

第四章 压力容器设计
CHAPTER IV
Design of Pressure Vessel

4.3 常规设计

4.3.3 封头设计

4.1 概述

4.2 设计准则

4.3 常规设计

4.4 分析设计

4.5 疲劳分析

4.6 压力容器设计技术进展

4.3.1 概述

4.3.2 圆筒设计

4.3.3 封头设计

4.3.4 密封装置设计

4.3.5 开孔和开孔补强设计

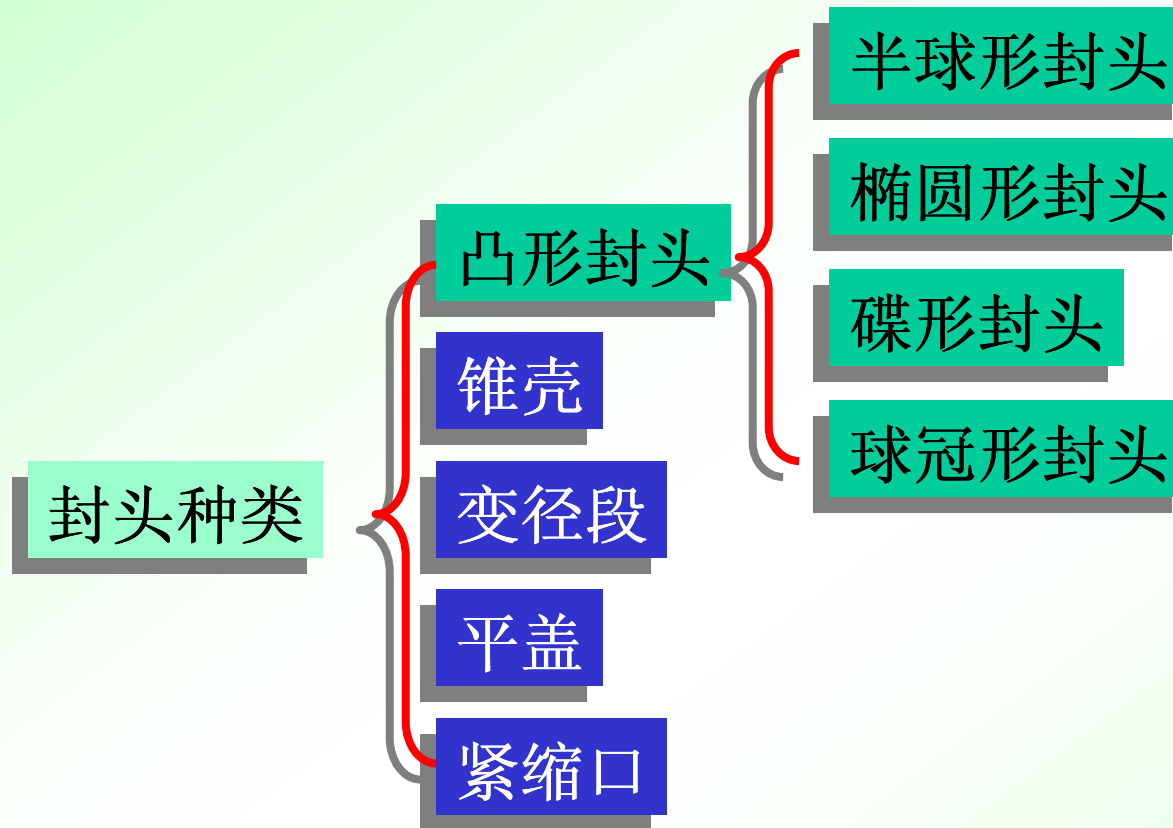
4.3.6 支座和检查孔

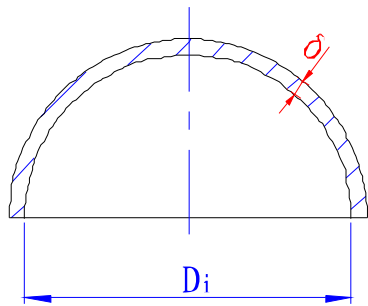
4.3.7 安全泄放装置

4.3.8 焊接结构设计

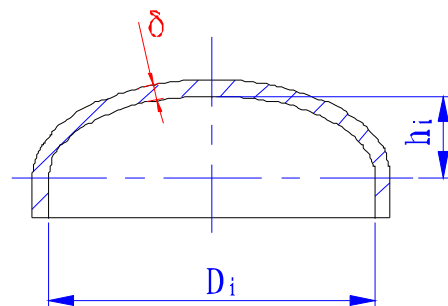
4.3.9 压力试验

4.3.3 封头设计

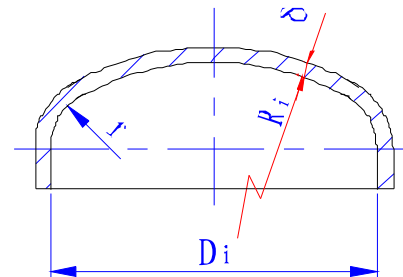




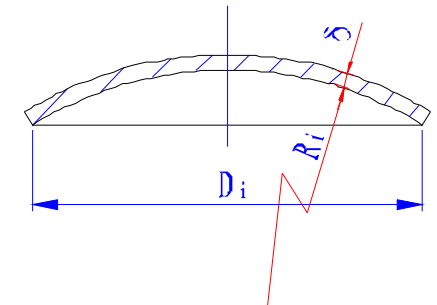
a.半球形封头



b.椭圆形封头



c.碟形封头



d.球冠形封头

图4-15 常见容器封头的形式

内压封头
强度计算：

受力：

薄膜应力+不连续应力

计算：

内压薄膜应力+应力增强系数

封头设计：优先选用封头标准中推荐的型式与参数，根据受压情况进行强度或刚度计算，确定合适的厚度。

4.3.3 封头设计

4.3.3.1 凸形封头

一、半球形封头

半球形封头为半个球壳，如图4-15（a）所示。

1.受内压的半球形封头

优点 薄膜应力为相同直径圆筒体的一半，最理想的结构形式。

缺点 深度大，直径小时，整体冲压困难，大直径采用分瓣冲压其拼焊工作量也较大。

应用 高压容器。

半球形封头厚度计算公式：

$$\delta = \frac{p_c D_i}{4[\sigma]^t \phi - p_c} \quad (4-40)$$

式中 D_i —球壳的内直径，mm。

适用范围： 为满足弹性要求，适用 $P_c \leq 0.6[\sigma]^t \phi$ ，相当于 $K \leq 1.33$

4.3.3.1 凸形封头

2. 受外压的半球形封头

工程上：图算法。

推导过程：钢制半球形封头弹性失稳的临界压力为：

$$p_{cr} = 1.21E(\delta_e / R_o)^2$$

取稳定性安全系数 $m=14.52$ ，得球壳许用外压力：

$$[p] = \frac{p_{cr}}{14.52} = \frac{0.0833E}{(R_o / \delta_e)^2} \quad (4-41)$$

令 $B = \frac{[P]R_o}{\delta_e}$ 根据 $B = \frac{2}{3}EA = \frac{[P]R_o}{\delta_e}$ 得 $[p] = \frac{2EA}{3(R_o / \delta_e)}$

将[p]代入式 (4-41) 得

$$A = \frac{0.125}{(R_o / \delta_e)} \quad (4-42)$$

由B和[p]的关系式得半球形封头的许用外压力为：

$$[p] = \frac{B}{(R_o / \delta_e)} \quad (4-43)$$

图算步骤:



不用几何算图

a. 假定名义厚度 δ_n ，令 $\delta_e = \delta_n - C$ ，用式 (4-42) 计算出A，根据所用材料选用厚度计算图，由A查取B，再按式 (4-43) 计算许用外压力[p]。

b. 如所得A值落在设计温度下材料线的左方，则直接用式 (4-41) 计算[p]。若 $[p] \geq p_c$ 且较接近，则该封头厚度合理，否则重新假设 δ_n ，重复上述步骤，直到满足要求为止。

4.3.3.1 凸形封头

二、椭圆形封头



4.3.3.1 凸形封头

二、椭圆形封头

由半个椭球面和短圆筒组成，如图4-15（b）所示。

直边段作用： 避免封头和筒体的连接焊缝处出现经向曲率半径突变，以改善焊缝的受力状况。

应用： 中、低压容器。

(1) 受内压（凹面受压）的椭圆形封头

受力：薄膜应力 + 不连续应力。

在一定条件下，椭圆形封头中的最大应力和圆筒周向薄膜应力的比值，与椭圆形封头长轴与短轴之比 $\frac{a}{b}$ 的关系有关，见图 4-16 中虚线。

K——应力增强系数或椭圆封头的形状系数，

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] \quad (4-44)$$

即， $\frac{\text{封头上最大总应力}}{\text{圆筒上周向薄膜应力}} = K$

即， $\frac{\text{封头上最大总应力}}{\text{球壳上薄膜应力}} = 2K$

椭圆形封头
厚度计算式:

用半径为 D_i 的半球形封头厚度乘以**K**，即

$$\delta = \frac{K p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \quad (4-45)$$

当 $D_i/2h_i=2$ ，标准椭圆形封头， $K=1$ ，厚度计算式为

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5p_c} \quad (4-46)$$

椭圆形封头最大允许工作压力：

$$[p_w] = \frac{2[\sigma]^t \phi \delta_e}{K D_i + 0.5 \delta_e} \quad (4-47)$$

周向失稳：

采用限制椭圆形封头最小厚度，**GB150**规定标准椭圆形封头的有效厚度应不小于封头内直径的**0.15%**，非标准椭圆形封头的有效厚度应不小于**0.30%**。

4.3.3.1 凸形封头

(2) 受外压椭圆形封头

相同：

外压稳定性计算公式和图算法步骤同受外压的半球形封头；

不同：

R_o 由椭圆形封头的当量球壳外半径 $R_o=K_1D_o$ 代替， K_1 值是椭圆长短轴比值 $D_o/(2h_o)$ ($h_o=h_i+\delta_n$) 决定的系数，由表4-5（遇中间值用内插法求得）查得。

表4-5 系数 K_1

$D_o/(2h_o)$	2.6	2.4	2.2	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_1	1.18	1.08	0.99	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50

4.3.3.1 凸形封头

三、碟形封头

结构

带折边球面封头，由半径为 R_i 的球面体、半径为 r 的过渡环壳和短圆筒等三部分组成，见图4-15（c）。

优点

过渡环壳降低了封头深度，方便成型，且压制碟形封头的钢模加工简单，应用广泛。

缺点

不连续曲面，存在较大边缘弯曲应力。边缘弯曲应力与薄膜应力叠加，使该部位的应力远远高于其它部位，故受力状况不佳。

4.3.3.1 凸形封头

(1) 受内压碟形封头

引入碟形封头应力增强系数 M ，是以球面部分最大总应力为基础的近似修正系数，见4-48式

即碟形封头过渡区总应力为球面部分应力的 M 倍

4.3.3.1 凸形封头

(1)受内压（凹面受压）碟形封头

承受内压碟形封头的最大允许工作压力：

$$[p_w] = \frac{2[\sigma]^t \phi \delta_e}{MR_i + 0.5\delta_e} \quad (4-50)$$

规定：

封头 $r \geq 0.01D_i$ ， $r \geq 3\delta$ ，且 $R_i \leq D_i$ 。

标准碟形封头， $R_i = 0.9D_i$ ， $r = 0.17D_i$ 。

周向失稳

同椭圆形封头，GB150规定，标准碟形封头，其有效厚度应不小于内直径的0.15%，其它碟形封头的有效厚度应不小于0.30%。

4.3.3.1 凸形封头

(2) 受外压碟形封头

碟形封头的过渡区承受拉应力，球面部分是压应力，有发生失稳的潜在危险，此为防失稳，厚度计算仍可用半球形封头外压计算公式和图算法步骤，只是 R_0 用球面部分外半径代替。

四、球冠形封头

碟形封头当 $r=0$ 时，球面与筒体直接连接，如图4-15（d）所示

优点： 结构简单、制造方便，常用作容器中两独立受压室中间封头，端盖。

缺点： 无转角过渡，存在大的不连续应力，其应力分布不甚合理。

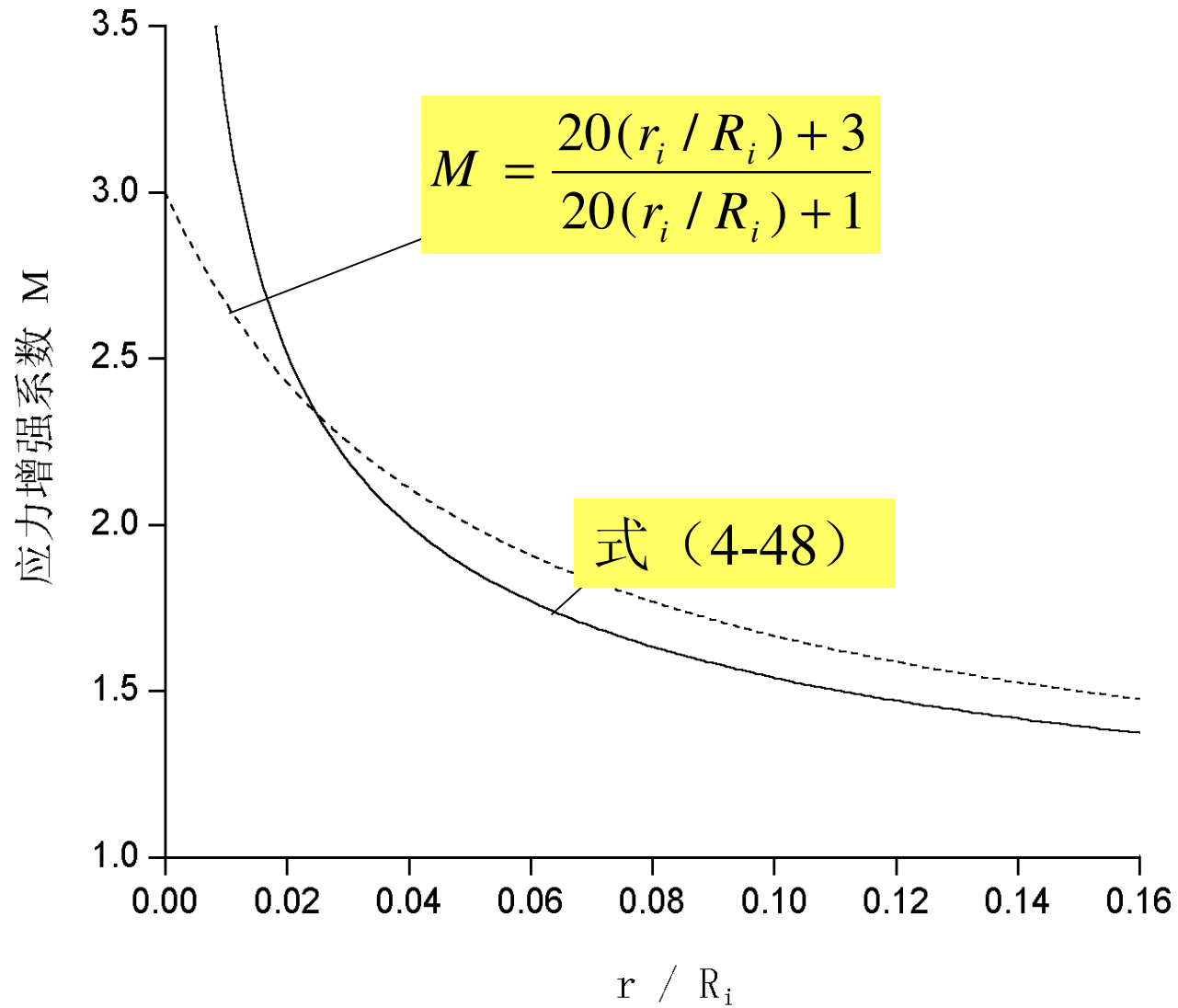


图4-17 碟形封头的应力增强系数

4.3.3.1 凸形封头

四、球冠形封头

碟形封头当 $r=0$ 时，球面与筒体直接连接，如图4-15（d）所示

优点：结构简单、制造方便，常用作容器中两独立受压室中间封头，端盖。

缺点：无转角过渡，存在大的不连续应力，其应力分布不甚合理。

4.3.3.2 锥壳

轴对称锥壳

无折边锥壳

折边锥壳

特点：结构不连续，应力分布不理想

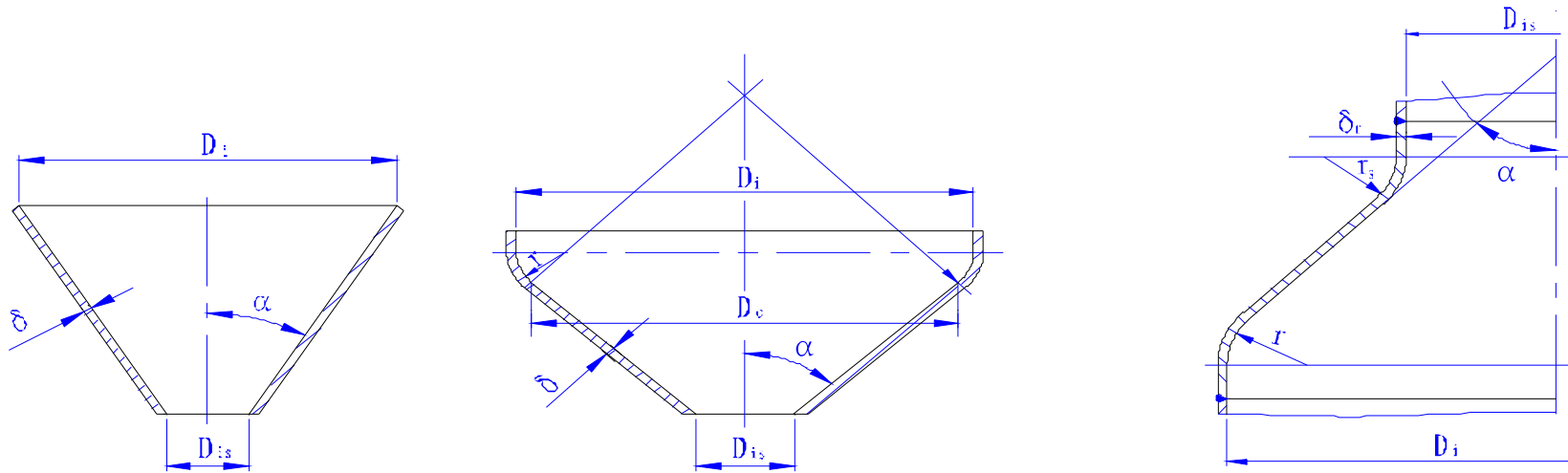
应用

排放固体颗粒和悬浮或粘稠液体

不同直径圆筒体的中间过渡段

中、低压
容器

4.3.3.2 锥壳



(a) 无折边锥壳； (b) 大端折边锥壳； (c) 折边锥壳

图4-18 锥壳结构形式

结构：锥壳大端：半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$ ，无折边结构

$\alpha > 30^\circ$ ，带过渡段的折边结构，或按应力分析方法设计。

转角半径 r ：不小于 D_i 的 10%，且不小于该过渡段厚度的 3 倍。

锥壳小端：半顶角 $\alpha \leq 45^\circ$ ，无折边结构；

$\alpha > 45^\circ$ ，带过渡段的折边结构。

转角半径 r_s ：不小于封头小端内径 D_{is} 的 5%，且不小于该过渡段厚度的 3 倍。

半顶角 $\alpha > 60^\circ$ ：厚度按平盖计算，或应力分析方法。

强度：

受力：薄膜应力 + 边缘应力。

设计：分别计算锥壳厚度、锥壳大端和小端加强段厚度。

若考虑只有一种厚度时，取最大值。

一、受内压无折边锥壳

1. 锥壳厚度

由无力矩理论，最大薄膜应力为锥壳大端的周向应力 σ_{θ} ，即

$$\sigma_{\theta} = \frac{pD}{2\delta \cos \alpha}$$

由第一强度理论和弹性失效设计准则，并取 $D = D_i + \delta_c \cos \alpha$ ，

厚度计算式：

$$\delta_c = \frac{p_c D_c}{2[\sigma]^t \Phi - p_c} \frac{1}{\cos \alpha} \quad (4-51)$$

式中 D_c —锥壳计算内直径，mm；
 δ_c —锥壳计算厚度，mm；
 α —锥壳半顶角，(°)。

注：当锥壳由同一半顶角的几个不同厚度的锥壳段组成时， D_c 为各锥壳段大端内直径。

4.3.3.2 锥壳

(2) 锥壳大端

分析锥壳大端与筒体连接处，曲率突变；
两壳体经向内力不能完全平衡，产生横向推力；

边缘应力

边缘应力具有自限性，最大应力限制在 $3[\sigma]^t$ 内。

按此条件求得的 $p/([\sigma]^t \phi)$ 及 α 之间关系见图4-19。

无需加强：坐标点 $(p/([\sigma]^t \phi)、\alpha)$ 位于图中曲线上方，厚度仍按式(4-51)

需要加强：坐标点 $(p/([\sigma]^t \phi)、\alpha)$ 位于图中曲线下方，厚度计算(4-52)：

(2) 锥壳大端(续)

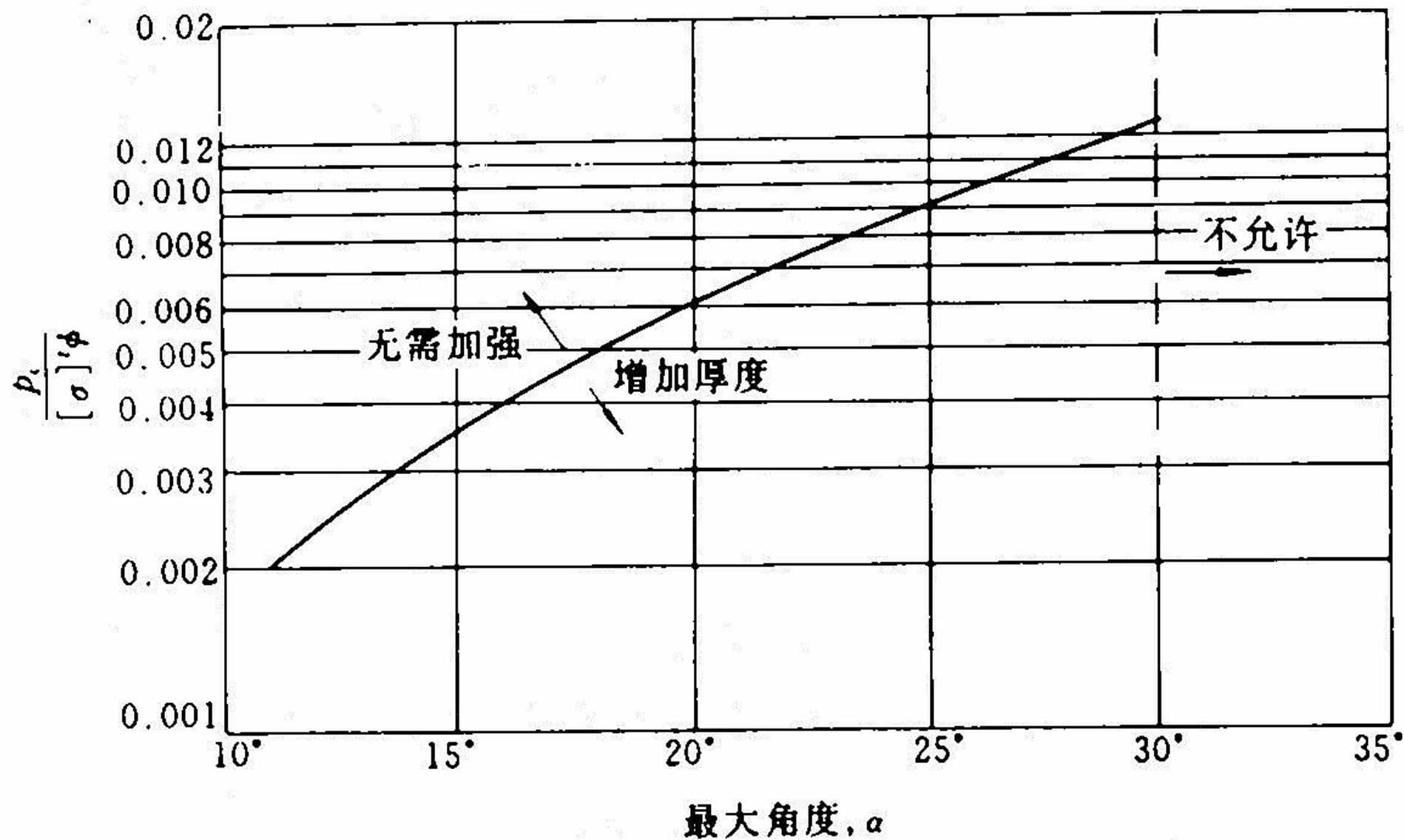


图4-19 确定锥壳大端连接处的加强图

4.3.3.2 锥壳

(2) 锥壳大端(续)

$$\delta_r = \frac{Qp_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c} \quad (4-52)$$

注：锥壳加强段与筒体加强段应具有相同的厚度
加强段的厚度不得小于相连接的锥壳厚度

式中 D_i —锥壳大端内直径，mm；

Q —应力增值系数，由图4-20查取；

δ_r —锥壳及其相邻圆筒体的加强段的计算厚度，mm。

锥壳加强段的长度 L_1 ：

$$L_1 \geq 2\sqrt{\frac{0.5D_i \delta_r}{\cos\alpha}}$$

筒体加强段的长度 L ：

$$L \geq 2\sqrt{0.5D_i \delta_r}$$

(3) 锥壳小端：

与大端相类似，参见文献[2]。

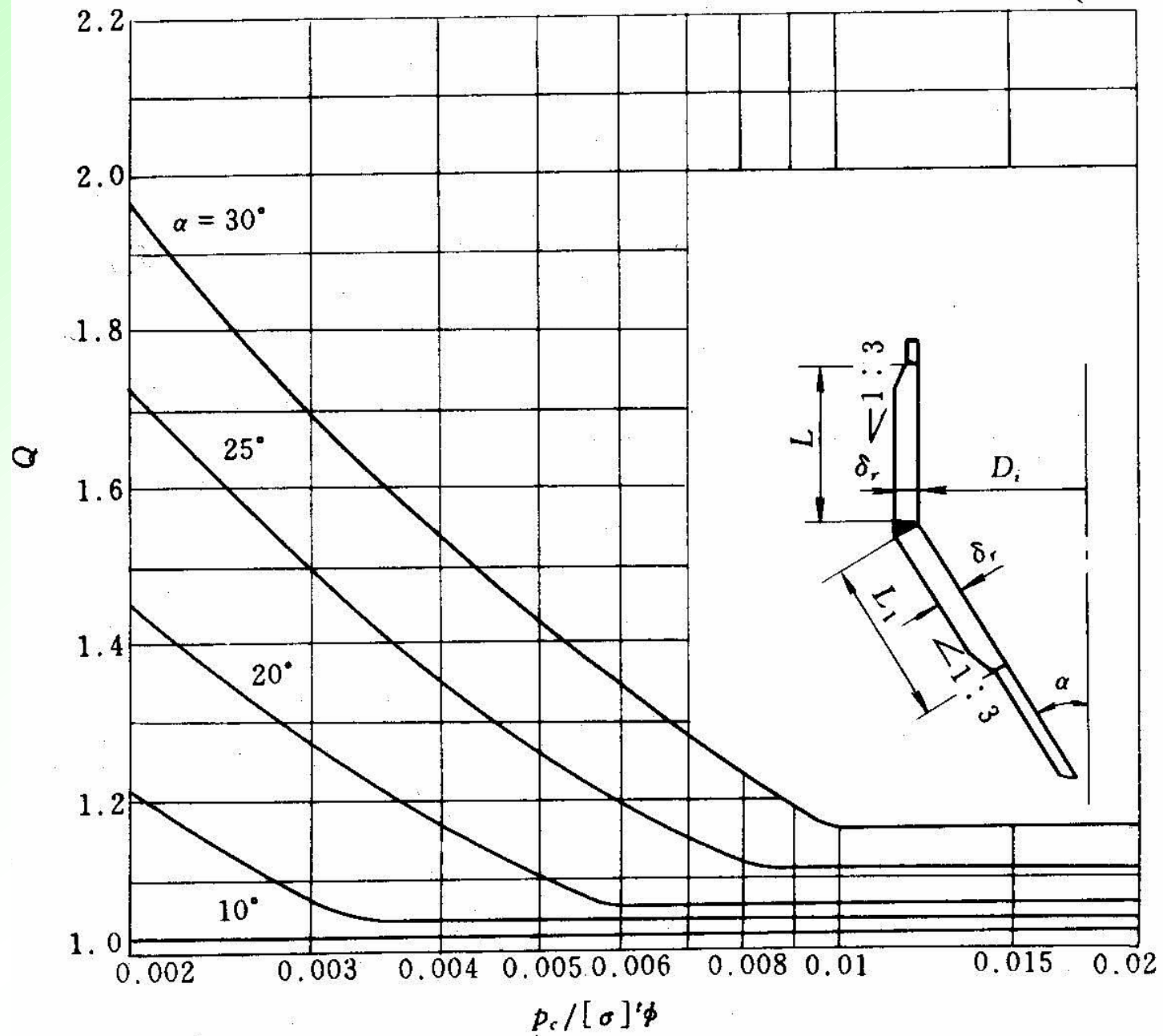


图4-20 锥壳大端连接处的Q值

4.3.3.2 锥壳

二、受内压折边锥壳

(1) 锥壳厚度：仍按式 (4-51) 计算。

(2) 锥壳大端：厚度按式 (4-53)、(4-54) 计算，并取较大值：

锥壳大端过渡段厚度：

$$\delta = \frac{K p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \quad (4-53)$$

式中 **K**—系数，查表4-6（遇中间值时用内插法）。

与过渡段相接处锥壳厚度：

$$\delta = \frac{f p_c D_i}{[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \quad (4-54)$$

式中 **f**—系数， $f = \frac{1 - \frac{2r}{D_i}(1 - \cos \alpha)}{2 \cos \alpha}$ 查表4-7（遇中间值时用内插法）；

r—折边锥壳大端过渡段转角半径，mm。

表4-6 系数K值

α	r/D_i					
	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50
10°	0.6644	0.6111	0.5789	0.5403	0.5168	0.5000
20°	0.6956	0.6357	0.5986	0.5522	0.5223	0.5000
30°	0.7544	0.6819	0.6357	0.5749	0.5329	0.5000
35°	0.7980	0.7161	0.6629	0.5914	0.5407	0.5000
40°	0.8547	0.7604	0.6981	0.6127	0.5506	0.5000
45°	0.9253	0.8181	0.7440	0.6402	0.5635	0.5000
50°	1.0270	0.8944	0.8045	0.6765	0.5804	0.5000
55°	1.1608	0.9980	0.8859	0.7249	0.6028	0.5000
60°	1.3500	1.1433	1.0000	0.7923	0.6337	0.5000

(3) 锥壳小端:

半顶角 $\alpha \leq 45^\circ$:

小端无折边:

小端厚度按无折边锥壳小端厚度的计算方法计算;

小端有折边:

小端过渡段厚度需另行计算, 见文献[2]。

二、受内压折边锥壳(续)

表4-7 系数f值

α	r/D_i					
	0.10	0.15	0.20	0.30	0.40	0.50
10°	0.5062	0.5055	0.5047	0.5032	0.5017	0.5000
20°	0.5257	0.5225	0.5193	0.5128	0.5064	0.5000
30°	0.5619	0.5542	0.5465	0.5310	0.5155	0.5000
35°	0.5883	0.5573	0.5663	0.5442	0.5221	0.5000
40°	0.6222	0.6069	0.5916	0.5611	0.5305	0.5000
45°	0.6657	0.6450	0.6243	0.5828	0.5414	0.5000
50°	0.7223	0.6945	0.6668	0.6112	0.5556	0.5000
55°	0.7973	0.7602	0.7230	0.6486	0.5743	0.5000
60°	0.9000	0.8500	0.8000	0.7000	0.6000	0.5000

4.3.3.2 锥壳

三、受外压锥壳

$\alpha \leq 60^\circ$: 按等效圆筒体计算;

$\alpha > 60^\circ$: 按平盖计算。

L_e : 锥壳当量长度,
有相应计算公式;

D_L : 所考虑的锥壳段的
大端外直径

(1) 外压锥壳的计算

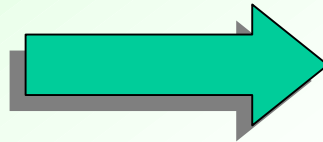
假设锥壳名义厚度 δ_{nc} —— 计算锥壳有效厚度 $\delta_{ec} = (\delta_{nc} - C) \cos \alpha$ —— 按外压圆筒体的图算法进行外压校核计算 —— 以 L_e/D_L 代替 L/D_o , D_L/δ_{ec} 代替 D_o/δ_e 。

(2) 锥壳与筒体连接处的外压加强设计

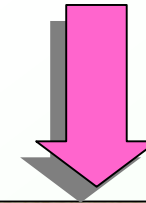
锥壳大端或小端和筒体连接处存在压缩强度和周向稳定性问题, 在必要时应设置加强结构。

4.3.3.3 平盖

理论分析：
以圆平板应力分析
为基础，分为周边
固支或简支；



实际上：介于
固支和简支之间；



几何形状：
圆形、椭圆形、长
圆形、矩形及正方
形等。

工程计算：采用圆平板理论
为基础的经验公式，通
过系数**K**来体现平盖周
边的支承情况，**K值越
小平盖周边越接近固支；
反之就越接近于简支。**

这些平盖厚度可按下述方法计算：

一、圆形平盖厚度

平盖的最大应力

$$\sigma_{\max} = \pm Kp \left(\frac{D}{\delta} \right)^2 \quad (4-55)$$

考虑钢板拼焊由式 (4-3) $\sigma_1 \leq [\sigma]^t$

得圆形平盖厚度计算公式：

$$\delta_p = D_c \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma]^t \phi}}$$

(4-56)

式中 δ_p —平盖计算厚度, mm;

K —结构特征系数, 查表4-8;

D_c —平盖计算直径, 见表4-8中简图, mm。

对于表4-8中序号 6、7 所示平盖, 应取其操作状态及预紧状态的 K 值代入式(4-56)分别计算, 取较大值。当预紧时 $[\sigma]^t$ 取常温的许用应力。

表4-8 平盖系数 K 选择表

固定方法	序号	简图	系数 K	备注
与圆筒成一体或与圆筒对接	1		$K = \frac{1}{4} \left[1 - \frac{r}{D_c} \left(1 + \frac{2r}{D_c} \right) \right]^2$ <p>且 $K \geq 0.16$</p>	只适用于圆形平盖 $r \geq \delta$ $h \geq \delta_p$
	2		0.27	只适用于圆形平盖 $r \geq 0.5\delta$, 且 $r \geq \frac{D_c}{6}$

表4-8 平盖系数 K 选择表 (续)

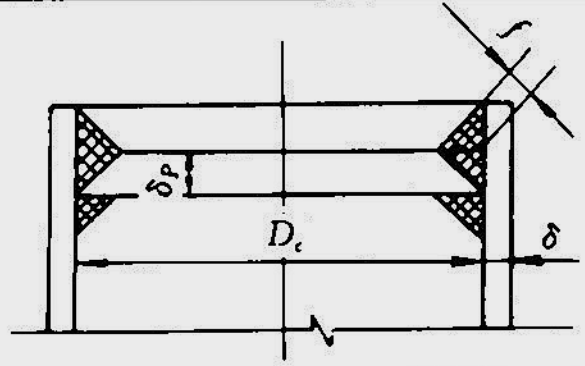
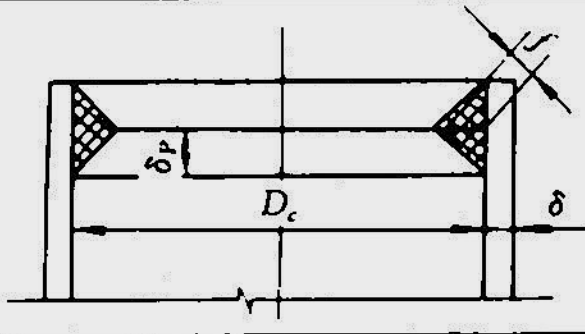
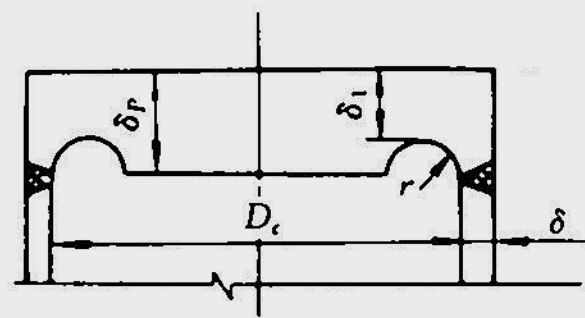
与圆筒角焊或其他焊接	3		圆形平盖 $0.44m$ $(m = \delta/\delta_c)$ 且不小于 0.2 非圆形平盖 0.44	$f \geq 1.25\delta$
	4			
	5		0.30	$r \geq 1.5\delta$ $\delta_1 \geq \frac{2}{3}\delta_p$ 且不小于 5mm 只适用于圆形平盖

表4-8 平盖系数 K 选择表 (续)

固定方法	序号	简图	系数 K	备注
螺栓连接	6		圆形平盖操作时 $0.3 + \frac{1.78WL_G}{p_c D_c^3}$ 预紧时 $\frac{1.78WL_G}{p_c D_c^3}$	
	7		非圆形平盖操作时 $0.3Z + \frac{6WL_G}{p_c La^2}$ 预紧时 $\frac{6WL_G}{p_c La^2}$	

二、非圆形平盖厚度

不同连接形式的非圆形平盖应采用不同的计算公式。

(1) 表4-8中序号3、4所示平盖，按式(4-57)计算

$$\delta_p = a \sqrt{\frac{KZp_c}{[\sigma]^t \phi}} \quad (4-57)$$

式中 Z —非圆形平盖的形状系数， $Z = 3.4 - 2.4 \frac{a}{b}$

且 $Z \leq 2.5$;

a ， b —分别为非圆形平盖的短轴长度和长轴长度，mm

二、非圆形平盖厚度(续)

(2) 表4-8中序号 6、7 所示平盖，按式 (4-58) 计算

(当预紧时 $[\sigma]^t$ 取常温的许用应力)

$$\delta_p = a \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma]^t \phi}} \quad (4-58)$$

4.3.3.4 锻制平封头

4.3.3.4 锻制平封头

直边高度L不小于50mm;

弧半径 $r \geq 0.5 \delta_p$,

且 $r \geq \frac{1}{6} D_c$

封头与筒体连接处的厚度不小于与其相对接筒节的厚度。

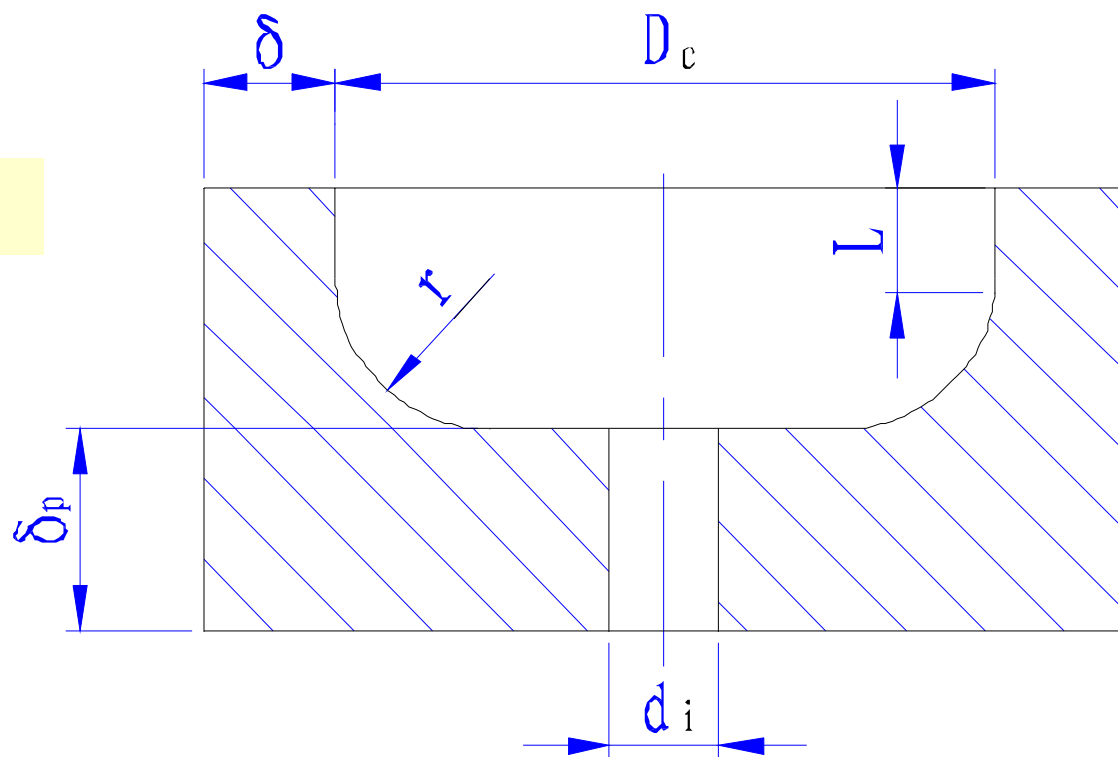


图4-21 锻制平封头

4.3.3.4 锻制平封头

锻制平封头底部厚度 δ_p :

$$\delta_p = D_c \sqrt{\frac{0.27p_c}{[\sigma]^t \eta}} \quad (4-59)$$

式中 η —开孔削弱系数, $\eta = \frac{D_c - \sum d_i}{D_c}$

$\sum d_i$ — D_c 范围内沿直径断面开孔内径总和的最大值, mm。