

中华人民共和国国家标准

GB/T 35974.3—2018

塑料及其衬里制压力容器 第3部分：设计

Plastics and plastic lining pressure vessels—
Part 3: Design

2018-02-06 发布

2018-09-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	Ⅲ
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 设计总则	1
3.1 塑料容器的压力直径积	1
3.2 设计使用年限	1
3.3 塑料焊接接头系数	1
4 塑料容器	2
4.1 最小厚度	2
4.2 内压圆筒设计	2
4.3 封头设计	3
4.4 法兰及其连接的设计	5
4.5 开孔与开孔补强	14
4.6 焊缝结构	16
5 衬里容器	18
5.1 金属壳体设计	18
5.2 衬里设计	23
6 支撑、安全与防护	24
6.1 支撑	24
6.2 安全与防护	24
附录 A (资料性附录) 塑料容器加强结构设计	25
参考文献	29

前 言

GB/T 35974《塑料及其衬里制压力容器》分为五个部分：

- 第1部分：通用要求；
- 第2部分：材料；
- 第3部分：设计；
- 第4部分：塑料制压力容器的制造、检查与检验；
- 第5部分：塑料衬里制压力容器的制造、检查与检验。

本部分为 GB/T 35974 的第3部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分由中国石油和化学工业联合会提出。

本部分由全国非金属化工设备标准化技术委员会(SAC/TC 162)归口。

本部分起草单位：广州特种承压设备检测研究院、浙江瑞堂塑料科技有限公司、云南建投第二安装工程公司、宁波市特种设备检验研究院、湖北钟格塑料管有限公司、广州市公用事业规划设计院、天华化工机械及自动化研究设计院有限公司、西安塑龙熔接设备有限公司、温州市质量技术监督检测院、上海市特种设备监督检验技术研究院、新疆维吾尔自治区特种设备检验研究院、长春特种设备检测研究院、四川省特种设备检验研究院、温州赵氟隆有限公司、安徽汇久管业有限公司。

本部分主要起草人：李茂东、温原、崔永志、黄旭、陈帆、徐小华、杭玉宏、赵锋、候晓梅、张术宽、罗晓明、李军、李强、张海涛、杨虎、陈招、周向阳。

塑料及其衬里制压力容器

第3部分:设计

1 范围

GB/T 35974 的本部分规定了容器受压元件的设计要求。
本部分适用于受内压的塑料及其衬里制压力容器的设计。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 150.1 压力容器 第1部分:通用要求
GB/T 150.3 压力容器 第3部分:设计
GB/T 150.4 压力容器 第4部分:制造、检验和验收
GB/T 25197—2010 静置常压焊接热塑性塑料储罐(槽)
GB/T 35974.2 塑料及其衬里制压力容器 第2部分:材料
HG/T 20592 钢制管法兰(PN系列)
HG 20606 钢制管法兰用非金属平垫片(PN系列)
HG/T 20678 衬里钢壳设计技术规定
JB/T 4712(所有部分) 容器支座

3 设计总则

3.1 塑料容器的压力直径积

依据本部分设计的塑料容器(衬里容器不受本限制),其 PD 值(压力直径积)应不大于 $150 \text{ MPa} \cdot \text{mm}$ 。
压力直径积按式(1)计算。

$$PD = p_d D_i \quad \dots\dots\dots (1)$$

式中:

PD ——压力直径积,单位为兆帕毫米($\text{MPa} \cdot \text{mm}$);
 p_d ——设计压力,单位为兆帕(MPa);
 D_i ——圆筒的内直径,单位为毫米(mm)。

3.2 设计使用年限

3.2.1 容器的设计使用年限可根据客户的要求确定,一般不少于 10 a。在有光老化工况下应按规定增加预留厚度或缩短设计年限。

3.2.2 塑料容器设计时采用的许用应力应按 GB/T 35974.2 的规定计算获得。

3.3 塑料焊接接头系数

塑料材料的焊接接头系数应经过评定合格的工艺和经考核认证的人员进行确定,塑料容器应对

A类和B类焊接接头进行全部(100%)射线或超声检测,焊接接头内不允许存在裂纹、未熔合、未焊透及条形缺陷。常用的塑料材料采用不同焊接工艺的焊接接头系数见表1。

表1 焊接接头系数

工 艺	塑料材料种类			
	PE ^a	PP ^b	PVC-U	PVC-C
热熔对接焊 ^c	0.5	0.5	0.4	0.4
热风挤出焊 ^c	0.4	0.4	—	—
热风焊 ^c	0.4	0.4	0.4	0.4

^a 适用于 PE80、PE100。
^b 适用于 PP-H、PP-B、PP-R。
^c 焊缝接头上可采用加强筋板的措施来提高焊缝系数。

4 塑料容器

4.1 最小厚度

塑料容器壳体加工成形后不包括预留厚度的最小厚度应不小于 4 mm。

4.2 内压圆筒设计

4.2.1 符号及缩写

- D_i ——圆筒壳体或封头内直径,单位为毫米(mm);
- D_o ——圆筒壳体或封头外直径,单位为毫米(mm);
- p_c ——计算压力,单位为兆帕(MPa);
- δ ——壳体计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_e ——有效厚度,单位为毫米(mm);
- σ^{lt} ——设计温度下材料的计算应力,单位为兆帕(MPa);
- $[\sigma]^{lt}$ ——设计温度下材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- ϕ ——焊接接头系数。

4.2.2 基本要求

4.2.2.1 本部分公式适用于单层圆筒的计算。以缠绕等方法成型的圆筒,如果缠绕层之间已熔接,则视为单层圆筒。

4.2.2.2 圆筒设计应优先选用管材。

4.2.2.3 塑料容器圆筒壁厚应与封头厚度取相同值,且应取两者计算结果的较大值作为整台塑料容器的壁厚值。

4.2.3 圆筒壁厚

由环向应力确定圆筒壁厚,且满足 $D_o/D_i \leq 1.1$ 时,按式(2)或式(3)计算。

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^{lt} \phi - 1.2 p_c} \dots\dots\dots (2)$$

$$\delta = \frac{p_c D_o}{2 [\sigma]^h \phi + 0.8 p_c} \quad \dots\dots\dots (3)$$

当外加轴向拉伸或弯曲载荷而导致轴向应力大于环向应力时,按轴向应力确定壁厚,且满足 $D_o/D_i \leq 1.1$ 时,按式(4)或式(5)计算。

$$\delta = \frac{p_c D_i}{4 [\sigma]^h \phi + 0.8 p_c} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$p_c = \frac{4 [\sigma]^h \phi \delta_e}{D_i - 0.8 \delta_e} \quad \dots\dots\dots (5)$$

当 $D_o/D_i > 1.1$ 时,由环向应力所确定的壁厚按式(6)计算。

$$\delta = \frac{D_i}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]^h \phi + p_c}{[\sigma]^h \phi - p_c}} - 1 \right) \quad \dots\dots\dots (6)$$

当存在外加轴向拉伸或弯曲载荷而导致轴向应力大于环向应力时,应按照轴向应力确定壁厚,当 $D_o/D_i > 1.1$ 时,壁厚按式(7)计算。

$$\delta = \frac{D_i}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]^h \phi + p_c}{[\sigma]^h \phi}} - 1 \right) \quad \dots\dots\dots (7)$$

4.2.4 圆筒应力

当 $D_o/D_i \leq 1.1$ 时,圆筒的环向应力按式(8)计算。

$$\sigma^h = \frac{p_c (D_i + 1.2 \delta_e)}{2 \delta_e} \quad \dots\dots\dots (8)$$

存在外加轴向拉伸或弯曲载荷而导致叠加后的轴向应力大于环向应力时,需进行内压作用下的圆筒轴向应力校核。

当 $D_o/D_i \leq 1.1$ 时,圆筒的轴向应力按式(4)计算,将 $[\sigma]^h \phi$ 换成 σ^h 、 δ 换成有效厚度 δ_e 即可。

当 $D_o/D_i > 1.1$ 时,圆筒的轴向应力按式(9)计算。 σ^h 不大于 $[\sigma]^h \phi$ 。

$$\sigma^h = \frac{p_c}{4 \delta_e} \times \frac{D_i^2}{\delta_e + D_i} \quad \dots\dots\dots (9)$$

当 $D_o/D_i > 1.1$ 时,圆筒的环向应力按式(10)计算。 σ^h 不大于 $[\sigma]^h \phi$ 。

$$\sigma^h = \frac{p_c}{4 \delta_e} \times \frac{(2 \delta_e + D_i)^2 + D_i^2}{\delta_e + D_i} \quad \dots\dots\dots (10)$$

4.3 封头设计

4.3.1 符号及缩写

- D_c —— 锥壳计算内直径,单位为毫米(mm);
- D_i —— 圆筒壳体或封头内直径,单位为毫米(mm);
- D_{iL} —— 锥形封头大端内径,单位为毫米(mm);
- D_{iS} —— 锥形封头小端内径,单位为毫米(mm);
- h_i —— 椭圆形封头内曲面深度,单位为毫米(mm);
- K —— 椭圆形封头形状系数;
- M —— 蝶形封头形状系数;
- p_c —— 计算压力,单位为兆帕(MPa);
- R_i —— 碟形封头的当量球壳内半径,单位为毫米(mm);
- r —— 锥壳大端过渡区圆弧内半径或碟形封头过渡区转角内半径,单位为毫米(mm);

- r_s —— 锥壳小端过渡区圆弧内半径,单位为毫米(mm);
- α —— 锥壳半顶角,单位为度(°);
- δ —— 椭圆形或碟形封头计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_c —— 锥壳计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_r —— 锥壳折边过渡段计算厚度,单位为毫米(mm);
- $[\sigma]^t$ —— 设计温度下材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- ϕ —— 焊接接头系数。

4.3.2 基本要求

结构允许时,优先选用标准椭圆形封头,结构见图 1a)。

封头结构尺寸参照 GB/T 25198 中的规定,制造宜采用注塑整体成型。

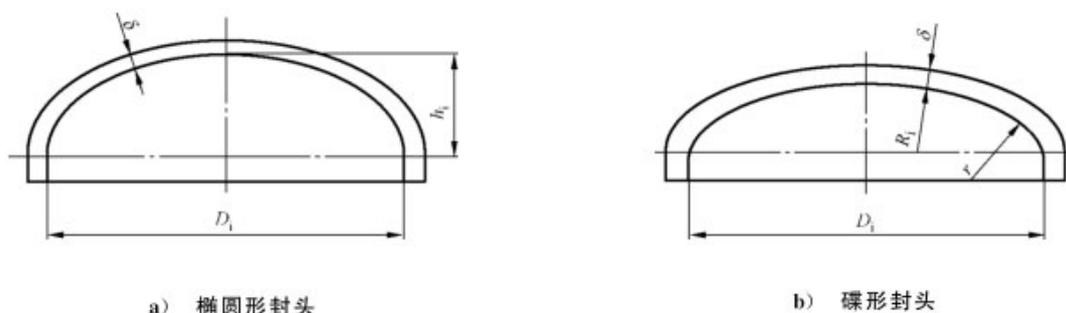


图 1 封头示意图

4.3.3 椭圆形封头

厚度按式(11)计算,式中封头的形状系数 K 按式(12)计算。

$$\delta = \frac{K p_c D_i}{2 [\sigma]^t \phi - 0.2 p_c} \dots\dots\dots (11)$$

$$K = \frac{1}{6} \times \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (12)$$

4.3.4 碟形封头

4.3.4.1 碟形封头球面部分的内半径应不大于封头的内直径,过渡区的半径应不小于封头内直径的 10%,且应不小于封头厚度的 3 倍,封头厚度(不包括预留厚度)应不小于封头内直径的 0.3%,且不小于 4 mm。

4.3.4.2 厚度按式(13)计算,式中封头的形状系数 M 按式(14)计算。

$$\delta = \frac{M p_c R_i}{2 [\sigma]^t \phi - 0.2 p_c} \dots\dots\dots (13)$$

$$M = \frac{1}{4} \times \left(3 + \sqrt{\frac{R_i}{r}} \right) \dots\dots\dots (14)$$

4.3.5 锥形封头

4.3.5.1 锥形封头结构应满足下列条件:

a	——焊缝厚度,单位为毫米(mm);
b	——双倍法兰盘有效宽度,单位为毫米(mm);
b_D	——垫圈宽度,单位为毫米(mm);
C	——腐蚀裕量,单位为毫米(mm);
C_1	——焊接工艺常数;
d_a	——法兰的外径,单位为毫米(mm);
d_D	——垫片的平均直径,单位为毫米(mm);
d_i	——法兰管的内径,单位为毫米(mm);
d_K	——螺栓根径,单位为毫米(mm);
d_L	——螺栓孔直径,单位为毫米(mm);
d_1	——松套法兰内径,单位为毫米(mm);
d_1	——法兰螺栓孔中心直径,单位为毫米(mm);
d_2	——法兰与松套法兰环接触环面的平均直径,单位为毫米(mm);
d_3	—— d_1 与2倍法兰倒角曲率半径的和,见图10,单位为毫米(mm);
d'_L	——减小的螺栓孔径,单位为毫米(mm);
f_1	——焊接坡口深度,单位为毫米(mm);
h_D	——垫片厚度,单位为毫米(mm);
h_F	——法兰厚度,单位为毫米(mm);
K	——设计温度及设计寿命条件下的蠕变强度,见GB/T 25197—2010附录C,单位为兆帕(MPa);
K_D	——垫片材料的变形阻力,单位为兆帕(MPa);
K_{F1}	——压紧垫环材料(金属)的许用屈服应力,单位为兆帕(MPa);
K_{Schr}	——螺栓材料的许用屈服应力,单位为兆帕(MPa);
K'	——试验条件下(温度及时间)的蠕变强度,单位为兆帕(MPa);
k_o	——垫片在安装条件下的特征值,单位为毫米(mm);
k_1	——垫片在使用条件下的特征值,单位为毫米(mm);
L_a	——法兰颈高度,单位为毫米(mm);
l	——螺栓受力的杠杆臂,单位为毫米(mm);
n	——螺栓数量;
P_{DV}	——安装受力,单位为牛顿(N);
P_{SB}	——使用条件下的螺栓受力,单位为牛顿(N);
P_{SO}	——安装条件下的螺栓受力,单位为牛顿(N);
P'_{SB}	——试验压力下的螺栓受力,单位为牛顿(N);
p	——操作压力,单位为兆帕(MPa);
S	——安全系数;
S_M	——金属在使用条件下的安全系数;
S'_M	——金属在测试及安装条件下的安全系数;
t	——罐体的壁厚,单位为毫米(mm);
V	——阻尼系数;
W	——取 W_1 、 W_2 和 W_3 中的最大值,单位为立方毫米(mm ³);
W_1, W_2, W_3	——法兰的抗弯模量,单位为立方毫米(mm ³);

- y_1, y_2 ——作用于 O 形圈的受力臂,单位为毫米(mm);
 β ——倒角,单位为度($^{\circ}$).

4.4.2 基本要求

法兰结构型式的选择应保证密封性,宜选择松套法兰结构型式。

密封件应采用整体垫片或 O 形垫圈,选择密封件时,应考虑材料的耐热性及耐化学腐蚀性,宜使用软质密封件。

避免法兰因螺栓受力而变形,法兰厚度应按 4.3.5 计算确定。

法兰连接尺寸应按 HG/T 20592 的规定执行,如有特殊要求应在设计图样中注明。

4.4.3 法兰型式

法兰型式见图 3。

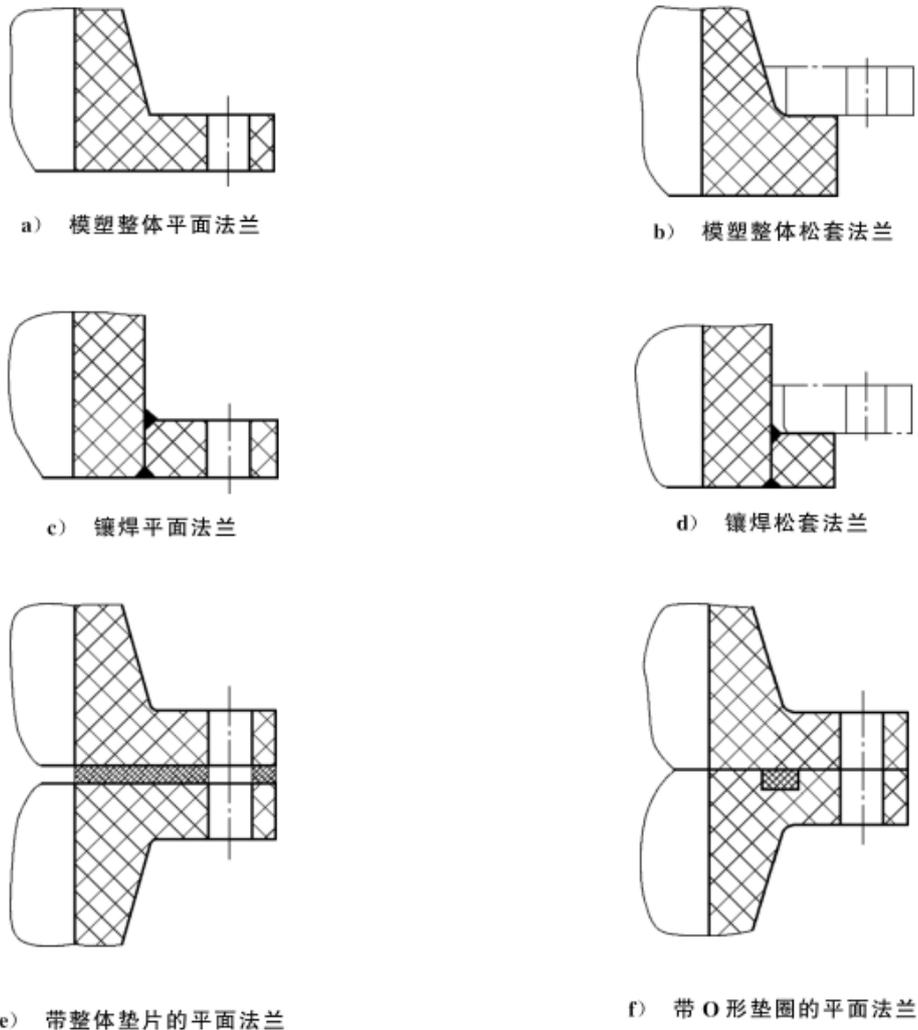


图 3 法兰型式示意图

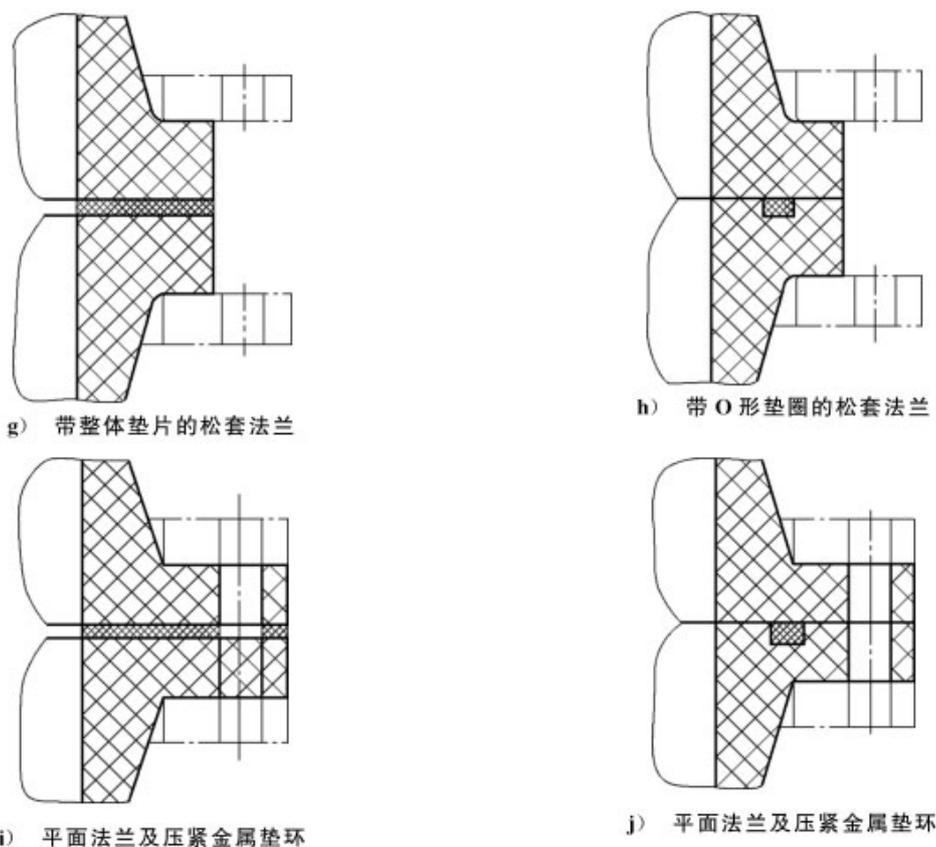


图 3 (续)

4.4.4 螺栓性能指标

4.4.4.1 钢制螺栓根径

使用条件下,钢制螺栓根径按式(17)计算,安装条件下钢制螺栓根径按式(18)计算,取较大值。

$$d_K = 1.75 \sqrt{\frac{P_{SB}}{K_{Schr} n}} + C \quad \dots\dots\dots(17)$$

$$d_K = 1.75 \sqrt{\frac{P_{SO}}{K_{Schr} n}} + C \quad \dots\dots\dots(18)$$

式中:

C——腐蚀裕量,单位为毫米(mm),取 3 mm。

4.4.4.2 螺栓受力

4.4.4.2.1 使用整体垫片的螺栓

螺栓受力按下列要求进行计算:

a) 使用条件下的螺栓受力按式(19)计算。

$$P_{SB} = \frac{p}{10} \left(\frac{\pi d_D^2}{4} + 3.8 d_D k_1 \right) \quad \dots\dots\dots(19)$$

b) 当 $P_{SO} < \pi d_D k_0 K_D$ 时,安装条件下的螺栓受力 P_{SO} 按式(20)计算。

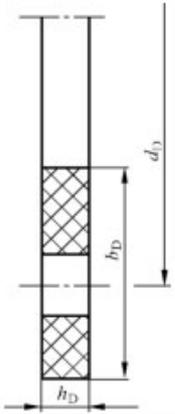
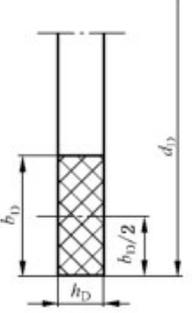
$$P_{SO} = P_{DV} = \pi d_D k_0 K_D \quad \dots\dots\dots(20)$$

c) 当 $P_{SO} \geq \pi d_D k_0 K_D$ 时,安装条件下的螺栓受力 P_{SO} 按式(21)计算。

$$P_{SO} = 0.2P_{DV} + 0.8\sqrt{P_{SB}P_{DV}} \dots\dots\dots(21)$$

垫片参数 k_1 及 $k_o \cdot K_D$ 见表 2。

表 2 垫片参数

垫片型式 ^a		材质	垫片参数 ^b	
带孔	不带孔		$k_o \cdot K_D$ N/mm	k_1 mm
		橡胶	$1b_D$	$0.5b_D$
		聚四氟乙烯	$20b_D$	$1.1b_D$

^a 法兰整体垫片的有效宽度为 $0.5b_D$ 。
^b 垫片材质硬度应低于法兰材质硬度。

4.4.4.2.2 带 O 形垫圈法兰的螺栓

使用条件下,带 O 形垫圈法兰上的螺栓受力见图 4,按式(22)计算。

$$P_{SB} = \frac{\pi p d_b^2}{40} \times \frac{y_1}{y_2} \dots\dots\dots(22)$$

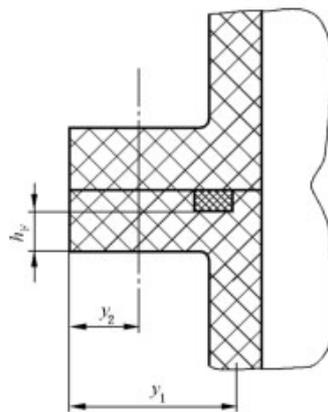


图 4 带 O 形垫圈法兰的示意图

4.4.4.2.3 带 O 形垫圈松套法兰的螺栓

使用条件下,带 O 形垫圈的松套法兰的螺栓受力见图 5,按式(23)计算。

$$P_{SB} = \frac{\pi p d_D^2}{40} \dots\dots\dots (23)$$

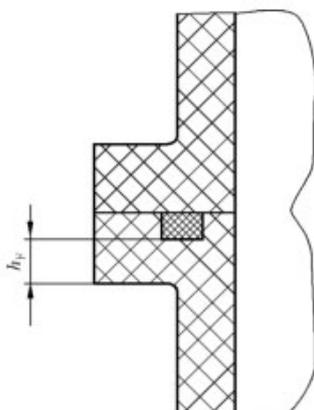


图 5 带 O 形垫圈松套法兰的示意图

4.4.5 法兰厚度

4.4.5.1 抗弯模量

法兰的设计是由所要求的最大的法兰抗弯模量决定的。使用条件下的法兰抗弯模量按式(24)计算。

$$W_1 = \frac{P_{SB} A_1 A_{2k} S}{K} \times l \dots\dots\dots (24)$$

测试条件下的法兰抗弯模量按式(25)计算。

$$W_2 = \frac{P'_{SB} A_1 S}{K'} \times l \dots\dots\dots (25)$$

安装条件下 W_3 不受影响, K 、 K' 、 A_1 、 A_{2k} 及 S 见 GB/T 25197—2010 附录 C。

4.4.5.2 受力臂和法兰厚度

对于带整体垫片或 O 形垫圈的模塑整体平面法兰及镶焊平面法兰, 安装条件下不考虑螺栓的受力臂, 使用及测试条件下的螺栓受力臂, 见图 6 和图 7, 按式(26)计算。

$$l = \frac{d_1 - d_i - t}{2} \dots\dots\dots (26)$$

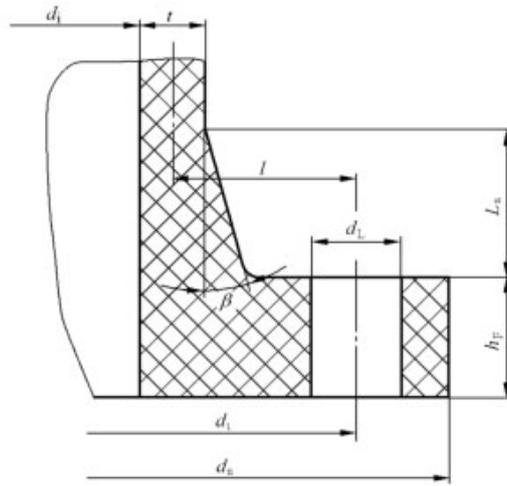


图 6 模塑整体平面法兰的示意图

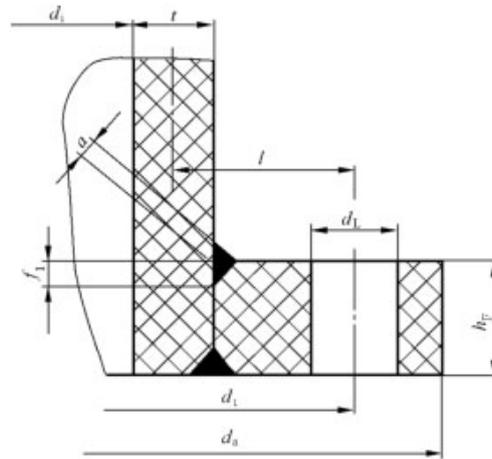


图 7 镶焊平面法兰的示意图

法兰厚度按式(27)计算。

$$h_F = C \sqrt{\frac{C_1 W}{\pi d_1 - d_{1n}}} \quad \dots\dots\dots (27)$$

式中：

W ——取 W_1 和 W_2 的较大值；

C, C_1 ——模塑整体平面法兰： $C=0.9, C_1=2$ ；镶焊平面法兰： $C=1.1, C_1=3$ 。

对于带整体垫片或 O 形垫圈的模塑整体松套法兰及镶焊松套法兰，安装条件下不考虑螺栓的受力臂，使用及测试条件下的螺栓受力臂，见图 8 和图 9，按式(28)计算。

$$l = \frac{d_2 - d_1 - t}{2} \quad \dots\dots\dots (28)$$

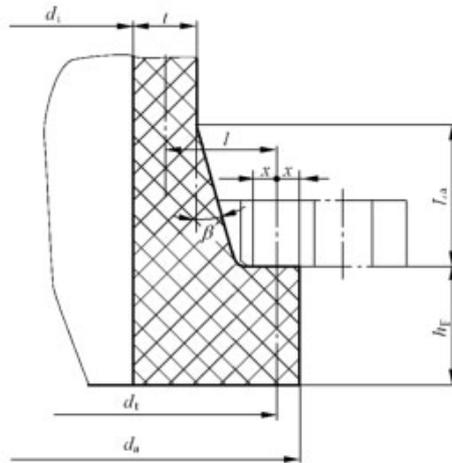


图 8 模塑整体松套法兰的示意图

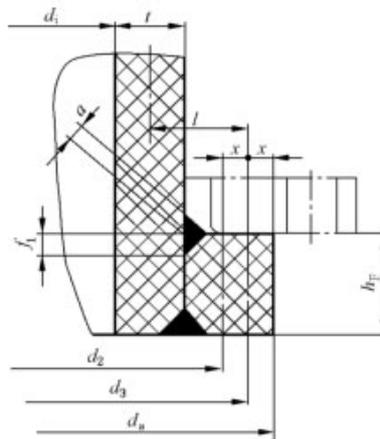


图 9 镶焊松套法兰的示意图

法兰厚度按式(29)计算。

$$h_F = C \sqrt{\frac{C_1 W}{\pi d_2}} \quad \dots\dots\dots (29)$$

式中：

W ——取 W_1 和 W_2 的较大值；

C, C_1 ——模塑整体管法兰： $C=0.9, C_1=2$ ；镶焊平面法兰： $C=1.1, C_1=3$ 。

4.4.6 金属松套法兰

法兰的设计由法兰抗弯模量 W_1, W_2 和 W_3 的最大值决定，见图 10。

使用条件下，法兰抗弯模量 W_1 按式(30)计算。

$$W_1 = \frac{P_{SB} S_M}{K_{F1}} \times l \quad \dots\dots\dots (30)$$

测试条件下，法兰抗弯模量 W_2 按式(31)计算。

$$W_2 = \frac{P'_{SB} S'_M}{K_{F1}} \times l \quad \dots\dots\dots (31)$$

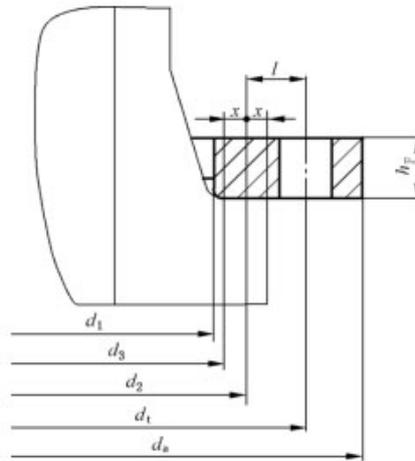


图 10 金属松套法兰的示意图

安装条件下:

——当 $P_{SO} > P_{SB}$ 时, P_{SB} 等于 P_{SO} , 法兰抗弯模量 W_3 按式(30)计算;

——当 $P_{SO} \leq P_{SB}$, 法兰抗弯模量 W_3 按式(32)计算。

K_{F1} 、 S_M 及 S'_M 值见 GB/T 25197—2010 附录 F。

$$W_3 = \frac{P_{SO} \times S'_M}{K_{F1}} \times l \quad \dots\dots\dots (32)$$

使用条件、测试条件及安装条件下的螺栓受力臂, 按式(33)计算。

$$l = \frac{d_1 - d_2}{2} \quad \dots\dots\dots (33)$$

法兰厚度按式(34)计算。

$$h_F = \sqrt{1.27 \frac{W}{b}} \quad \dots\dots\dots (34)$$

式中:

W ——取 W_1 、 W_2 和 W_3 中的最大值, 并且 $b = d_5 - d_1 - 2d'_L$;

d'_L ——按式(35)计算。

$$d'_L = V d_L \quad \dots\dots\dots (35)$$

式中:

V ——根据图 11 所示的曲线按插值法确定。

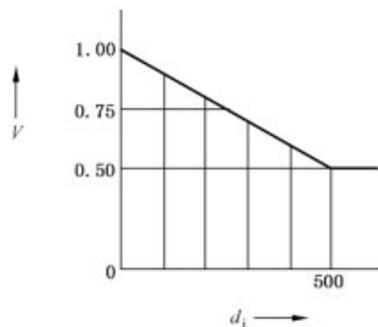


图 11 螺栓孔递减直径的示意图

4.5 开孔与开孔补强

4.5.1 符号及缩写

- A ——开孔削弱所需要的补强截面积,单位为平方毫米(mm^2);
 A_e ——补强面积,单位为平方毫米(mm^2);
 A_1 ——壳体有效厚度减去计算厚度之外的多余面积,单位为平方毫米(mm^2);
 A_2 ——接管有效厚度减去计算厚度之外的多余面积,单位为平方毫米(mm^2);
 A_3 ——焊缝材料截面积,单位为平方毫米(mm^2);
 A_4 ——有效补强范围内另加的补强面积,单位为平方毫米(mm^2);
 B ——补强有效宽度,单位为毫米(mm);
 C_2 ——预留厚度,单位为毫米(mm);
 D_i ——筒体内直径,单位为毫米(mm);
 d ——接管中面直径,单位为毫米(mm);
 d_o ——接管外直径,单位为毫米(mm);
 d_{op} ——开孔直径,单位为毫米(mm);
 h_1 ——外伸接管有效补强高度,单位为毫米(mm);
 δ ——壳体开孔处的计算厚度,单位为毫米(mm);
 δ_e ——壳体开孔处的有效厚度,单位为毫米(mm);
 δ_n ——壳体开孔处的名义厚度,单位为毫米(mm);
 δ_{n1} ——接管的名义厚度,单位为毫米(mm);
 δ_{et} ——接管的有效厚度,单位为毫米(mm);
 δ_i ——接管的计算厚度,单位为毫米(mm)。

4.5.2 基本要求

4.5.2.1 原则

本条规定适用于塑料容器本体的开孔及其补强计算,开孔及其补强计算方法依据等面积法。

4.5.2.2 等面积法适用范围

等面积法适用于压力作用下壳体的圆形开孔,适用范围为:

- 当圆筒内径 $D_i \leq 1\,000\text{ mm}$ 时,开孔最大直径 $d_{op} \leq D_i/3$;当圆筒内径 $D_i > 1\,000\text{ mm}$ 时,开孔最大直径 $d_{op} \leq D_i/3$,且 $d_{op} \leq 450\text{ mm}$;
- 凸形封头开孔的最大直径 $d_{op} \leq D_i/3$;
- 锥形封头开孔的最大直径 $d_{op} \leq D_i/3$, D_i 为开孔中心处的锥壳内直径;
- 壳体上两个开孔中心间距(对曲面间距以弧长计算)不小于该两孔直径之和;
- 在椭圆形封头上开孔,开孔范围不得超出椭圆形封头中心80%直径;
- 在蝶形封头上开孔,开孔范围不得超出蝶形封头球面部分。

4.5.2.3 开孔附近的焊接接头

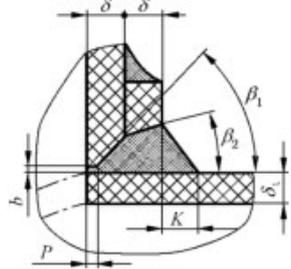
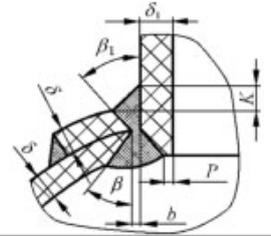
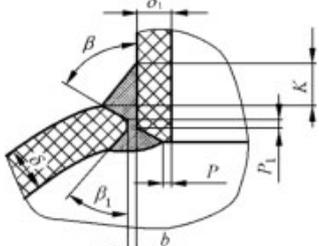
容器上的开孔应避免容器焊接接头。当开孔邻近容器焊接接头时,则应保证在开孔中心的 $2d_{op}$ 范围内的接头不应存在有任何超标缺陷。

4.5.3 补强结构型式与补强件材料

4.5.3.1 补强圈补强

补强圈与接管、壳体的焊接结构见表 3。

表 3 补强圈与接管、壳体的焊接结构

代号	接头型式	基本尺寸	板材厚度(δ)			适用范围
			mm			
			≤ 5	6~10	12~20	
NW2		β_1	$50^\circ \pm 5^\circ$			有补强板接管与筒体的焊接
		β_2	$20^\circ \pm 2^\circ$			
		b	2			
		P	1 ± 1			
		K	等于 δ , 且大于 δ			
		K_1	$> \delta/2$			
NW3		β	$50^\circ \pm 5^\circ$			适用于 $\delta \geq 16$ mm, 接管公称直径 $DN \geq 150$ mm, 有补强板接管与筒体或封头的焊接
		β_1	$40^\circ \pm 5^\circ$			
		b	3^{+1}			
		P	1 ± 1			
		K	等于 δ , 且大于 8			
NW4		β	$50^\circ \pm 5^\circ$			适用于 $\delta \geq 16$ mm, 接管公称直径 $DN \geq 100$ mm, 无补强板接管与筒体或封头的焊接
		β_1	$40^\circ \pm 5^\circ$			
		b	2^{+1}			
		P	1 ± 1			
		P_1	1 ± 1			
		K	等于 δ , 且大于 8			

4.5.3.2 整体补强

整体补强采用增加壳体的厚度,或用全截面焊透的结构型式将厚壁管与壳体相焊。

4.5.3.3 补强件材料

补强材料应与壳体材料相同。

4.5.4 壳体开孔补强

4.5.4.1 开孔补强的计算截面选取

所需的最小补强面积应在下列规定的截面上求取:对于圆筒或锥壳开孔,该截面通过开孔中心点与筒体轴线;对于凸形封头开孔,该截面通过封头开孔中心点,沿开孔最大尺寸方向,且垂直于壳体表面。

4.5.4.2 开孔削弱所需要的补强截面积

壳体开孔所需的补强截面积按式(36)计算。

$$A = d_{op} \delta \dots\dots\dots (36)$$

4.5.4.3 有效补强范围

有效补强宽度、高度按下列公式计算并选取：

a) 有效宽度 B 按式(37)计算,取两者中的较大值。

$$B = \begin{cases} 2d_{op} \\ d_{op} + 2\delta_n + 2\delta_{nt} \end{cases} \dots\dots\dots (37)$$

b) 有效高度按式(38)计算,取式中较小值。

外伸接管有效补强高度：

$$h_1 = \begin{cases} \sqrt{d_{op} \delta_{nt}} \\ \text{接管实际外伸高度} \end{cases} \dots\dots\dots (38)$$

4.5.4.4 补强面积

计算开孔补强时,补强面积按图 12 确定。

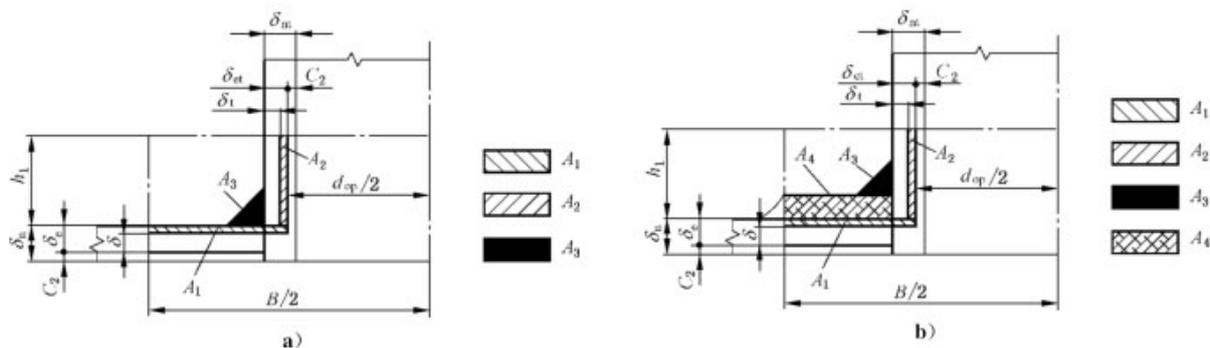


图 12 有效补强范围

在有效补强范围内,可作为补强的截面积按式(39)计算。

$$A_e = A_1 + A_2 + A_3 \dots\dots\dots (39)$$

式中：

A_1 ——按式(40)计算；

A_2 ——按式(41)计算；

A_3 ——见图 12。

$$A_1 = (B - d_{op})(\delta_c - \delta) \dots\dots\dots (40)$$

$$A_2 = 2h_1(\delta_{et} - \delta_1) \dots\dots\dots (41)$$

若 $A_e \geq A$, 则开孔不需另加补强；

若 $A_e < A$, 则开孔需另加补强,其另加补强面积按式(42)计算。

$$A_4 \geq A - A_e \dots\dots\dots (42)$$

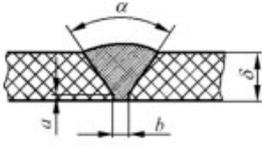
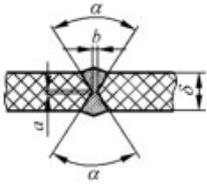
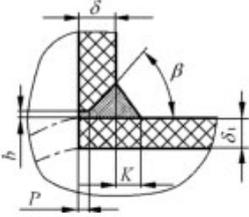
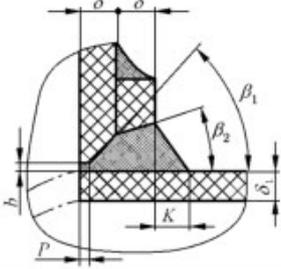
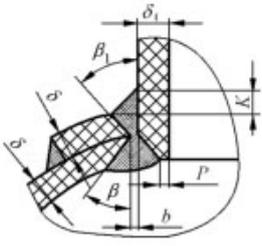
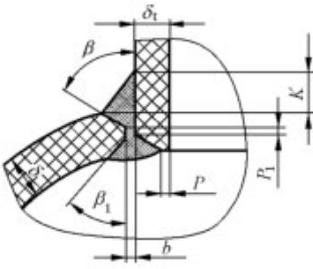
式中：

A_4 ——见图 12。

4.6 焊缝结构

塑料焊缝结构见表 4。

表 4 塑料焊缝结构

代号	接头型式	基本尺寸	板材厚度(δ) mm			适用范围
			≤ 5	6~10	12~20	
BW1		a	80 ± 5	75 ± 5	65 ± 5	单面对接焊
		b	1 ± 1	2 ± 1	2 ± 1	
		P	1^{+1}	1^{+1}	1^{+1}	
BW2		a	80 ± 5	75 ± 5	65 ± 5	双面对接焊
		b	1 ± 1	2 ± 1	2 ± 1	
		P	1^{+1}	1^{+1}	1^{+1}	
NW1		β	$60^\circ \pm 5^\circ$			无补强板接管与筒体的焊接
		b	$2^{+0.5}$			
		P	$1^{+0.5}$			
		K	等于 δ_i 且大于 8			
NW2		β_1	$50^\circ \pm 5^\circ$			有补强板接管与筒体的焊接
		β_2	$20^\circ \pm 2^\circ$			
		b	2			
		P	1 ± 1			
		K	等于 δ_i 且大于 δ			
		K_1	$> \delta/2$			
NW3		β	$50^\circ \pm 5^\circ$			适用于 $\delta \geq 16$ mm, 接管公称直径 $DN \geq 150$ mm, 有补强板接管与筒体或封头的焊接
		β_1	$40^\circ \pm 5^\circ$			
		b	3^{+1}			
		P	1 ± 1			
		K	等于 δ_i 且大于 8			
NW4		β	$50^\circ \pm 5^\circ$			适用于 $\delta \geq 16$ mm, 接管公称直径 $DN \geq 100$ mm, 无补强板接管与筒体或封头的焊接

5 衬里容器

5.1 金属壳体设计

5.1.1 基本要求

金属壳体选材、强度、刚度及结构设计,除应符合 GB/T 150.3、HG/T 20678 的规定外,还应满足下列要求:

- a) 壳体结构设计应保证衬里层施工工作的顺利进行;
- b) 壳体的受衬表面应光滑平整,不应有棱角存在;
- c) 壳体加强部件,应设置在无衬里的一侧;
- d) 与设备壳体相焊的所有零部件,应在衬里施工前焊接完毕,衬里施工结束后不应再施焊;
- e) 设备壳体为不可拆结构时,应设置人孔,人孔与壳体的焊接见图 13;
- f) 法兰密封面衬里时,不应加工密封水线。

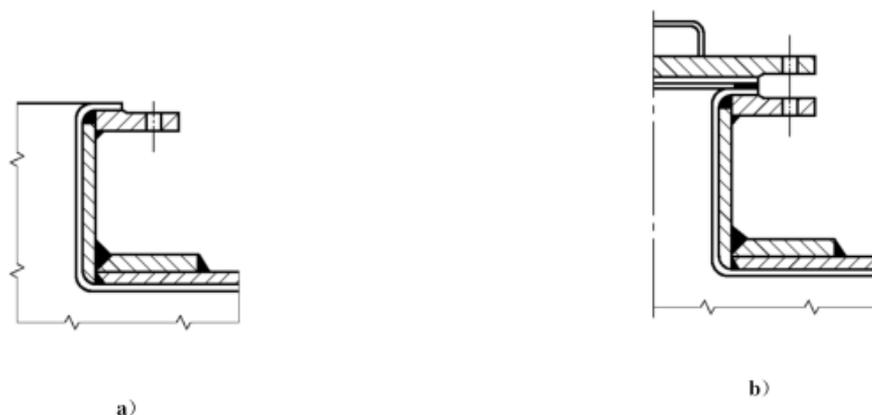


图 13 人孔、手孔与壳体焊接示意图

5.1.2 壳体焊接

5.1.2.1 承压部件焊接

5.1.2.1.1 壳体应采用连续的对接焊结构,不应采用搭接焊结构。衬里侧壳体表面的焊缝应保证表面平滑,其焊缝凸出高度应不超过 2 mm。焊缝不应有锐边焊纹、气孔、裂纹、未熔合、凹陷、焊瘤、咬边等缺陷。焊接结构见图 14,其中 a)、b)、c)为合格焊缝,d)、e)、f)为不合格焊缝。

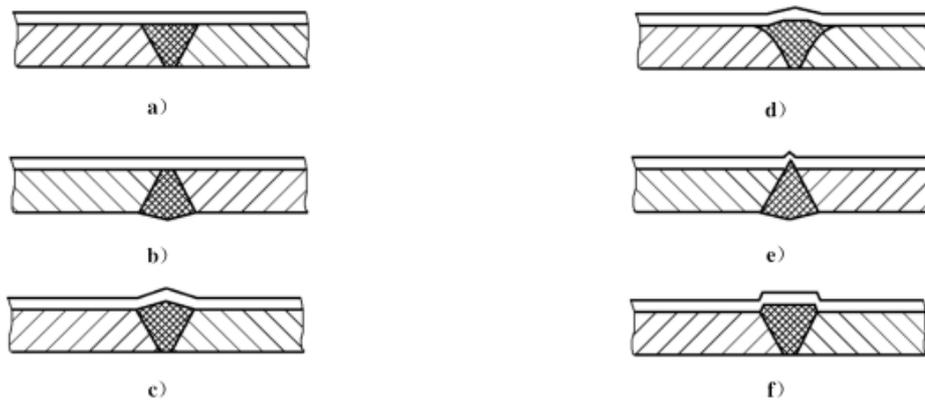


图 14 焊缝结构示意图

5.1.2.1.2 壳体不等壁厚焊接时,受衬里面应对齐,见图 15。

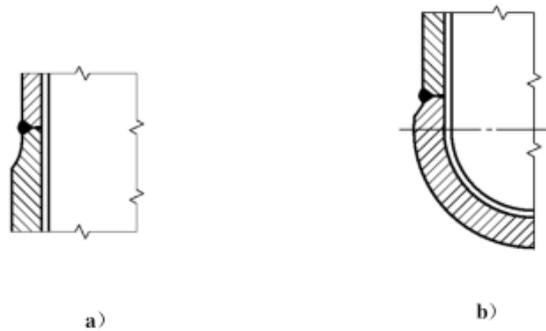


图 15 不等壁厚焊接结构示意图

5.1.2.2 壳体与接管焊接

5.1.2.2.1 壳体与接管(包括人孔、手孔等)、凸缘连接,应将受衬侧接管端部磨圆,其圆角半径不小于 3 mm。人孔、手孔、接管与壳体焊接,不应突出设备壳体内表面,人孔、手孔与壳体焊接见图 13。接管焊接采用图 16 所示结构。

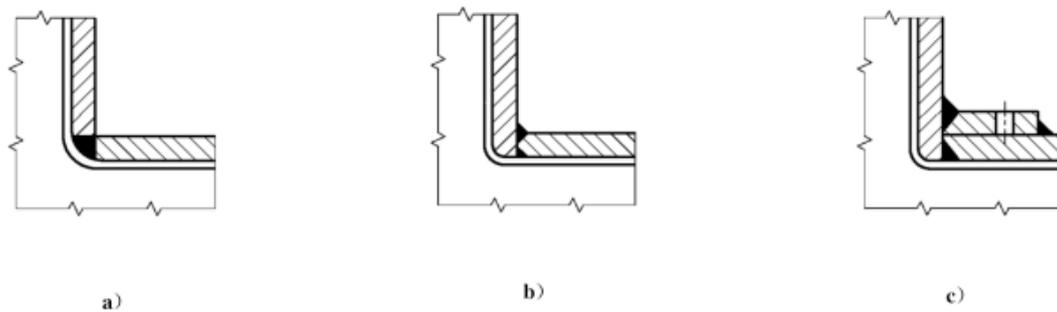


图 16 接管与壳体焊接示意图

5.1.2.2.2 插管与壳体的连接宜采用图 17 的结构形式。

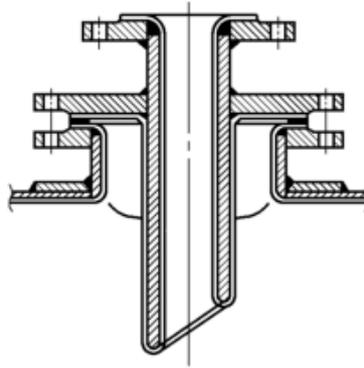


图 17 插管与壳体连接结构示意图

5.1.2.3 凸缘焊接

凸缘焊接采用图 18 所示结构。

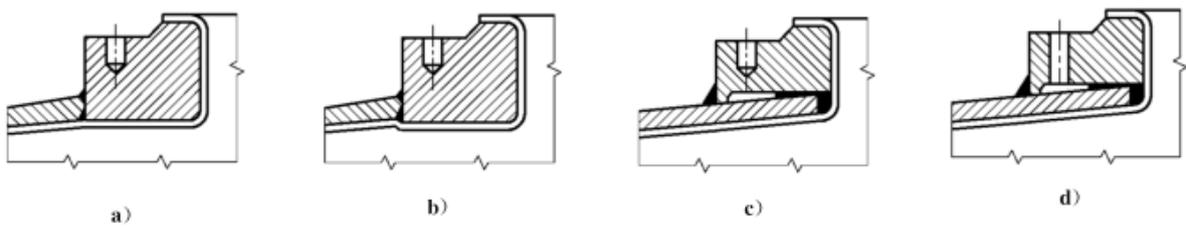


图 18 凸缘焊接形式示意图

5.1.2.4 接管与法兰焊接

接管与法兰焊接采用图 19 所示结构。

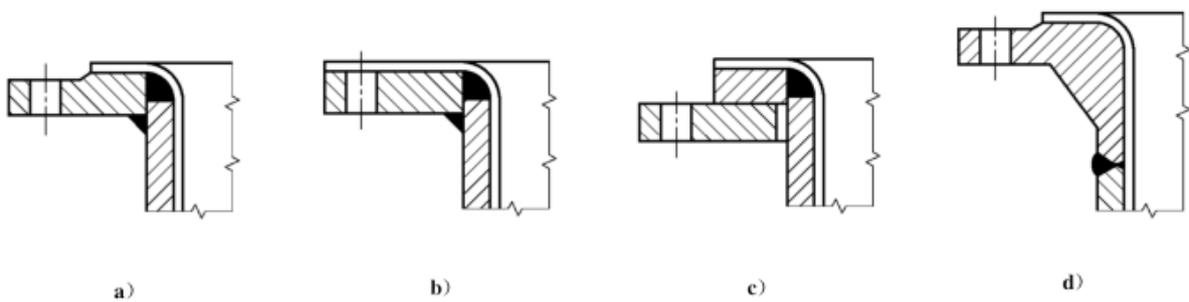


图 19 法兰焊接形式示意图

5.1.3 内构件

5.1.3.1 设备内部设有蒸汽加热管时,加热管外表面与衬里层表面的距离 $a \geq 25 \text{ mm}$, $b \geq 100 \text{ mm}$, a 、 b 位置见图 20。

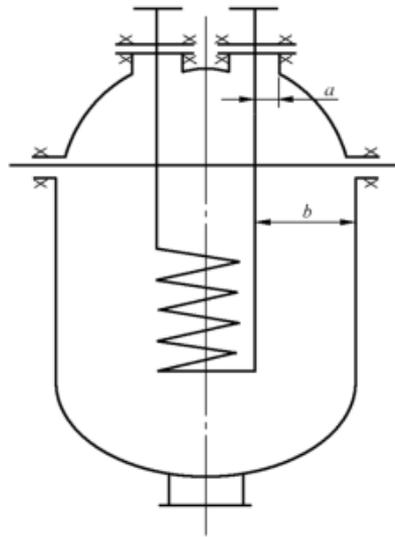
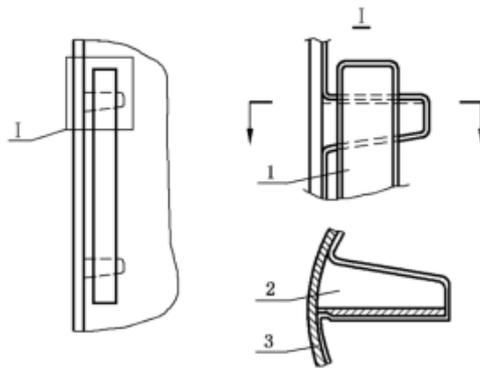


图 20 加热管与衬里面距离示意图

5.1.3.2 设备内置挡板衬里时,其结构见图 21。



说明:

- 1——挡板;
- 2——支撑架;
- 3——筒体。

图 21 内挡板衬里示意图

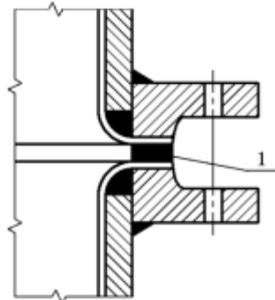
5.1.3.3 内支承圈结构见图 22。



图 22 支承圈结构示意图

5.1.4 垫片

5.1.4.1 法兰垫片宜采用软质材料垫片,装配结构见图 23。



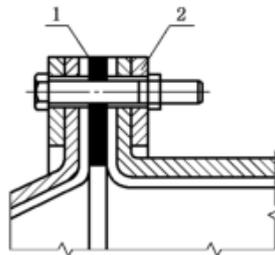
说明:

1——软质材料垫片。

图 23 垫片装配示意图

5.1.4.2 垫片尺寸应与法兰面相匹配,垫片内径应与筒体(管子)外径相同。宜采用 HG/T 20606 中的规格尺寸。

5.1.4.3 软质材料垫片按图 24 结构装配。



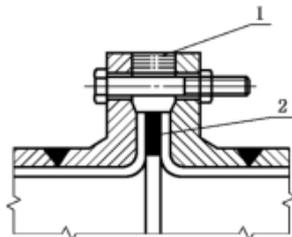
说明:

1——软质材料垫片;

2——法兰。

图 24 软质材料垫片装配示意图

5.1.4.4 在软质材料垫片变形量超过可控范围时,可装入图 25 所示的硬质材料垫片。



说明:

1——钢或硬质材料垫片;

2——软质材料垫片。

图 25 硬质材料垫圈装配示意图

5.2 衬里设计

5.2.1 衬里层材料和工艺的选择

衬里层材料和工艺的选择应考虑下列内容：

- a) 耐候性；
- b) 耐腐蚀性；
- c) 外观。

5.2.2 衬里与壳体连接

5.2.2.1 钢网加强

对于公称直径大于 650 mm 的容器，内部宜设置钢网以增加衬里层的附着强度，钢网焊接时不应出现脱焊。

5.2.2.2 衬里壁厚

5.2.2.2.1 筒体部分衬里最小壁厚应符合表 5 要求。

表 5 衬里最小壁厚

单位为毫米

公称直径		衬里最小壁厚		
		缠绕烧结	滚塑	焊接
159	采用钢管 做筒体	2.5	3~8	2.5
219				
273				
325				
377				
426				
300	筒体采用 钢板卷制	3.0	3~8	3.0
350				
400				
450				
500				
550				
600				
650				
700				
750				
800				
850				
900				
950				
1 000	3.5	4.0		

表 5 (续)

单位为毫米

公称直径		衬里最小壁厚		
		缠绕烧结	滚塑	焊接
1 100	筒体采用 钢板卷制	4	3~8	5.0
1 200				
1 300				
1 400				
1 500				
1 600				
1 700				
1 800				
1 900				
2 000				

5.2.2.2.2 翻边部分衬里最小壁厚应不小于筒体部分衬里最小壁厚的 80%。

6 支撑、安全与防护

6.1 支撑

塑料容器支撑构件的设计按照 JB/T 4712 的规定进行。

卧式塑料容器支座采用金属鞍式支座(轻型),并采用粘合剂将塑料容器壳体与鞍座金属垫板粘接,卧式塑料容器强度计算参照 NB/T 47042。立式塑料容器宜采用支承式支座,应校核支承式支座与下封头连接处的应力水平。

衬里容器的支撑构件不应与衬里连接,支撑构件的设计应符合 JB/T 4712 的规定。

6.2 安全与防护

6.2.1 容器应按 GB/T 150.1 中的规定设置安全附件。

6.2.2 容器使用过程中如会产生静电时,应设有静电消除装置。

6.2.3 衬里容器工艺要求有负压或排料时会产生负压(如进口管道小于排放口)、冷凝时会产生负压等因素时,应考虑衬里的耐真空能力。

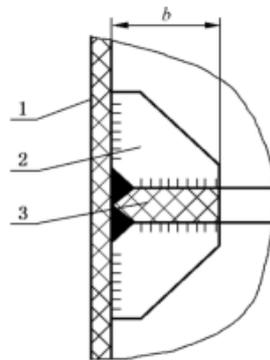
6.2.4 衬里容器壳体外表面应按 GB/T 150.4 的要求进行涂敷。

附 录 A
(资料性附录)
塑料容器加强结构设计

A.1 筒体加强结构

A.1.1 筒体内部环板、筋板加强

加强方法见图 A.1 和图 A.2。加强环板宽度 b 取 50 mm~400 mm。环板与筋板厚度一般与筒体壁厚相同。

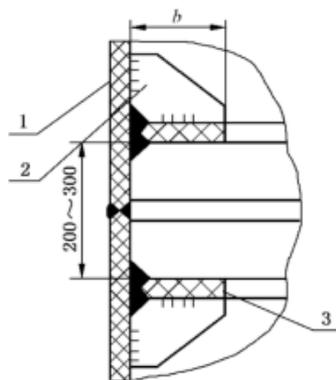


说明：

- 1——圆筒；
- 2——筋板；
- 3——环板。

图 A.1 单环板加强示意图

单位为毫米



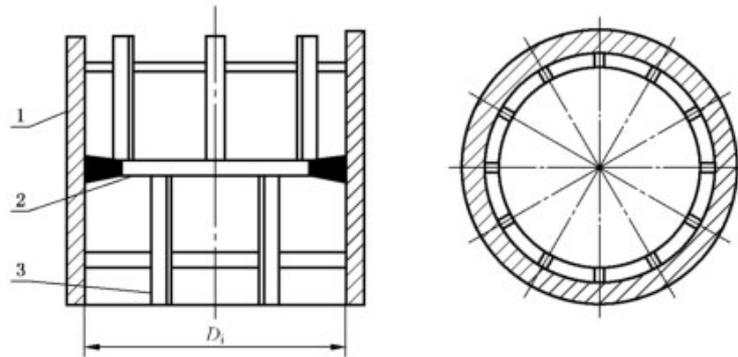
说明：

- 1——圆筒；
- 2——筋板；
- 3——环板。

图 A.2 双环板加强示意图

A.1.2 圆筒内部环筋与立筋联合加强

圆筒内部环筋与立筋联合加强适用于内直径 $D_i > 2\,000\text{ mm}$ 的圆筒体加强。环筋与立筋的筋板厚度一般与筒体厚度相同。立筋间距按 32 倍筋板厚度选取(弧长)。一般环筋每一筒节设置一块或按计算要求确定。每两筒节组对的环向焊缝应与环筋错开,错开距离应不小于 200 mm。立筋应相互错开,位置宜跨中均布(见图 A.3)。



说明:

- 1——圆筒;
- 2——环筋;
- 3——立筋。

图 A.3 环筋立筋联合加强示意图

A.1.3 其他加强型式

筒体可选用外缠玻璃钢、金属带、金属网等进行筒体加强。

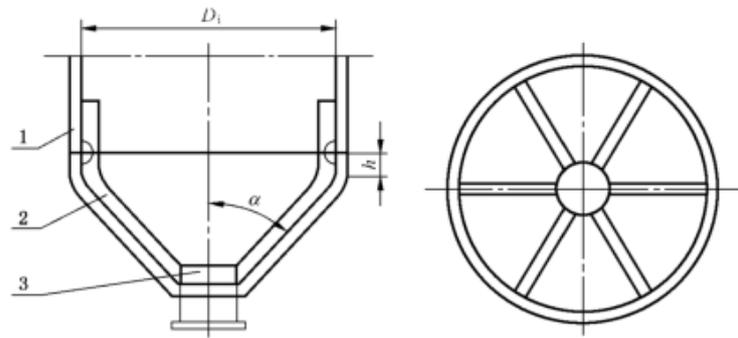
A.2 封头加强结构

A.2.1 锥形封头

锥形封头可按图 A.4 的结构进行加强,筋板数量宜参考表 A.1 选取。

表 A.1 锥形封头加强筋板数量

锥形封头 内径(D_i)/mm	$\leq 1\,200$	1 400~1 600	1 800~2 000	2 200~2 600	2 800~3 200	3 200~4 000
筋板 数量(n)/个	4~6	8	12	16	20	24



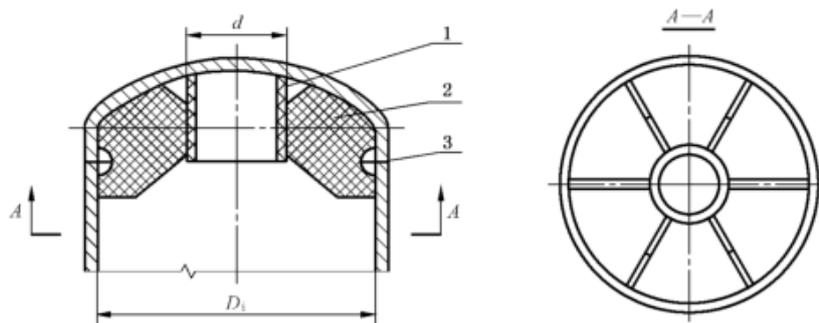
说明:

- 1——圆筒;
- 2——立筋;
- 3——环筋。

图 A.4 锥形封头加强示意图

A.2.2 椭圆形封头

椭圆形封头可按图 A.5 的结构进行加强,图中 $d=1/3D_i\sim 1/2D_i$,筋板数量宜为 3 片~6 片。



说明:

- 1——环筋;
- 2——筋板;
- 3——环缝。

图 A.5 椭圆形封头加强示意图

A.2.3 碟形封头

碟形封头加强结构参照 A.2.2。

A.3 接管加强结构

A.3.1 接管加强结构形式

接管加强结构形式分为筋板加强、套管加强和联合加强结构。

A.3.2 筋板加强结构

筋板加强结构可按图 A.6 的结构进行加强,图中 $l=D$,接管外伸长度 H 由设计人员确定。

单位为毫米

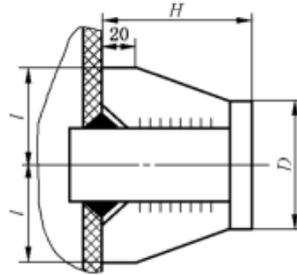


图 A.6 筋板加强结构示意图

A.3.3 套管加强结构

套管加强结构可按图 A.7 的结构进行加强,图中 d 为接管外径, δ 为接管壁厚, d_1 为套管外径, δ_1 为套管壁厚,适用于无法兰接管。

单位为毫米

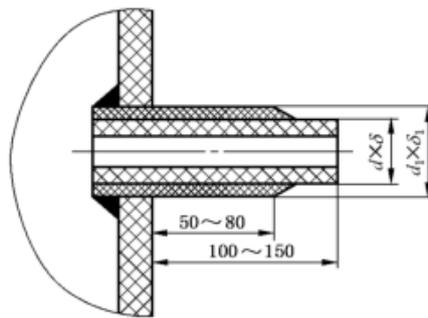


图 A.7 套管加强结构示意图

A.3.4 联合加强结构

联合加强结构可按图 A.8 的结构进行加强,图中 $l=D$,套管外伸长度一般取 60 mm~80 mm。

单位为毫米

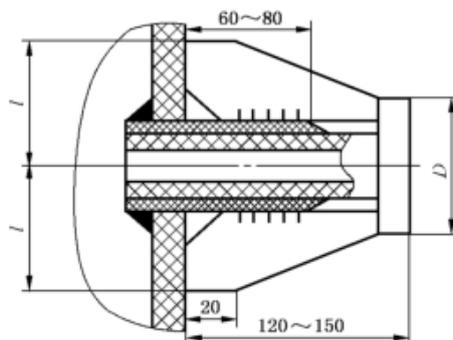


图 A.8 联合加强结构示意图

参 考 文 献

- [1] GB/T 25198 压力容器封头
 - [2] NB/T 47042 卧式容器
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
塑 料 及 其 衬 里 制 压 力 容 器
第 3 部 分：设 计

GB/T 35974.3—2018

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲2号(100029)
北京市西城区三里河北街16号(100045)

网址: www.spc.org.cn

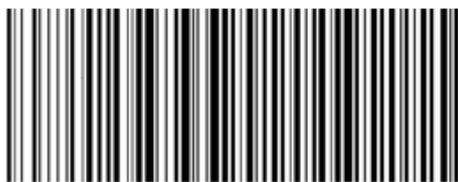
服务热线: 400-168-0010

2018年2月第一版

*

书号: 155066·1-59756

版权专有 侵权必究



GB/T 35974.3—2018