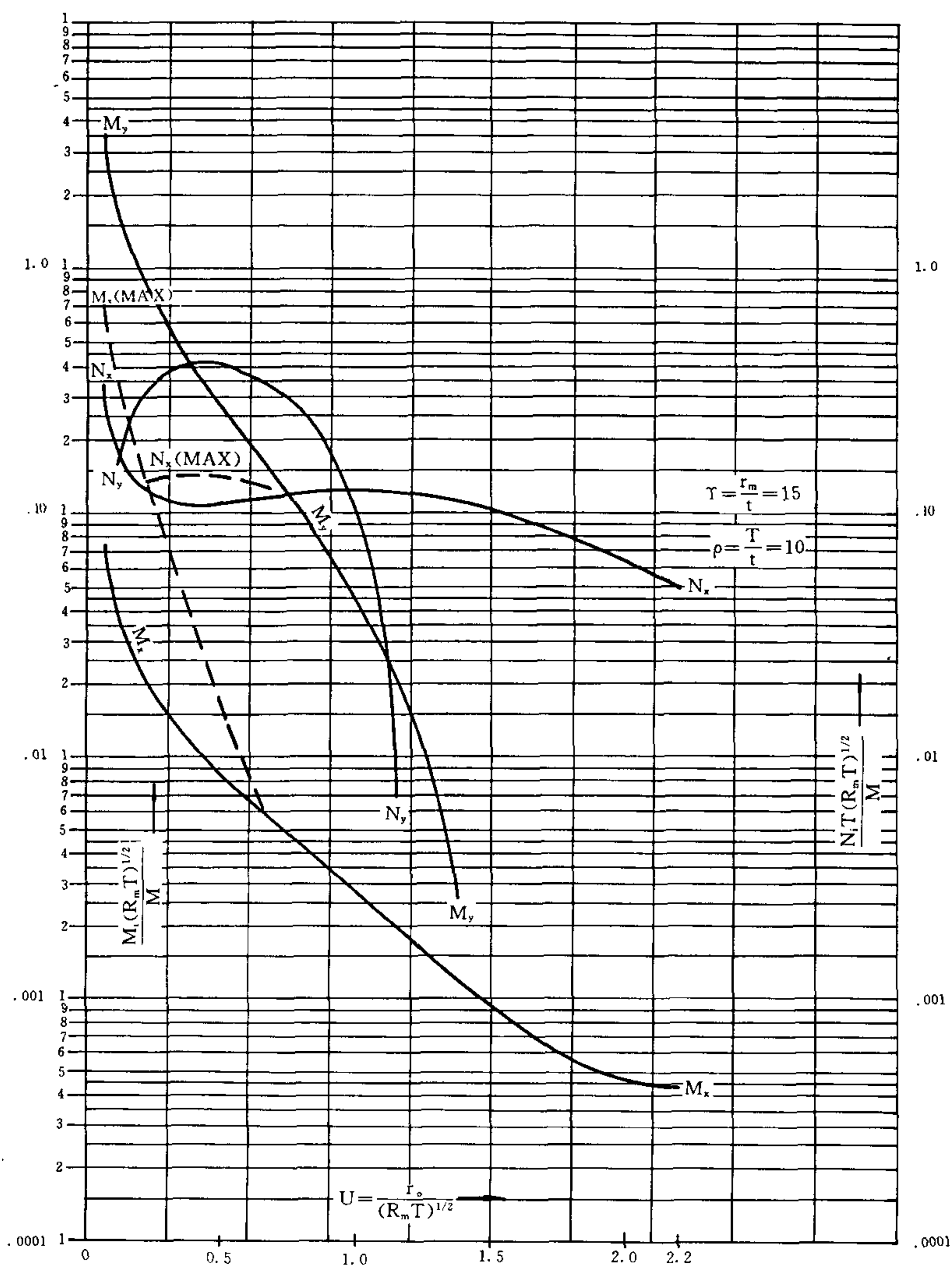


图 27-20 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

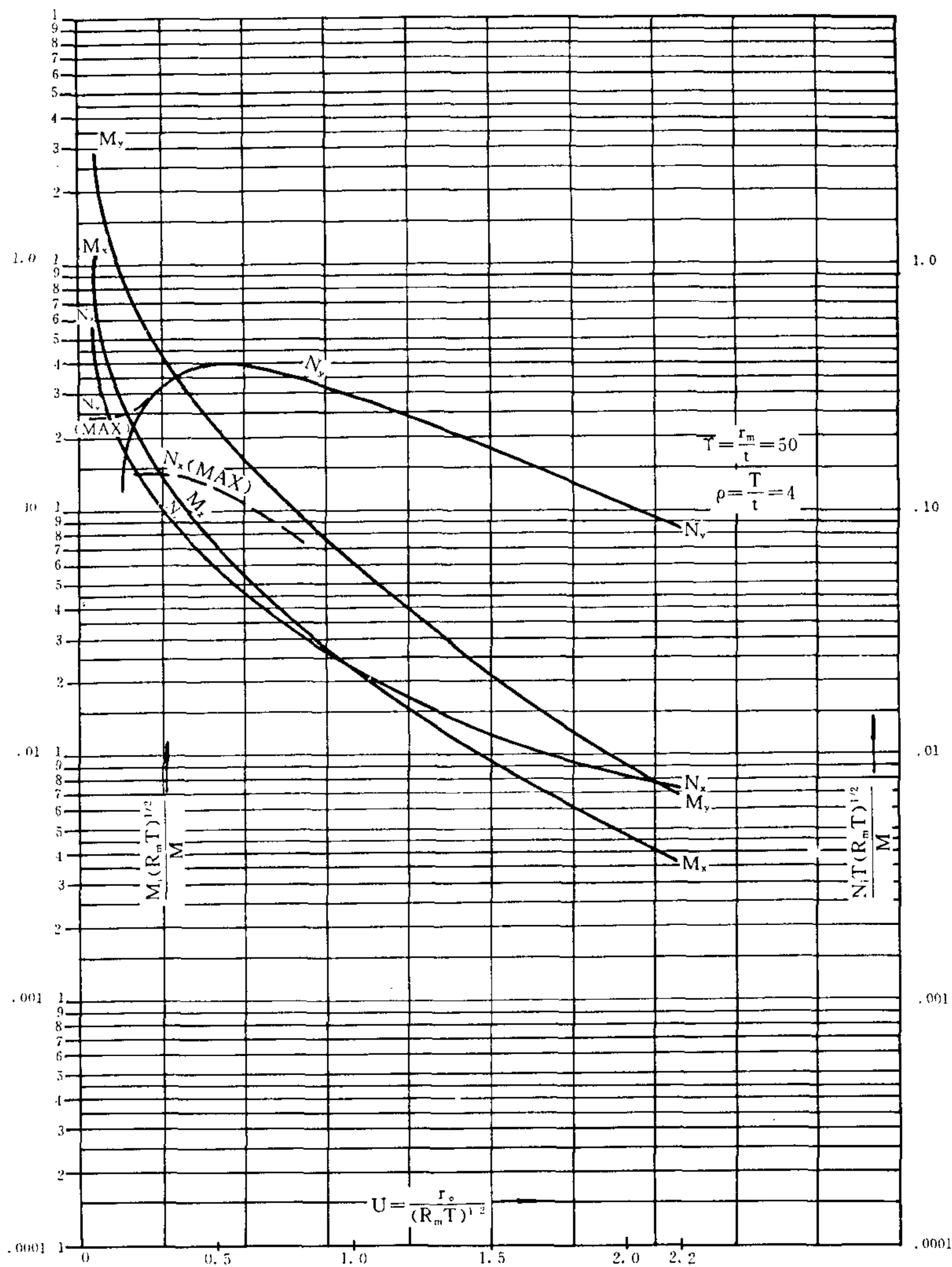


图 27-21 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

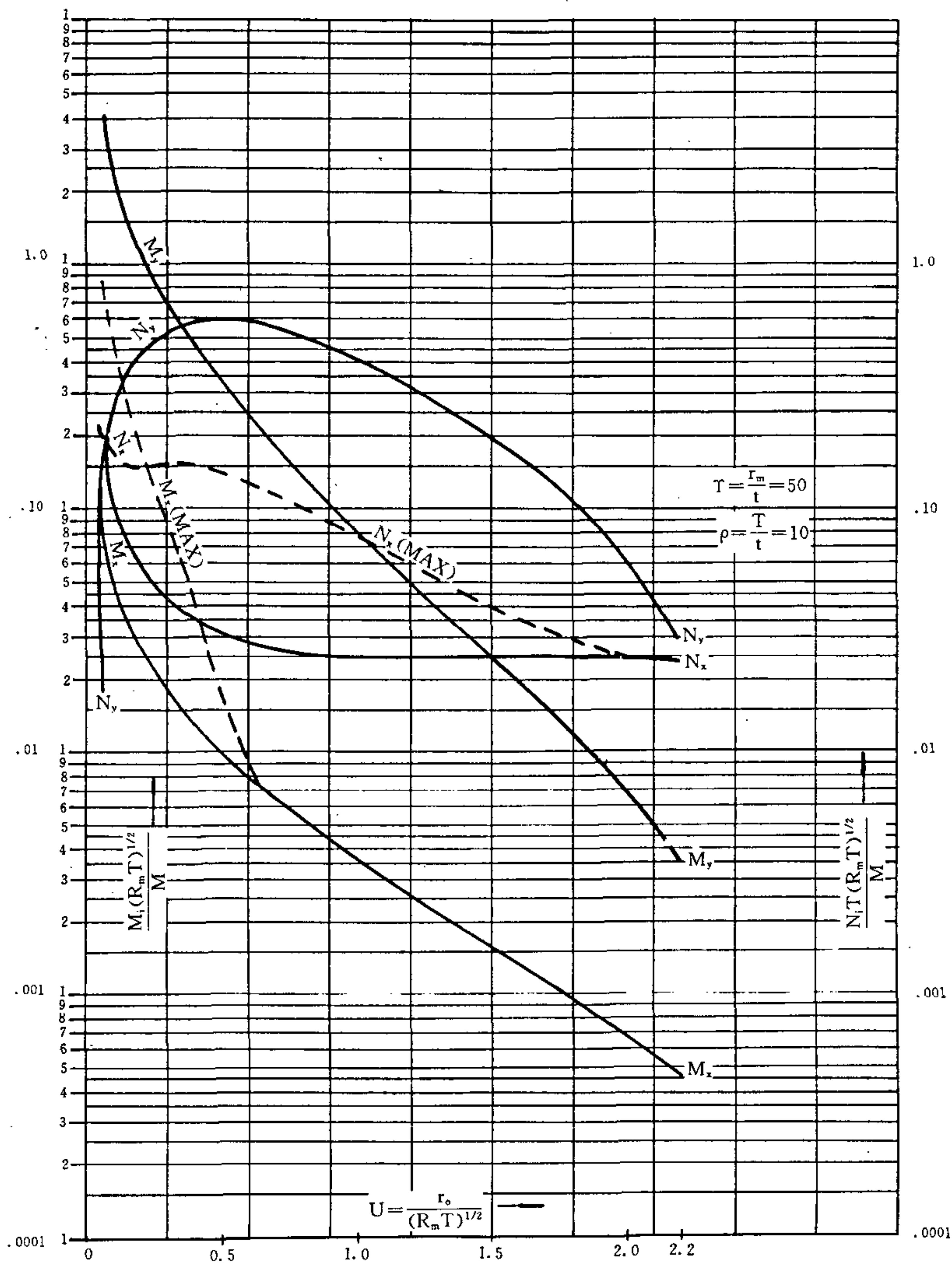


图 27-22 外力矩 M 通过接管对球壳引起的应力

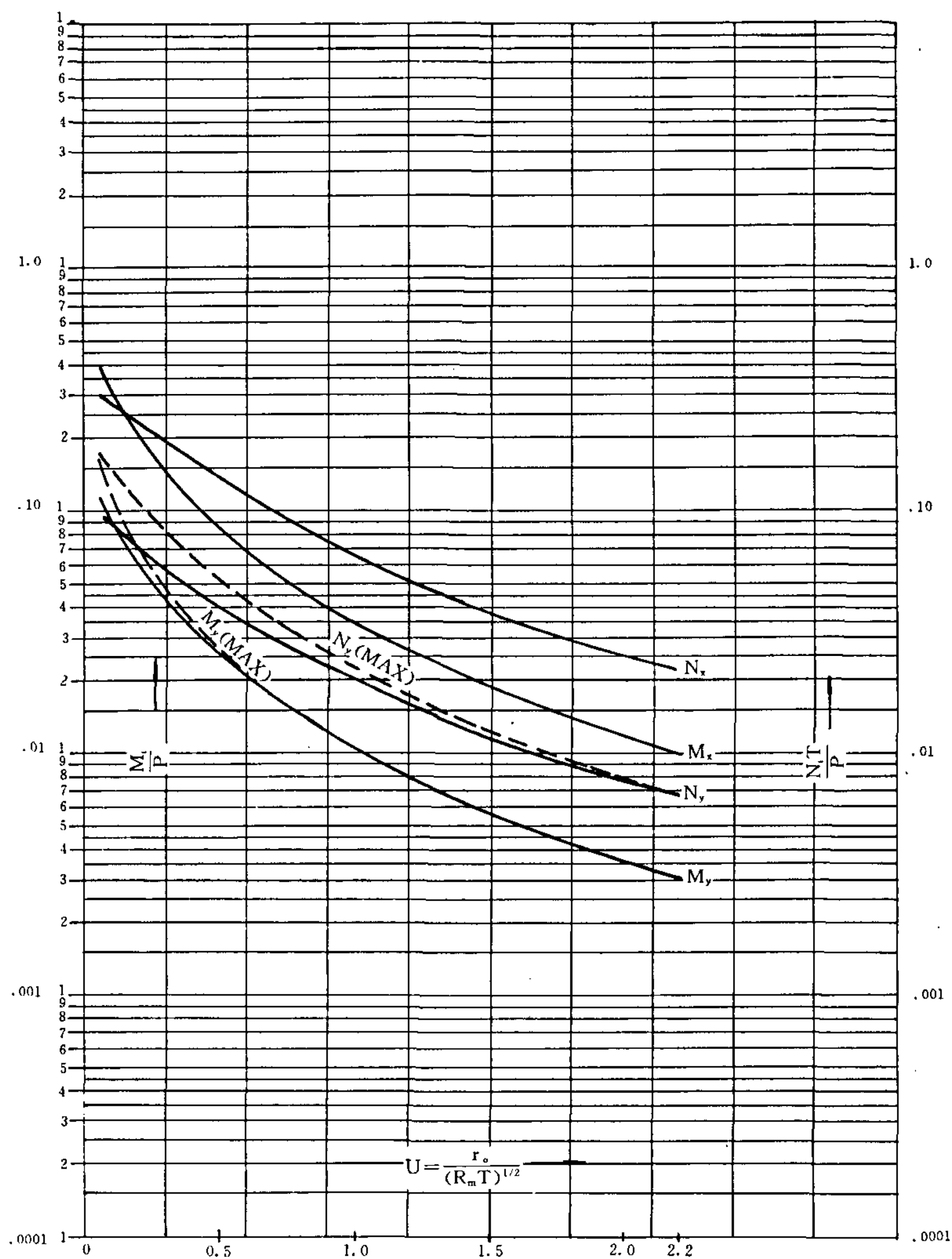


图 27-23 径向载荷 P 通过实心附件对球壳引起的应力

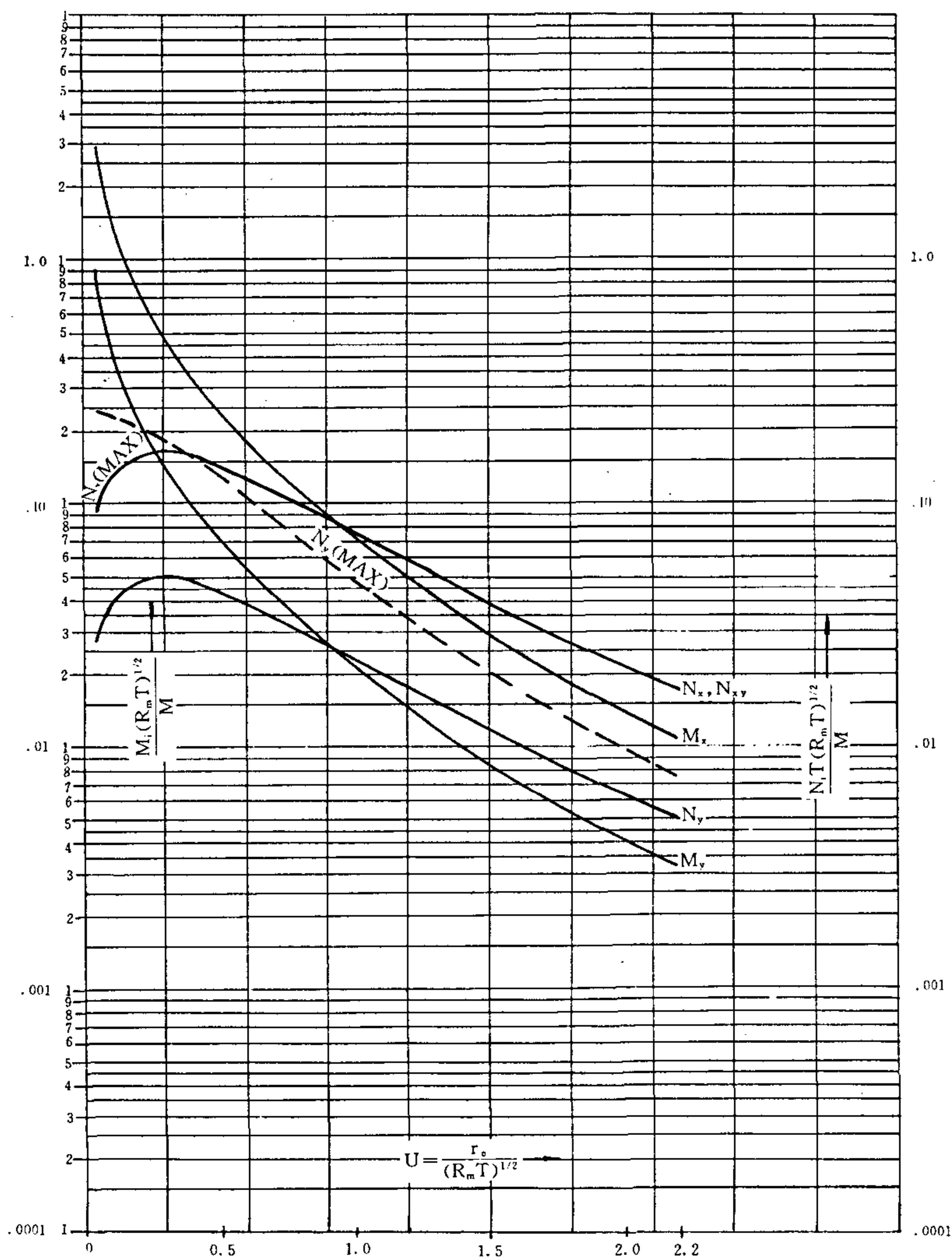


图 27-24 外力矩 M 通过实心附件对球壳引起的应力

钢制化工容器强度计算规定

HG 20582—1998

编 制 说 明

本规定是对 GB 150—1998《钢制压力容器》未作规定部分的补充,编入了工程上经常遇到而又较成熟可靠的一些化工容器零部件的计算方法。这些方法,一是来源于国外的一些规范、标准和引进装置技术,并在国内已有一定实际使用经验;二是来源于国内通过试验研究业已成熟,并有相当使用经验的方法。编制中对于公式的来源和适用性等进行了推导和分析比较,从中选择最合适的方法。同时,还进行了大量的工程算例验证工作,有些还作了有限元的计算和分析。考虑到国内压力容器技术的情况,在采用国外某些设计计算方法时,就使用范围和要求等方面作了适当的修改和补充。

1984 年我们曾编制出版了化工部化工设计标准 CD 130A1.3—84《钢制化工容器设计技术规定》,之后经修改补充,1989 年又编制出版了化工行业标准 HGJ 16—89《钢制化工容器强度计算规定》。本标准是在原 HGJ 16—89 标准的基础上,考虑到 GB 150 从 89 版到 98 版的变化,并结合这几年来工程应用的实际需要和经验,通过修改补充编制而成。

本标准与 HGJ 16—89 相比,主要作了下列修改:

(1)新增 12 种设计计算方法。包括:大锥角锥形封头、半圆管夹套容器、内压和轴向载荷作用的带折边变径段、外压圆筒内设有支承圈时对承载能力的提高、齿啮式卡箍连接和整体齿啮式卡箍连接、凸缘法兰、透镜垫高压螺纹法兰、带加强筋的圆平板盖、 Ω 形膨胀节、以及圆筒和球壳上局部应力的计算等。

(2)较大修改的有:对于椭圆形封头非中心部位开孔补强和圆筒上轴向和周向及封头上非径向接管的开孔补强三章合并为一章非径向接管的开孔补强,而且补强方法也有较大变动,采用 ASME 的方法。

(3)其它一些章节中在文字、符号及局部内容也作了相应调整,使之与 GB 150—1998 标准相一致。

1 受内压斜锥壳的计算

斜圆锥壳体在压力容器上的应用日益增多,有关它的强度计算公式,除美国已列入 ASME 标准外,其它国家尚未列入标准,仅日本有关规范及手册对斜锥壳的计算作了使用说明。

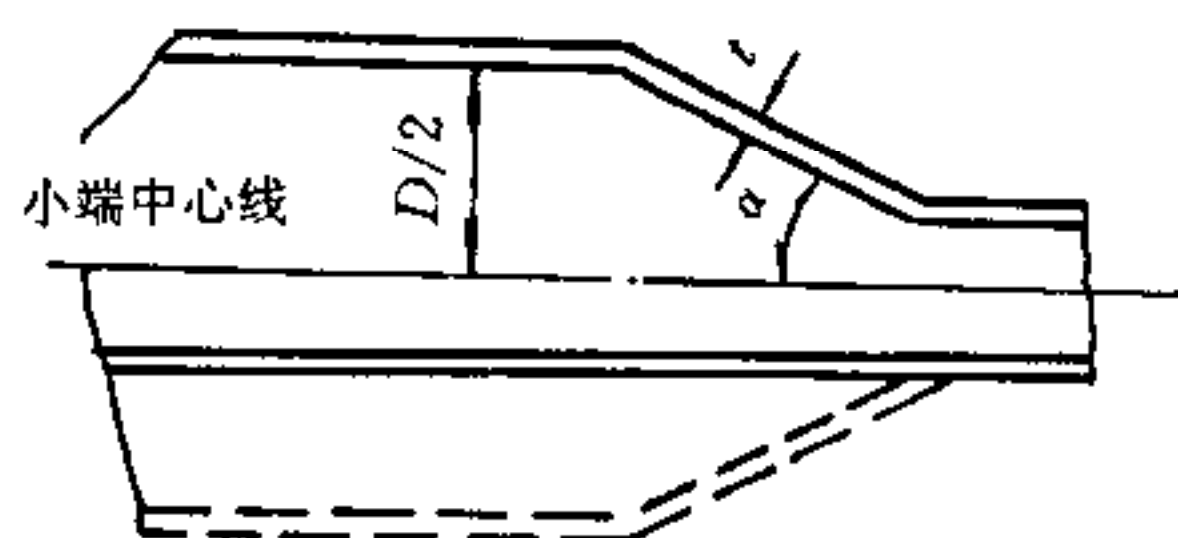
按美国 ASME 第 VIII 篇第 1 分篇及日本 JIS B8243 等有关规范说明,对斜锥壳的强度计算提出如下计算公式,指出对具有不同的半顶角 α_1 和 α_2 (见正文图 1—1)在设计时,应采用其中一个较大的 α 代入正锥体计算公式:

$$t = \frac{PD}{2\cos\alpha(SE - 0.6P)}$$

式中: t ——成型变径段有关零件的最小需要厚度,不包括腐蚀裕度,英寸;

D ——大端筒体内直径,英寸;
 α ——当图中 $\alpha_1 > \alpha_2$ 时,取 $\alpha = \alpha_1$ 为半顶角,度;
 S ——最大许用应力值,磅/英寸²;
 E ——焊缝系数。

日本《工场操作テリ一ズ》对计算斜锥壳体壁厚仍采用上述公式,但按下图取 D 值。



用上述两公式,我们对近二十台斜锥壳体进行强度核算,在取同一附加裕量的情况下,按美国 ASME 规范所列出公式的计算结果更加结合实际些。为此,我们在本规定中推荐美国 ASME 的方法。

参 考 文 献

- [1] ASME, Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, 1992
- [2] 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
- [3] 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
- [4] 《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计算

在 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—89《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。

参 考 文 献

- [1] 前苏联国家标准 ГОСТ 14249—89《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,所以使用越益广泛。但至今国内尚未制定相应的设计标准。

本标准参照 ASME VIII—1 附录 EE^[1],并根据制定该标准的背景材料^[2],对容器尺寸、厚度、半圆管尺寸等相应作出限定。

文献已对半圆管夹套容器的设计原理作出分析^[3]。

参 考 文 献

- [1] ASME VIII—1, 1992ed, 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 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 $[\sigma]\phi$ 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。

参 考 文 献

- [1] 江楠等,《管壳式换热器外导流筒的强度分析》,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,此时厚度起控制作用的将不是过渡区的不连续应力,而是过渡区高的周向压缩应力。此时,封头可能因周向失稳而失效。

为此,GB 150《钢制压力容器》及美国 ASME 规范 VIII-1 中仅考虑了过渡区的不连续应力,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。目前 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 $0.3\% D_i$ 。但由于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。

本章所规定的计算方法为设计者提供了设计薄壁内压封头准确、可靠而又经济的方法。该方法取自法国规范 CODAP 85 版。这是目前考虑因素最为齐全的薄壁凸形封头计算方法。本规定在引用 CODAP 85 时作了如下调整:

- (1) 规定了 $\delta_e/D_i < 0.003$ 时,才需进行 δ_{p1} 和 δ_{p2} 的计算;
- (2) 封头的强度计算仍按 GB 150 中规定的方法;
- (3) δ_{p1} 的计算图适用范围限制在 $\delta/D_o \geq 0.001$ 的范围。

上述(1)、(2)项的调整是考虑到本规定的编制旨在 GB 150 基础上补充和具体化。为此,为了与现行 GB 150 标准的一致性,对 $\delta/D \geq 0.003$ 的较厚壁封头不作失稳校核,而且对即使要作失稳校核的封头,其强度计算公式仍沿用 GB 150 的强度计算方法。

应该说明的是,在 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,而不是如其编制说明中的推导比较。为此,本规定引用了 $\delta/D < 0.003$ 的封头应作失稳校核的规定。

上述第(3)项的调整主要依据是 δ_{p1} 的计算图,主要是依据 Drucker 和 shield 公式,该公式是基于小挠度壳体理论的极限压力,也可将此与其后的塑性垮塌压力相当,而 Drucker-shield 公式只适用于 $\delta/D \geq 0.002$ 的范畴,因此,ASME VIII-2 和 BS 5500 等压力容器规范都规定了适用范围为 $\delta/D \geq 0.002$ 。法国 CODAP 85 将上述计算公式和图表扩展到 $\delta/D \geq 0.001$ 范围。因此,本规定在引用 δ_{p1} 的计算图时,将适用范围作了调整。

对于 $\delta/D < 0.001$ 的更薄壁封头,由于可能发生弹性失稳,而法国 CODAP 85 的计算方法中尚未计及该种失效形态的计算,而且至今我们亦未曾见到各国压力容器规范中有关于弹性失稳的计算方法。因此,本规定的适用范围定为 $\delta/D \geq 0.001$ 。

参 考 文 献

- [1] 法国 CODAP 85
[2] ASME VIII-2, 1992
[3] BS 5500-1984

[4] 蔡仁良:《大直径薄壁凸形封头的设计》,化工设备设计,1987年 No. 2

6 非径向接管的开孔补强计算

(1)基本出发点

HGJ 16-89 标准第 3、4 章沿袭原苏联国家标准 ГОСТ 24755-81、ГОСТ 25215-82 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和 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;HGJ 16-89 原第 2 章则采用 ANSI B31.3d 的方法,该标准属于管道标准,和用于压力容器设计的 ASME VIII-1 在体系上略有不同。由于 GB 150 主要参照 ASME VIII-1,而 ASME VIII-1 对 HGJ 16-89 原第 2、3、4 章的内容都已有所规定。为从体系上保持和 GB 150 一致,所以本标准将 HGJ 16-89 原第 2、3、4 章加以统一并采用 ASME VIII-1 的方法。

(2)本标准和 ASME VIII-1 的主要区别

本标准虽然在体系上沿用 ASME VIII-1,但为保持和 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 GB 150 的规定。

由于已按 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。

因已按 GB150 有关规定的要求,对以开孔中心为圆心,1.5 倍开孔直径为半径的圆中所包容的 A、B 类焊缝进行 100% 探伤,所以据此而对开孔和焊缝相遇时的补强计算和探伤要求作出相应调整。

(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 GB 150 相互衔接点而略作调整。

参 考 文 献

[1] ASME VIII-1,1992ed.

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 GB 150《钢制压力容器》中允许的范围。这时就不能按国标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

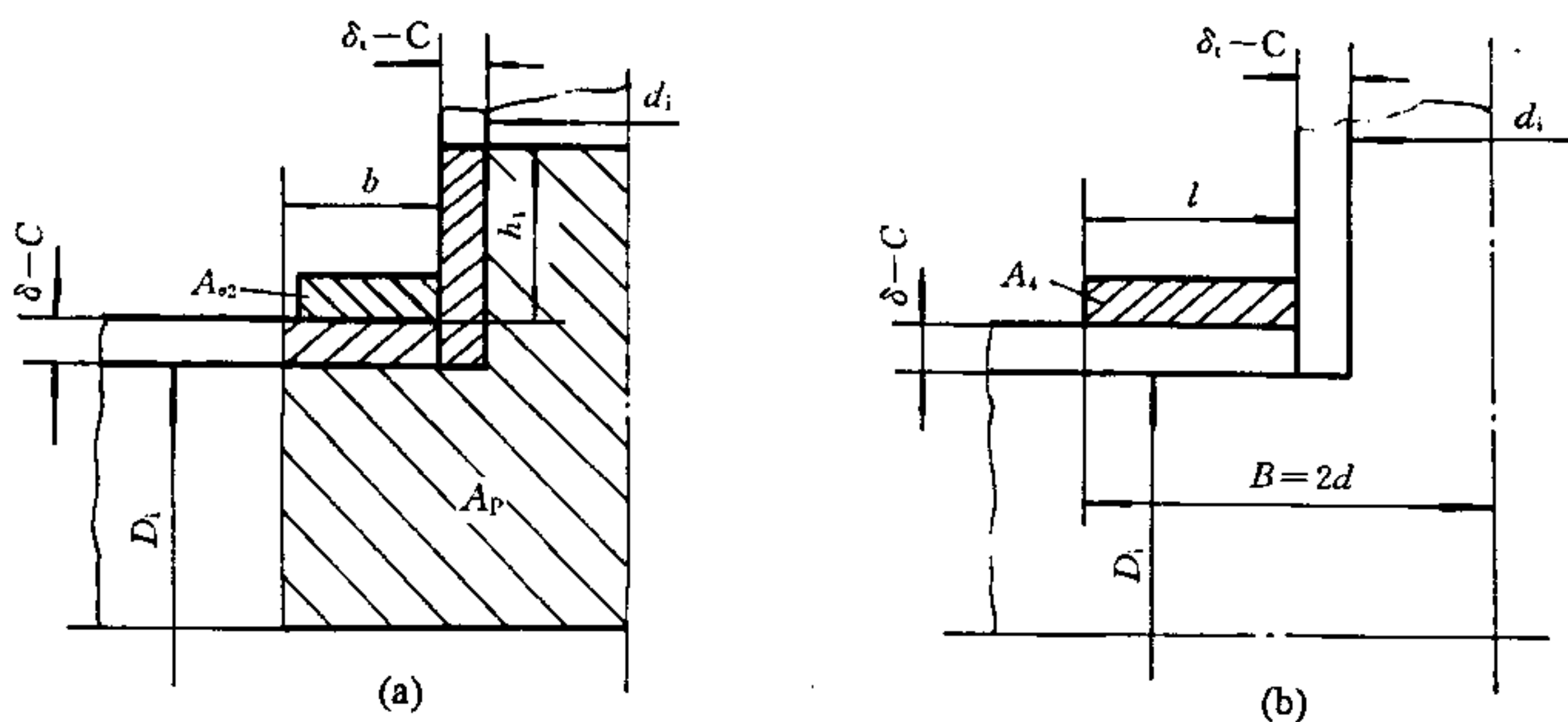
用在开孔附近增设加强筋以缓和弯曲应力,而不多增加补强面积的方法。西德 AD 规范中的开孔补强采用压力面积法,也允许开孔范围较大($d_i/D_0 \leq 0.8$),它适用于 $0.002 \leq \frac{S_e - C_1 - C_2}{D_0} \leq 0.1$ (S_e ——容器壁厚; D_0 ——容器外径)的内压圆筒、锥体和球壳;在采用该规范时,最大应力部位在水压试验条件下出现小于等于 1% 的塑性变形,因此要注意结构在应力分布上的合理性。尤其是在用高强钢时,应避免截面的突然改变,要求用无缺陷和缺口的焊接头,来避免过高的焊接应力。补强件与壳体或接管的焊缝按 AD 规范都应作无损探伤,因此本章作了此项规定。对于采用何种无损探伤,设计者可根据操作条件、重要性和结构设计情况来确定。例如:压力较高又有可能,则除了作穿透性探伤(射线或超声波)外,再作表面探伤(磁粉或着色);有些因结构关系而不作穿透性探伤的,至少应作表面探伤;至于压力很低、设计裕量较大、在结构上又作了特殊考虑,则可另作考虑。此外,AD 规范还强调,在开孔较大时,应避免用于可产生蠕变或有脉动载荷的场合。由于 AD 规范的压力面积补强法是对具有各种尺寸的开孔与接管的容器做了一系列压力试验后提出的一种极限设计的方法,有较长时间的使用经验及较大的影响。因此,我们在对 AD 规范的方法作了一些分析,并与 JIS B8243 等作了比较的基础上,参考其它一些规范的极限补强方法并吸取其合理部分(如 ASME 锅炉及受压容器规范第 VIII 篇第二分篇中要求材料屈强比应满足 $\sigma_s/\sigma_b \leq 0.67$ 等),编制了大开孔的补强计算方法。

通过对 AD 与 JIS B8243 等的分析,可以清楚看到,对于较大开孔的补强,这些规范主要在以下两点上提高了要求,以保证补强效果及有效降低开孔处的应力:(1)补强面积较一般开孔要大一些;(2)对补强金属的配置要求更靠近开孔接管根部,即要求具有类似密集补强的特点。

我们选择了一些算例,对较大开孔按 JIS B8243 或野原石松著《压力容器》的要求作等面积补强,并与按 AD 规范作压力面积法补强进行了比较,发现:

(1)对补强的面积要求,压力面积法一般要高一些。

以设计压力 $P=2.5\text{MPa}$,圆筒内径 $D_i=1000、1200、1500、1800、2000\text{mm}$, $d_i/D_i=0.5$ 的开孔补强为例,压力面积法与等面积法的计算结果表明,除壳体与接管的多余壁厚参加补强外,所需另加的补强面积,按压力面积法均比按等面积法大,即图中的 $A_{\sigma_2}/A_4=2.18\sim 2.61$ 。只有当开孔直径较小时,等面积法要求的补强面积才稍高于压力面积法,如 $P=2.5\text{MPa}$ 、 $D_i=1500\text{mm}$ 的圆筒体, $d_i/D_i=0.2$ 时, $A_{\sigma_2}/A_4=0.72$ 。而且,这种补强要求的差距,随 d_i/D_i 的增大而增大。仍以 $P=2.5\text{MPa}$ 、 $D_i=1500\text{mm}$ 的圆筒体开孔补强为例,当 d_i/D_i 由 0.5 增加到 0.8 时,按两种方法进行计算, A_{σ_2}/A_4 的比值也由 2.18 增加到 3.96,如下图所示。



高压的情况也有同样的趋势,以 $P = 16\text{MPa}$ 、 $D_i = 2000\text{mm}$ 、 $d_i/D_i = 0.45 \sim 0.8$ 的圆筒体开孔补强为例,当开孔 $d_i/D_i \leq 0.6$ 时,按两种方法计算,所需另加的补强面积还较接近,但当 $d_i/D_i = 0.7 \sim 0.8$ 时,则按压力面积法就要超过按等面积法。

(2)从补强金属面积的配置上,压力面积法与等面积法相比,更具有密集补强的特点。

按压力面积法,壳体上接管一侧的有效补强宽度 b 与壳体内径有关, $b = \sqrt{DS}$,而按等面积法,则仅与开孔内径有关, $l = \frac{d}{2}$ (见前图)。这样,在壳体直径一定时,开孔越大, b 与 l 的差距也越大,虽然 JIS B8243 对大开孔补强也要求补强金属尽量配置在接管根部,即 $2/3$ 的补强截面积要在离孔边 $\frac{d}{4}$ 的范围内,但与压力面积法相比,则还嫌不够。显然,其对缓和接管根部的应力集中的作用也小一些。

现仍以 $P = 2.5\text{MPa}$ 、 $D_i = 1500\text{mm}$ 的开孔补强为例:随着 d_i/D_i 由 0.5 增加到 0.8 , A_{σ_2}/A_1 的比值也由 2.18 增加到 3.96 ,但 b/l 的比值却由 0.44 降到 0.276 。如果考虑按等面积法在离孔边 $\frac{d}{4}$ 的范围内有 $2/3$ 的补强面积,则补强金属配置的密集程度,压力面积法仍高出等面积法 $1.71 \sim 2.72$ 倍。实际计算算例表明,按压力面积法进行大开孔补强,采用厚壁接管及凸缘的形式,能较好地满足加大补强面积及合理配置补强面积的要求。

我们还对球形封头大开孔按 AD 规范补强的几个算例作了有限元的计算。有限元计算采用计算机的轴对称应力分析程序,取 $1/2$ 纵剖面作为研究对象,全部网络采用三角形单元。在接管与球壳连接部位,由于应力梯度变化大,采用局部加密网络划分,补强均采用整体加厚封头及接管的方式,并使实际面积与所需面积较为接近,以避免过分加大补强裕度,能较为准确地了解按压力面积法补强的实际效果。算例的有关数据与计算结果如下表:

计 算 数 据		计 算 结 果		
设计压力 $P = 2.5\text{MPa}$ 设计温度 $t = 200^\circ\text{C}$ 球壳、接管材料: 16MnR 不计热应力	开孔大小	最大应力	最大应力所在部位	应力集中系数
	$d_i/D_i = 0.6$	轴向压应力 $\sigma_{x\max} = -161.3\text{MPa}$	接管近根部外表面	$K = \frac{161.3}{54.7} = 2.95$
	$d_i/D_i = 0.7$	周向拉应力 $\sigma_{x\max} = 128.3\text{MPa}$	球壳内表面	$K = \frac{128.3}{54.7} = 2.35$
设计压力 $P = 15\text{MPa}$ 设计温度 $t = 350^\circ\text{C}$ 球壳材料 16MnR 接管材料 20MnMo 考虑热应力	$d_i/D_i = 0.67$	轴向压应力 $\sigma_{x\max} = -299.8\text{MPa}$	接管近根部外表面	$K = \frac{299.8}{75.0} = 3.98$
	$d_i/D_i = 0.8$	周向拉应力 $\sigma_{x\max} = 168.75\text{MPa}$	球壳内表面	$K = \frac{168.75}{75.0} = 2.25$

从有限元计算后我们绘的应力曲线及位移图(本文略)可以看出,对大开孔按压力面积法补强

后,虽然连接部位的应力状况十分复杂,但应力水平还不是太高,即使对于水压试验的情况,也还是可以接受的。即只有个别部位有塑变,不致出现塑性不安定的情况。另外,开孔较大时应力的分布与开孔较小时还是有一定差异的,主要是开孔较大时,为满足接管与球壳连接处的变形协调,局部产生了更大的弯曲变形及弯曲应力。有限元计算结果还表明,实际的应力衰减长度与压力面积法规定的有效补强范围基本上也是吻合的。

自 CD 标准发布以来,经过数年的实践和试验研究工作,对于压力面积法又有了进一步的认识。自从升级到 HGJ 标准起,我们将允许的孔径比从 $d_i/D_o \leq 0.7$ 扩大到与 AD 规范相同的范围,即 $d_i/D_o \leq 0.8$ 。此外,在局部文字上也作了一些修改。

本规定虽然采用了与西德 AD 规范相同的压力面积法,但其安全裕度要比 AD 规范大,而且最大应力部位在水压试验条件下几乎不可能出现 AD 规范那样达小于等于 1% 的塑性变形。其理由是:

(1)西德 AD 规范中许用应力仅按屈服限安全系数 1.5 来确定,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)西德 AD 规范中允许材料的屈强比达 0.8,而本规定仅允许 0.67,这无疑也增加了安全性。

参 考 文 献

- [1] 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
- [2] 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
- [3] S. S 吉尔主编:《压力容器及其部件的应力分析》,籍荻、厉学轼译,原子能出版社,1975 年
- [4] 《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
- [5] 西德 AD 压力容器规范
- [6] 蔡振芳:《开孔补强设计》,石油化工设备简讯第一辑,1977 年
- [7] 野原石松:《压力容器》,兰州石油机械研究所,1979 年
- [8] 《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
- [9] 林过铨、万晋:《大开孔应力测试》,石油化工设备,1987 年第 7 期
- [10] 原苏联国家标准 ГОСТ 24755-81《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

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。本标准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]},因此本标准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,然后按本标准进行计算。

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(如立式设备的重量、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-35-73 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,不用于其它型式密封的法兰。

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-35-73,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二十年来国外发展起来的一种新型垫片,引进装置上应用广泛,国内工程上已开始应用。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石棉层、柔性石墨、聚四氟乙烯、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 GB 150《钢制压力容器》,不再重复。

(1)适用范围

复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。根据国内的实践经验,本章主要推荐用于高压密封。高压下使用直径的推荐范围,主要按国内装置上已经使用的情况

确定。例如:16MPa 以下国外可用至 1500mm。本章推荐用至 1000mm。因此,设计时若略超过本章所述的直径范围,设计者可自行考虑。

齿形环两侧的覆盖层是采用石棉层、柔性石墨、聚四氟乙烯,还是退火软铝,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形式密切相关,本章所述的结构设计 requirements 是根据引进装置、西德标准、西德 Kempchen 规定的形式,其中齿形要求按 DIN 2697。法兰密封面和齿形环的粗糙度没有特别高的要求,即 $\sqrt{3.2}/\sim\sqrt{1.6}$ 。齿形环的材质可根据使用介质和温度而采用碳钢或不锈钢等。覆盖层的厚度采用 0.5mm 最合适,否则采用 0.6mm 尚可以;但最厚也只能用到 0.8mm,这时性能较差;若用 1mm,则将失去组合式垫片的优点。使用石棉板时是否要控制含氯量,视介质而定。

(3) 垫片宽度

本章推荐的垫片宽度 B 的计算公式仅适用于高压情况。这是荷兰 Stamicarbon 规定的,是根据垫片在常温常压下压紧力为 300MPa 的螺栓总力等于比试验压力高 15% 的压力作用在垫片平均直径范围内的总力而来的,即 $B = \frac{D_i P_T}{1043.5 - P_T}$ 。垫片最小宽度 15mm 是根据西德 Kempchen 对设备开口密封的推荐值,对于小直径的管道连接,则不受此限。

用于中、低压时,垫片宽度不采用上述公式计算,其宽度要适当加大,具体推荐的宽度见正文表列值。这些宽度值是根据西德 Kempchen 厂标而来的,在国外已有相当使用经验,但考虑到国内使用经验少,因此在正文中写上“参照”“确定”的词句。设计者可根据具体情况确定,或作适当修改。这部分内容是根据审查会的要求而增加的。

(4) 垫片密封特性值

这种垫片的垫片系数 m 和密封比压 Y 是按西德 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 和西德 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。

根据征询的意见,这种组合式垫片除主要推荐用于高压外,对用于中、低压时也希望提供一些数据和说明,同时覆盖层从原来 HGJ 标准只推荐使用石棉层,根据这些年来技术的发展,扩展到柔性石墨、聚四氟乙烯和退火软铝,因此在正文及编制说明中适当补充了这方面内容和其它一些内容。

参 考 文 献

- [1] 引进装置资料《尿素装置高压设备的计算和结构》
- [2] 西德 Kempchen 垫片标准系列,1979 年
- [3] 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
- [4] 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。这种法兰也可以如西德 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越来越多。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 GB 150《钢制压力容器》。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,西德 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 GB 150《钢制压力容器》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 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 ,英国和西德规范均有明确规定。英国 BS 5500 按无垫片考虑,即 $m=0$, $Y=0$;西德 AD 规范中与 m 相当的 $K_1=0$,与 Y 相当的 $K_0=0$ 。根据送审稿和审查会收集的意见,并结合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 $W = W_{m1} = 1.1 \times \frac{\pi}{4} D_i^2 P$ 。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 GB 150《钢制压力容器》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

密封焊元件也可按西德 AD 规范称为焊接垫片。本章推荐图 11-1~图 11-5 五种型式。除图 11-1 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,特别是西德垫片专业制造厂 Kempchen 的厂标。图 11-2 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,这种型式西德已有标准,即 DIN2695。图 11-3 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 11-4 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 11-5 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 11-3~图 11-5 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。只有当兼设有其它压紧密封的垫片(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。

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] 西德 AD 规范《压力容器》
- [4] 西德《Kempchen 垫片标准系列》,1979 年
- [5] 西德工业标准 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。本规定所提供的矩形、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。

本规定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,因此本规定是完全按瑞典规范改编的。但考虑到我国使用 GB 150《钢制压力容器》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,本规定则按 1.0 考虑,即取 GB 150《钢制压力容器》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 卡箍连接密封设计和计算

卡箍连接结构在国内使用不太广泛,但国外在压力管道及小直径容器方面应用很多。它与传统的法兰连接相比较,具有结构简单、装拆方便等优点。本章的目的旨在为设计卡箍连接的人员提供标准的设计方法,同时也旨在推广这一连接在国内的应用。

本章的设计方法来源于美国 ASME 锅炉和压力容器规范第Ⅷ第 1 分篇附录 Z。它对卡箍连接中的各个元件(卡箍、高颈、垫片和螺栓等)的尺寸设计和应力计算都有详细的规定。我们在编制本章时,主要在许用应力和材料等按我国的规定,设计方法与 ASME 相同。

参 考 文 献

- [1] 美国 ASME 锅炉和压力容器规范第Ⅷ篇第 1 分篇附录 Z《卡箍连接设计规定》,1992
- [2] 国外有关厂商的卡箍连接标准系列参考资料

14 齿啮式卡箍连接设计

各类齿啮式卡箍连接多用于医药、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 B 8284 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;本标准为和 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 B 8284 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]。

参 考 文 献

- [1] ASME Ⅷ—1,1992ed,Appendix 24
- [2] Shogo Yanagida,Drafts of New Japanese Standards for Pressure Vessels,Panels,7ICPVT,1992
- [3] 柳田省三等,JIS B 8284《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设计

和齿啮式卡箍连接设计相似,本标准也是参照 JIS B 8284 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,本标准为和 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 B 8284 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和齿啮式卡箍连接不同,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 B 8284 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。

参 考 文 献

- [1] Shogo Yanagida,Drafts of New Japanese Standards for Pressure Vessels,Panels,7ICPVT,1992
- [2] ASME Ⅷ—1,1992ed.,Appendix 24
- [3] 柳田省三等,JIS B 8284《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

16 凸缘法兰的设计和计算

凸缘法兰在设备上应用较为普遍,需要有一种较为适用的方法满足工程设计。本标准采用的方法主要参照国外工程公司实际使用于工程上的方法。这一方法,从力学受力分析出发,得出凸缘法兰的扭矩,在考虑法兰抗扭断面模数时,略去了壳体对法兰环的加强影响,因此计算的结果是偏于安全的,能满足实际工程设计的需要。

参 考 文 献

- [1] 中国五环化学工程公司 《容器设计手册》
- [2] Ramyond J. Roark 《FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN》
- [3] 铁木欣柯 《材料力学》

17 透镜垫密封的高压螺纹法兰的设计和计算

透镜垫的密封和连接属于径向自紧密封。透镜垫的二表面为球形面,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决定。

有关上紧螺栓需要的载荷,原苏联列宁格勒科学研究所给出预紧状态和操作状态时螺栓载荷,由于螺栓预紧载荷较操作状态下的螺栓载荷为小,故在 TY 8100 标准中仅考虑操作状态。我国 H 标准也仅考虑操作状态下载荷。在本节螺栓载荷计算中,也仅计入操作状态下螺栓载荷,不计入预紧状态下螺栓载荷计算。

螺纹法兰的法兰盘厚度计算在 TY 8100 提出两种计算方法。

第一种

$$\delta_f = \sqrt{\frac{3W_p(D_b - d_{cp})}{\pi(D_o - d_{cp} - 2d_b)}} \quad \text{mm}$$

第二种

$$\delta_f = \sqrt{\frac{5.72W_p \cdot \alpha \cdot \chi}{[\sigma]_f \cdot d_{cp}}} \quad \text{mm}$$

式中:

$$\alpha = \frac{D_b - d_{cp}}{2}$$
$$\chi = \frac{1}{M-1} \left(\frac{M^2 \log M}{M^2 - 1} + 0.177 \right)$$
$$M = \frac{D_o}{d_{cp}}$$

而 TY 8100 标准中所列法兰厚度基本上按第一种方法选取,原苏联有关其它研究部门也采用

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约薄 4~7mm。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约厚 4~6mm,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,故本节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 规范及其它有关螺纹强度计算文献进行。

尽管透镜垫我国已有 H 标准,但规格不全,同时考虑到不少工程中要采用异形的透镜垫需设计者自行设计。本节推荐的透镜垫几何尺寸主要参照美国马恩(Maan, H)等著的《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。该法较 TY8100 更全面,更完整,故本节按前者提出的方法进行设计与计算。

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 柯仑多尔夫:《化工高压技术》
- [4] 西德 AD 压力容器规范

18 三鞍座卧式容器的设计和计算

卧式容器有时采用三鞍座支承,是为避免支座间筒体因跨距过大而产生较大的变形与应力。以往作强度计算时,多参考原苏联龙勒·维赫曼所著《石油炼厂设备之计算与设计》一书中所介绍的方法。该方法虽也将筒体看成是承受均布载荷、刚度不变、等跨度的连续梁,但仅考虑筒体的轴向弯曲应力及支座处的周向弯曲应力,未计切向剪应力和支座处筒体所受的周向压缩力,且未考虑支座处筒体的“扁塌”变形对承受轴向弯曲应力及切向剪应力的影响,周向弯矩的计算也过于粗略。这就与支座处筒体的实际变形及受力有一定差距。同时,目前国内外规范对两支座支承的卧式容器的强度计算,均采用齐克(Zick)以理论分析与应力实测为基础而提出的方法,且齐克的分析也同样适用于三支座的卧式容器。因此,我们在设计中推导并采用了本章中所述的方法。推导时也是将整个容器看成承受均布载荷的外伸连续梁,用三弯矩理论求得支反力、支座处及跨中的轴向弯矩;对各项应力的校核则按齐克的方法。这与两支座的情况基本是一致的,应力评定按 GB 150《钢制压力容器》。

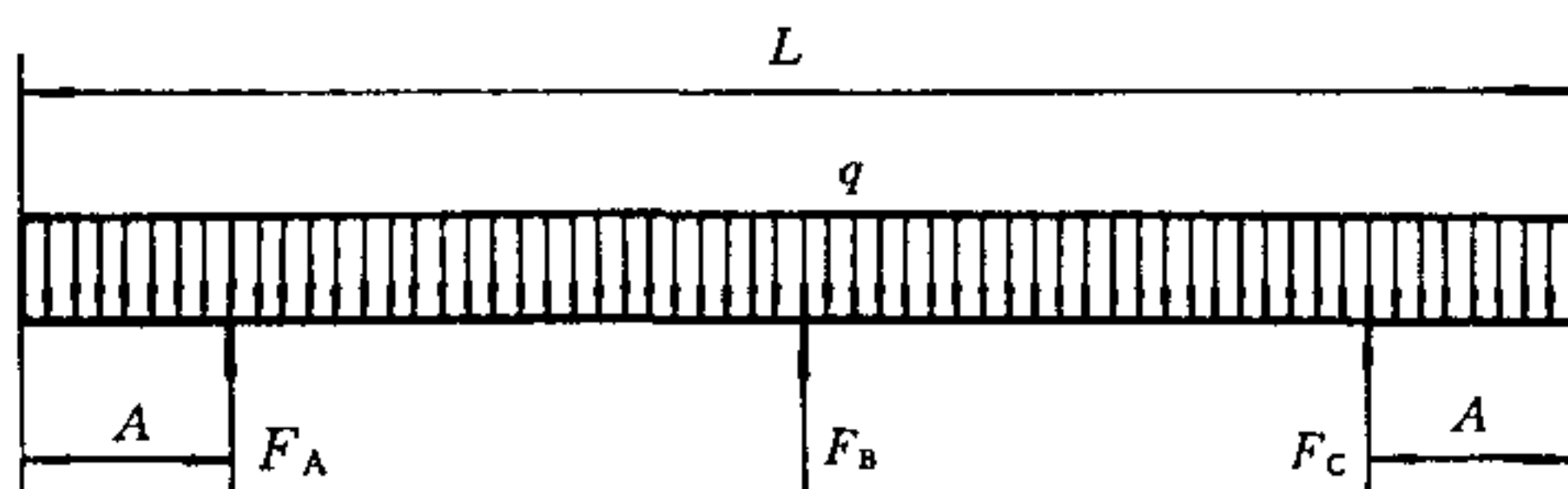
推导时,对三支座与两支座情况不同的几个问题是这样处理的:

(1)采用三支座后,就要考虑支承平面的微小差异。如筒体弯曲度、局部不圆度或者容器不同部位抗局部变形的相对刚性以及支座因安装高度不准确及地基不均匀沉陷而造成的水平误差等许多因素对支反力分布的影响。故设计时,我们取计算支反力为按三弯矩理论求得的支反力的 1.2 倍。这主要是参考凯洛格公司设计手册的规定和《铝制化工设备》而取得。

(2)对多支座的卧式容器,当无加强圈时,筒体承受周向弯矩的有效长度,齐克建议取壳体半径的 4 倍和鞍座承受的载荷作用区长度这两者中的较小者,而后者对边支座而言,为 $A + \frac{1}{2}$

$\left(\frac{L}{2}-A\right)$, 即 $\frac{A}{2}+\frac{L}{4}$; 对中间支座为 $\frac{1}{2}(L-2A)$, 即 $\frac{L}{2}-A$ 。这样, 周向弯曲应力的计算式 $\sigma=\frac{M}{W}=\frac{KFR_i}{l\delta_0^3/6}$ 中的有效承载长度 l 对边支座, 当 $\frac{A}{2}+\frac{L}{4}\geq 4R_i$ 时, 用 $4R_i$ 代入, 反之则用 $\frac{A}{2}+\frac{L}{4}$ 代入; 对中间支座, 则也分别用 $4R_i$ 或者 $\frac{L}{2}-A$ 代入。化简后, 再将其与筒体中的周向应力相叠加, 即可得到计算无加强圈时鞍座边角处筒体周向合成应力的几个式子。

(3) 卧式容器采用三支座后, 跨间距与两支座的情况比较, 一般还相对小一些。此时应主要考虑三个支座处筒体所受的轴向弯矩较为接近, 为推导适宜的外伸长度, 我们对卧式容器的受载作了简化, 如下图所示:



用三弯矩理论, 也可求得:

$$M_A=M_C=-0.5qA^2$$

$$M_B=-0.125q\left(\frac{L-2A}{2}\right)^2+0.25qA^2$$

$$M_A=M_B=M_C$$

即

$$-0.5qA^2=-0.125q\left(\frac{L-2A}{2}\right)^2+0.25qA^2$$

$$A=0.145L$$

即推荐适宜的外伸长度 A 取 $0.145L$ 。

该章在编制时, 考虑到三支座的中间支座和边支座的应力计算与 GB 150《钢制压力容器》的两支座有多处不同, 且考虑内容的完整性和计算方便, 不易搞错, 仍必要重复了一些。

参 考 文 献

- [1] GB 150-1998《钢制压力容器》
- [2] L. E. 勃朗奈尔、E. H. 杨:《化工容器设计》, 琚定一, 谢端绶译, 上海科技出版社, 1964 年
- [3] 天津大学余国琮等编《化工容器及设备》, 化学工业出版社, 1980 年
- [4] 化工部设备设计技术中心站:《铝制化工设备》, 1980 年

- [5] 杨振奎、黄耕:《三鞍座卧式容器的设计与计算》,化工设备设计,1983年第2期
 [6] 李志安、宋明晨:《三鞍座大型卧式容器的强度分析》,石油化工设备,1987年第6期
 [7] 引进装置的技术资料

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重量、风载荷、地震载荷等。首先如图 19-1 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 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 19-2 所示。壳体上有效加强宽度与 GB 150《钢制压力容器》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. Gypgupoglu:《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 带加强筋的圆平板盖设计及计算

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 $[\sigma]_{200}^{200} = 160\text{MPa}$ 。

径向加强筋的圆平板盖的设计和计算主要参照 Лацинский 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 A·A·Лазинский《Основы конструирования расчета》
- [3] 上海人民出版社:《材料与零部件》(上)

21 内压弯头的计算

一、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。本文主要用于管子弯成的弯头强度计算。

二、各国弯头计算公式:

1. 日本 JIS B 8243 压力容器的制造:

$$t = \frac{PD_o}{200\sigma \times \eta - 0.8P} \left(1 + \frac{D_o}{4R} \right) + a$$

类似这种形式的计算公式,还有其它国家标准,如 TEMA 等。

2. 原苏联热力管道设计手册:

$$t' = \frac{PD_o}{(230\sigma_x - P)\phi + 2P} + C$$

$$t = t' \left(1 + \frac{D_o}{2R} \right)$$

3. 西德 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)。

(1) 薄壁弯管壁厚计算:

$$S_{\beta} = \frac{PD_o}{200[\sigma]\eta + P} \cdot \frac{2R - \frac{D_o}{2}}{2R - D_o} + C$$

(2) 厚壁弯管壁厚计算:

内侧壁厚:

$$S_{\beta 1} = \frac{PD_o}{200[\sigma]\eta + P} \cdot B_n + C$$

外侧壁厚:

$$S_{jsw} = \frac{PD_0}{200[\sigma]_t \eta + P} \cdot B_w + C$$

4. 我国 GB 9222-88《水管锅炉受压元件强度计算》中的方法:

$$S = S_c + C = \frac{PD_0}{2[\sigma]_t + P} + A_1 S_c + C_2$$

还有其它一些计算方法,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。

三、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导出来的:

(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]}。西德 DIN 2413 的公式及我国 GB 9222-88 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 B 8243、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 GB 9222-88 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,故我们这次编制本规定时,采用 GB 9222-88 推荐的公式。还要说明的是,西德 DIN 2413 的方法与 GB 9222-88 中的方法道理是完全一致的,但按 GB 9222-88 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:《压力容器及其部件的应力分析》,籍荻、厉学轼译,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 9222-88《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《火力发电厂汽水管道设计技术规定》,电力工业出版社,1982 年
- [5] 原苏联《热力管道设计与安装手册》,文兆昆等译

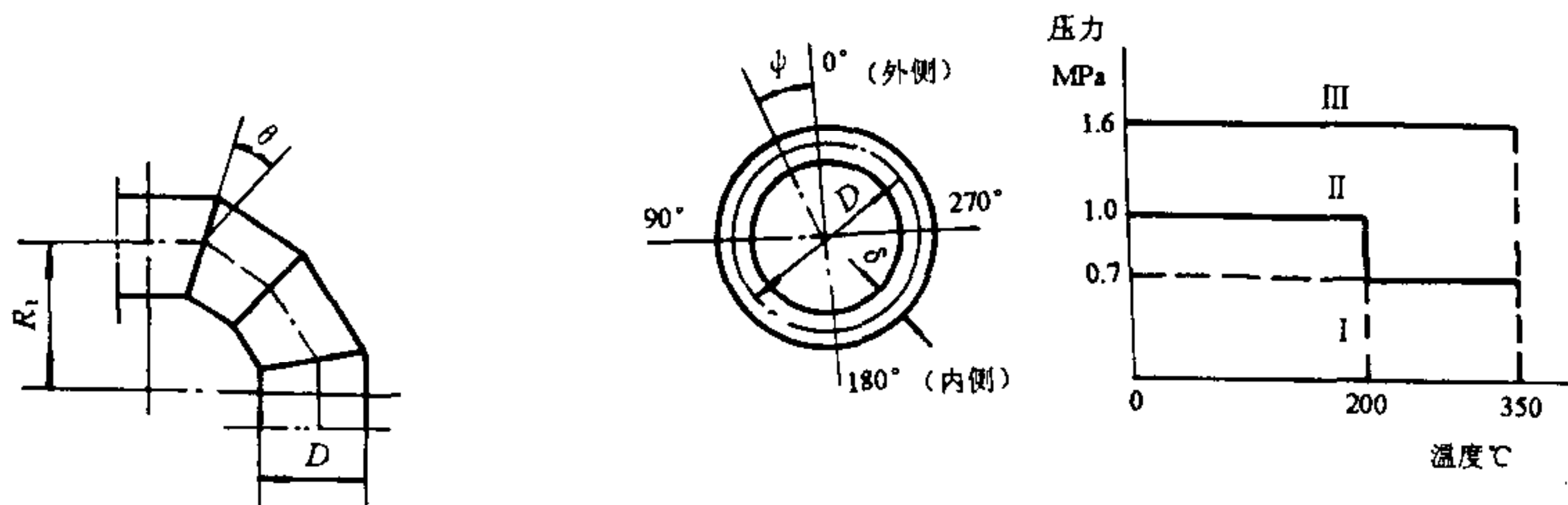
22 斜接弯管(虾米弯)的设计和计算

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。炼化建 502-74《中、低压管道施工及验收技术规范》中则规定:焊制弯头一般用在压力小于等于 2.5MPa、温度小于等于 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 $A \geq 25.4\text{mm}$ (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,故我们决定将其编入本规定。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

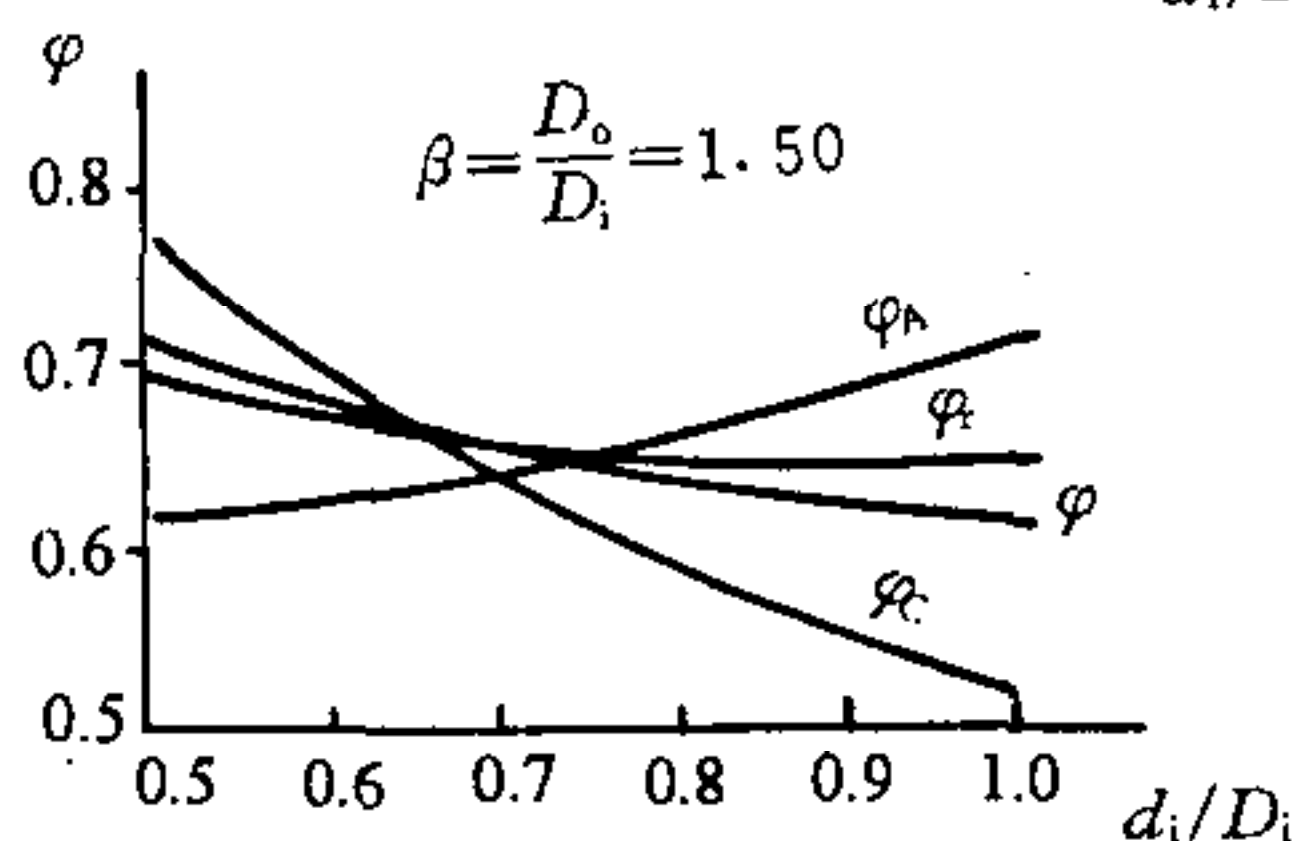
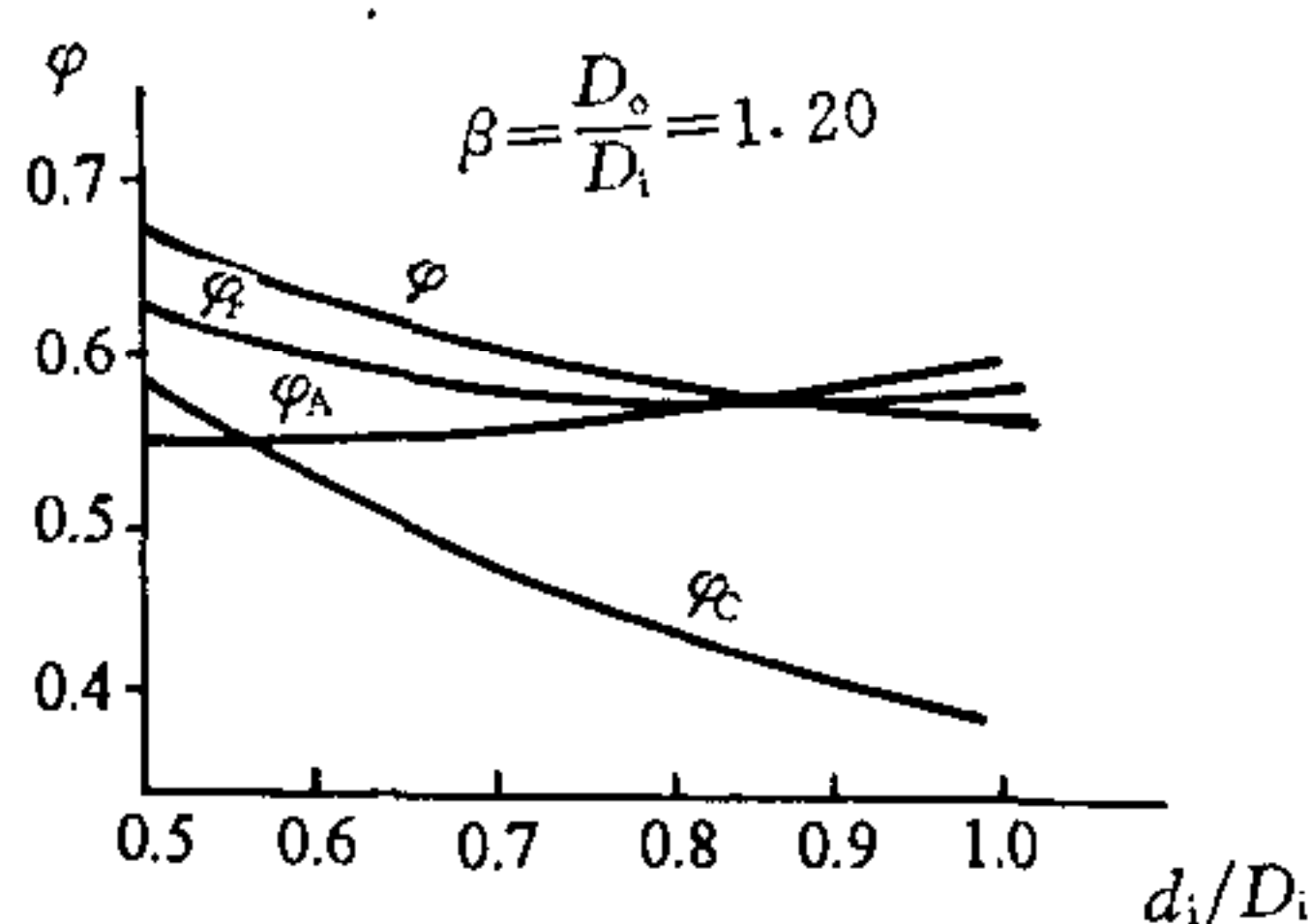
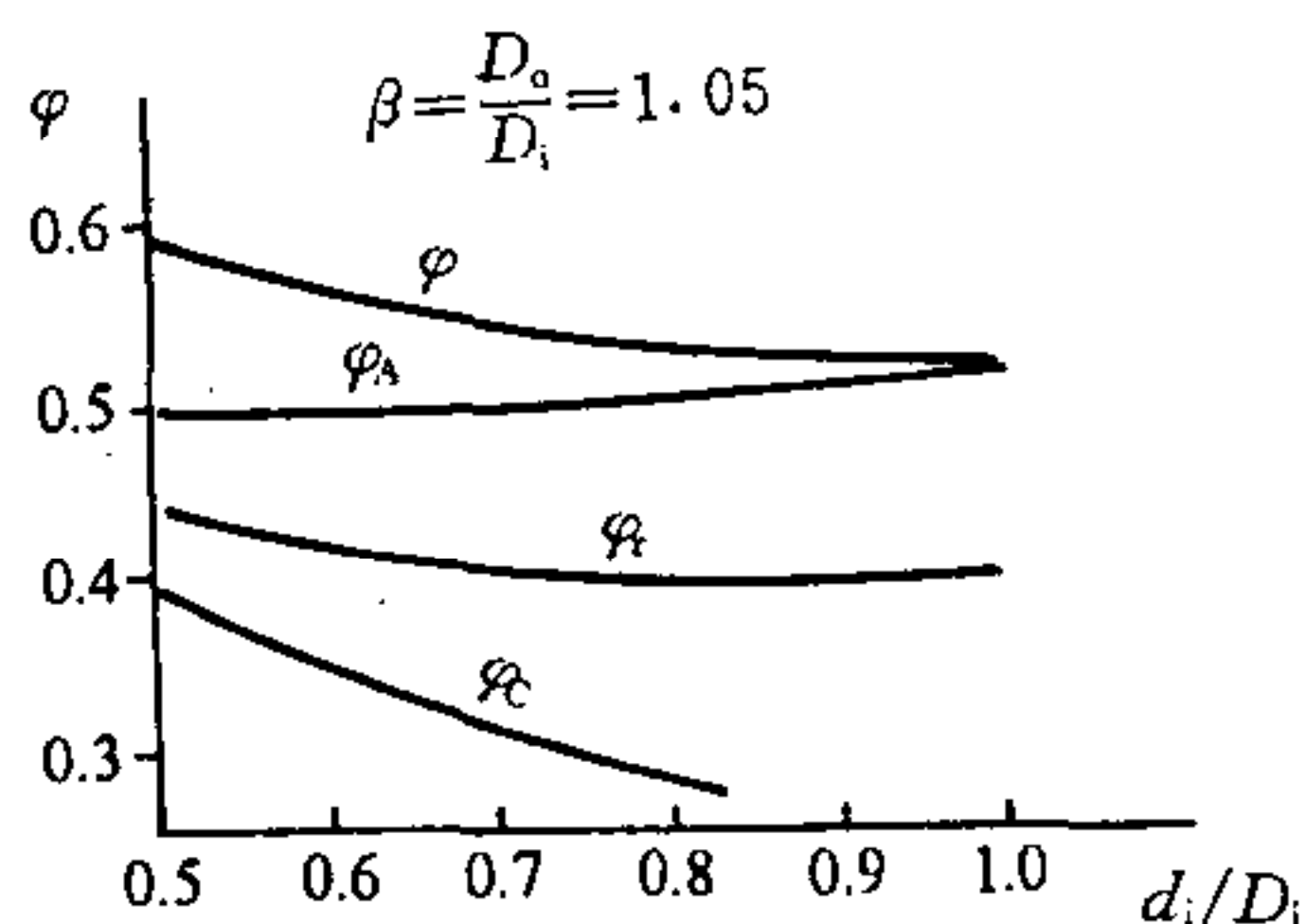
- [1] 美国国家标准压力管路规范 ANSI B 31.3d《化工厂和石油炼制厂管路》,化工部工程建设标准编辑中心,1984
- [2] S. S. 吉尔主编《压力容器及其部件的应力分析》,籍获、厉学斌译,原子能出版社,1975 年
- [3] 陈建存:《异形零部件计算》,化工设备设计,1979 年第 5 期
- [4] 日本劳动省安全卫生部安全课编《锅炉压力容器构造规范讲解》,沈志康译,化工部设备设计技术中心站,1982 年
- [5] 水利电力部东北电力设计院:《管道弯头典型设计修订技术条件书》,1977 年
- [6] 石油化学工业部炼化建 502-74《中低压管道及施工技术规范》,石油化学工业出版社,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。三通的形式有多种,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 GB 9222-88《水管锅炉受压元件强度计算》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 $A = 1.07S_0d_1$,以此来弥补大开孔时等面积补强的不足;(3) 西德锅炉标准 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。西德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《火力发电厂汽水管道设计技术规定》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,左图是按我国的 φ 、美国的 φ_A 、西德的 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 与其它方法一样,随着 β 的增大而增大;(3)当 β 较大时,我国的 φ 与西德的 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》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,会上发表了十三篇科研报告。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》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》中所述的方法。

参 考 文 献

- [1] GB 9222-88《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] 西德锅炉标准 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十三篇,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西德蒸汽锅炉技术规范 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] 西德蒸汽锅炉标准《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。本标准采用的方法为 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] 中国五环化学工程公司《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 外载荷通过实心附件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可参考使用。

WRC 第 107 公报并未计及压力的影响,本标准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。

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 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,在计算圆筒各处的各项应力时,除圆筒厚度 T 以外可予计入衬垫板厚度 T_R ;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,本标准按 WRC 第 107 公报的规定,根据该连接处过渡圆弧半径 r 的大小而引起应力集中系数 K_b 、 K_n ,在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。本标准根据 ASME VIII-2 和 JB 4732-94 关于应力分类和评定的原理作了规定。

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] 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
- [3] 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,所以本标准据此而用于球壳、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,本标准用于壳体上设有实心附件时,根据未开孔球壳在压力作用下引起的二向应力予以叠加。且根据附件和球壳相连接处过渡圆弧半径 r 的大小而引起应力集中系数 K_b 、 K_n ,以便在外载荷为交变且需要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,所以本标准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。所以本标准规定,当计及压力的影响时,壳体上的开孔接管应先按 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本标准的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。并规定本标准对于壳体上的开孔接管仅适用于压力并无交变,或虽有交变但按 JB 4732-94 的判定不需要进行疲劳分析时;如属交变压力且按 JB 4732-94 的判别需要进行疲劳分析时,用户应根据经验或其它关于开孔接管应力集中系数的资料,在计及压力对球壳引起的应力时将薄膜应力乘以开孔接管的应力集中系数。

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,在需要进行疲劳分析时仍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 。

本标准并未计算接管上的局部应力。

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 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, 可予计入衬垫板厚度 T_R ; 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。本标准采用了这些规定。

WRC 第 107 公报并未直接规定应力强度的校核条件。本标准根据 ASME VIII-2 和 JB 4732-94 关于应力分类和评定的原理作了规定。

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 Bulltin 107/August 1965
- [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 WRC Bulletin 297/Aug. 1984
- [3] 丁伯民:《美国压力容器规范分析——ASME VII-1 和 VIII-2》, 华东理工大学出版社, 1995