



中华人民共和国医药行业标准

YY/T 0084.2—2009
代替 YY/T 0084.2—1992

矩形压力蒸汽灭菌器 主要受压元件强度计算及其有关规定

Strength calculation and relevant regulations of primary pressure
containing parts for rectangular pressure steam-heated sterilizer

2009-06-16 发布

2010-12-01 实施



国家食品药品监督管理局 发布

目 次

前言	I
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 材料	4
5 灭菌器的壳体	5
6 矩形后封头计算	14
7 矩形门板结构与设计计算	17
8 门栓与门挡计算	18
9 门栓撑孔计算	21
10 中心丝杆计算	21
11 灭菌器的安全附件及有关规定	22

前 言

YY/T 0084 分为两个部分：

- 圆形压力蒸汽灭菌器主要受压元件强度计算及其有关规定；
- 矩形压力蒸汽灭菌器主要受压元件强度计算及其有关规定。

本部分为 YY/T 0084 的第 2 部分。

本部分代替 YY/T 0084.2—1992《矩形压力蒸汽灭菌器主要受压元件强度计算及其有关规定》。

本部分与 YY/T 0084.2—1992 相比主要变化如下：

- 本部分中的基本符号、术语、定义、材料的选用按 GB 150—1998、《压力容器安全技术监察规程》的规定；
- 对部分的适用范围进行了修改，增加了截面尺寸的限制；
- 灭菌器主体设计：
 - 1) 按 GB 150 的模式，增加了“符号”部分；
 - 2) 主体结构：增加了主体结构形式，对新增加形式的内壳、外壳和加强筋进行了计算；
- 矩形后封头计算 对新增加的平板拉撑形式进行了计算；
- 矩形门板计算 新增加了结构形式，并按新增加的形式进行了计算；
- 门栓计算：
 - 1) 将此部分名称改为“门栓与门挡计算”；
 - 2) 新增加了嵌齿连接结构形式，并按新增加的形式进行了计算；
- 门栓撑孔计算保留本节；
- 中心丝杆计算保留本节。

本部分由国家食品药品监督管理局提出。

本部分由全国消毒技术与设备标准化技术委员会归口。

本部分起草单位：山东新华医疗器械股份有限公司、国家食品药品监督管理局广州医疗器械质量监督检验中心、上海华线医用核子仪器有限公司。

本部分主要起草人：葛会冰、王道军、徐红蕾、郑红琴、朱训臣。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为：

- WS 2/Z-25—1977、YY/T 0084.2—1992。

矩形压力蒸汽灭菌器 主要受压元件强度计算及其有关规定

1 范围

YY/T 0084 的本部分规定了带夹套的矩形压力蒸汽灭菌器(以下简称灭菌器)主要受压元件的强度计算及其有关规定,对于本部分未予规定的则由相应的标准规定。

本部分适用于设计压力不大于 0.4 MPa,灭菌室容积不大于 6 m³,灭菌室截面积不大于 1.2 m² 的下排气式或预真空式压力蒸汽灭菌器。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 YY/T 0084 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

GB 150—1998 钢制压力容器

GB 4793.4—2001 测量、控制及实验室用电气设备的安全 实验室用处理医用材料的蒸汽器的特殊要求(IEC 61010-2-041:1995, IDT)

JB/T 4734—2002 铝制焊接容器

JB/T 4755—2006 铜制压力容器

YY 0154 压力蒸汽灭菌设备用弹簧式安全阀

压力容器安全技术监察规程 1999

3 术语和定义

下列术语和定义适用于 YY/T 0084 的本部分。

3.1

设计压力 design pressure

设计压力指设定的灭菌器容器顶部的最高压力,与相应的设计温度一起作为设计载荷条件,其值不高于工作压力。

3.2

计算压力 calculation pressure

计算压力指在相应设计温度下,用以确定元件厚度的压力,其中包括液柱静压力。当元件所承受的液柱静压力小于 5%设计压力时可忽略不计。

3.3

设计温度 design temperature

设计温度指灭菌器在正常工作情况下,设定的元件的金属温度(沿元件金属截面的温度平均值)。设计温度与设计压力一起作为设计载荷条件。

3.4

厚度 thickness

3.4.1

计算厚度 calculation thickness

计算厚度指按各章公式计算得到的厚度。需要时应计入 GB 150—1998 中 3.5.4 适用载荷所需厚度。

3.4.2

设计厚度 design thickness

设计厚度指计算厚度与腐蚀裕量之和。

3.4.3

名义厚度 nominal thickness

名义厚度指设计厚度加上钢材厚度负偏差后向上圆整至钢材标准规格的厚度。即标注在图样上的厚度。

3.4.4

有效厚度 effective thickness

有效厚度指名义厚度减去腐蚀裕量和钢材厚度负偏差。

3.4.5

最小厚度 minimum thickness

灭菌器圆筒、封头加工成形后不包括腐蚀裕量的最小厚度：

- a) 对于碳素钢、低合金钢制容器，不小于 3 mm；
- b) 对高合金钢制容器，不小于 2 mm。

3.4.6

厚度附加量 extra thickness

考虑灭菌器在制造和使用时，由于钢材的负偏差和介质的腐蚀性，需要增加材料的厚度。

厚度附加量按式(1)确定：

$$C = C_1 + C_2 \quad \dots\dots\dots(1)$$

式中：

- C——厚度附加量，单位为毫米(mm)；
- C₁——钢材厚度负偏差(3.4.6.1)，单位为毫米(mm)；
- C₂——腐蚀裕量(3.4.6.2)，单位为毫米(mm)。

3.4.6.1

钢材厚度负偏差 negative tolerance of steel thickness

钢板或钢管的厚度负偏差按钢材标准的规定。当钢材的厚度负偏差不大于 0.25 mm，且不超过名义厚度的 6%时，负偏差可忽略不计。

3.4.6.2

腐蚀裕量 corrosion allowance

为防止灭菌器元件由于腐蚀、机械磨损而导致厚度削弱减薄，应考虑的增加量。

对于碳素钢和低合金钢，腐蚀裕量 C₂ 不小于 1 mm；对于高合金钢，腐蚀裕量 C₂ 为 0。

3.5

许用应力 allowable stress

材料的强度极限或屈服极限除以相应的安全系数所得出的应力值。

本标准的许用应力依据按表 1 选取。

表 1 确定许用应力的依据

材 料		使用状态	许用应力,取下列各值中的最小值 MPa
容 器	碳素钢、低合金钢(板)		$\frac{\sigma_b}{3.0}, \frac{\sigma_s}{1.6}, \frac{\sigma_s^t}{1.6}$
	高合金钢(板)		$\frac{\sigma_b}{3.0}, \frac{\sigma_s(\sigma_{0.2})}{1.5}, \frac{\sigma_s^t(\sigma_{0.2}^t)}{1.5}$
	铜、铝(板)	退火	$\frac{\sigma_s}{n_s} (n_s \geq 1.5)$
	铜、铝(铸件)		$\frac{0.8\sigma_s}{n_s} (n_s \geq 4)$
	灰铸铁		$\frac{\sigma_b}{10}$
	可锻铸铁、球墨铸铁		$\frac{\sigma_b}{8.0}$
	铸钢		$\frac{\sigma_b}{4.0} \cdot n_z (n_z \leq 0.9)$
螺 柱	碳素钢	$\leq M22$	热轧,正火 $\frac{\sigma_s^t}{2.7}$
		M24~M48	热轧,正火 $\frac{\sigma_s^t}{2.5}$
	低合金钢,马氏体 高合金钢	$\leq M22$	调质 $\frac{\sigma_s^t(\sigma_{0.2}^t)}{3.5}$
		M24~M48	调质 $\frac{\sigma_s^t(\sigma_{0.2}^t)}{3.0}$
	奥氏体高合金钢	$\leq M22$	固溶 $\frac{\sigma_s^t(\sigma_{0.2}^t)}{1.6}$
		M24~M48	固溶 $\frac{\sigma_s^t(\sigma_{0.2}^t)}{1.5}$
<p>注 1: σ_b——材料标准抗拉强度下限值,单位为兆帕(MPa)。</p> <p>注 2: $\sigma_s(\sigma_{0.2})$——材料标准常屈服点(或 0.2%屈服强度),单位为兆帕(MPa)。</p> <p>注 3: $\sigma_s^t(\sigma_{0.2}^t)$——材料在设计温度下屈服点(或 0.2%屈服强度),单位为兆帕(MPa)。</p> <p>注 4: 当铜、铝板或铸件无法确定设计温度下屈服强度(条件屈服限)而以抗拉强度为依据确定许用应力时,取 $\frac{\sigma_b}{n_b} (n_b \geq 4)$, n_b 应适当提高。</p> <p>注 5: σ_s^t——材料在设计温度下屈服点,单位为兆帕(MPa)。</p> <p>注 6: 不锈钢复合钢板的许用应力按式(2)确定:</p> $[\sigma]^t = \frac{[\sigma]_1^t \delta_1 + [\sigma]_2^t \delta_2}{\delta_1 + \delta_2} \dots\dots\dots (2)$ <p>式中:</p> <p>$[\sigma]^t$——设计温度下复合钢板的许用应力,单位为兆帕(MPa);</p> <p>$[\sigma]_1^t$、$[\sigma]_2^t$——设计温度下基层钢板和复合材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);</p> <p>δ_1、δ_2——基层钢板的名义厚度,复合材料的厚度,单位为毫米(mm)。</p>			

3.6

焊接接头系数 welded joint coefficient

设计时,考虑焊接接头对受压元件强度削弱的因素所取的系数。

焊接接头系数按《压力容器安全技术监察规程》中第 43 条、第 44 条和表 3-5 选取。

3.7

压力试验 pressure test

灭菌器容器制成后,在规定的试验场地,容器在密封状态下进行的耐压试验。

注:压力试验的种类、要求和试验压力值应在图样上注明。

3.7.1 压力试验一般采用液压试验,试验液体一般为水。碳素钢、16MnR 和正火 15MnVR 制容器和受压元件在进行液压试验时,液体的温度不低于 5 °C;其他低合金钢制容器和受压元件,液体的温度不低于 15 °C。

3.7.2 试验压力

内压力容器

$$p_t = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t} \dots\dots\dots(3)$$

外压容器和真空容器

$$p_t = 1.25p \dots\dots\dots(4)$$

式中:

p_t ——试验压力,单位为兆帕(MPa);

p ——设计压力,单位为兆帕(MPa);

$[\sigma]$ ——受压元件材料在试验温度下的许用应力,单位为兆帕(MPa);

$[\sigma]_t$ ——受压元件材料在设计温度下的许用应力,单位为兆帕(MPa)。

3.7.3 试验方法应按《压力容器安全技术监察规程》的要求进行,试验后各部分不得有渗漏和可见变形。

4 材料

4.1 总则

4.1.1 灭菌器受压元件所用的材料应符合本章规定。非受压元件,当与受压元件焊接时,也应是焊接性良好的材料。

4.1.2 灭菌器受压元件用钢应由平炉、电炉或氧气转炉冶炼。钢材的技术要求应符合相应的国家标准、行业标准或有关技术文件的规定。灭菌器主体部分用钢应附有钢材生产单位的钢材质量证明书(原件)。

4.1.3 灭菌器受压元件用铸造件、有色金属时,应符合相应的国家标准、行业标准或有关技术条件的规定;并应符合《压力容器安全技术监察规程》第二章的相关规定。材料生产单位应按相关标准的规定,向用户提供质量证明书(原件)。

4.2 材料要求

4.2.1 灭菌器受压元件材料的选用、标准、使用状态和许用应力按表 2 的规定。有色金属材料的选用、标准、使用状态和许用应力按 JB/T 4755—2006《铜制压力容器》和 JB/B 4734—2002《铝制焊接容器》的规定。

4.2.2 灭菌器受压元件应符合《压力容器安全技术监察规程》第二章材料规定:

- a) 板材:钢板应符合第 11 条~第 13 条,有色金属板应符合第 17 条~第 19 条。
- b) 铸件:铸铁应符合第 15 条。铸钢应符合第 16 条。
- c) 采用国外材料时:应符合第 22 条。
采用新研制材料时:应符合第 23 条。

表 2 钢板和螺柱的许用应力

材 料	标 准	使用状态	厚度/规格 mm	常温强度指标		在下列温度下的许用应力			备注
				σ_b MPa	σ_s MPa	MPa			
						$\leq 20\text{ }^\circ\text{C}$	100 $^\circ\text{C}$	150 $^\circ\text{C}$	
钢 板									
Q235-B	GB 912	热轧	3~4	375	235	113	113	113	
	GB 3274		4.5~16	375	225	113	113	113	
			>16~40	375	235	113	113	113	
16MnR	GB 6654	热轧,正火	6~16	510	345	170	170	170	
			>16~36	490	325	163	163	163	
			>36~60	470	305	157	157	157	
0Cr13	GB 4237	退火	2~60			137	126	123	
0Cr18Ni9	GB 4237	固溶	2~60			137	137	137	a
						137	114	103	
00Cr19Ni10	GB 4237	固溶	2~60			118	118	118	a
						118	97	87	
00Cr17Ni14Mo2	GB 4237	固溶	2~60			118	118	118	a
						118	97	87	
螺 柱									
35	GB 699	正火	$\leq M22$	530	315	117	105	98	
			M24~M27	510	295	118	106	100	
40Cr	GB 3077	调质	$\leq M22$	805	685	196	176	171	
			M24~M36	765	635	212	189	183	
2Cr13	GB 1220	调质	$\leq M22$	126	117	111	106	103	
			M24~M27	147	137	130	123	120	
0Cr18Ni9	GB 1220	固溶	$\leq M22$			129	107	97	
			M24~M48			137	114	103	
0Cr17Ni14Mo2	GB 1220	固溶	$\leq M22$			129	109	101	
			M24~M48			137	117	107	
<p>^a 该行许用应力仅适用于允许产生微量永久变形之元件,对于法兰或其他有微量永久变形就引起泄漏或故障的场合不能采用。 本表数据摘自 GB 150—1998。</p>									

5 灭菌器的壳体

5.1 内、外壳与加强筋构成夹套的结构

5.1.1 结构

内外壳与加强筋构成夹套的壳体(见图 1)有内壳、外壳和加强筋构成。加强筋应均布、对称排列。采用此结构,应满足如下条件:

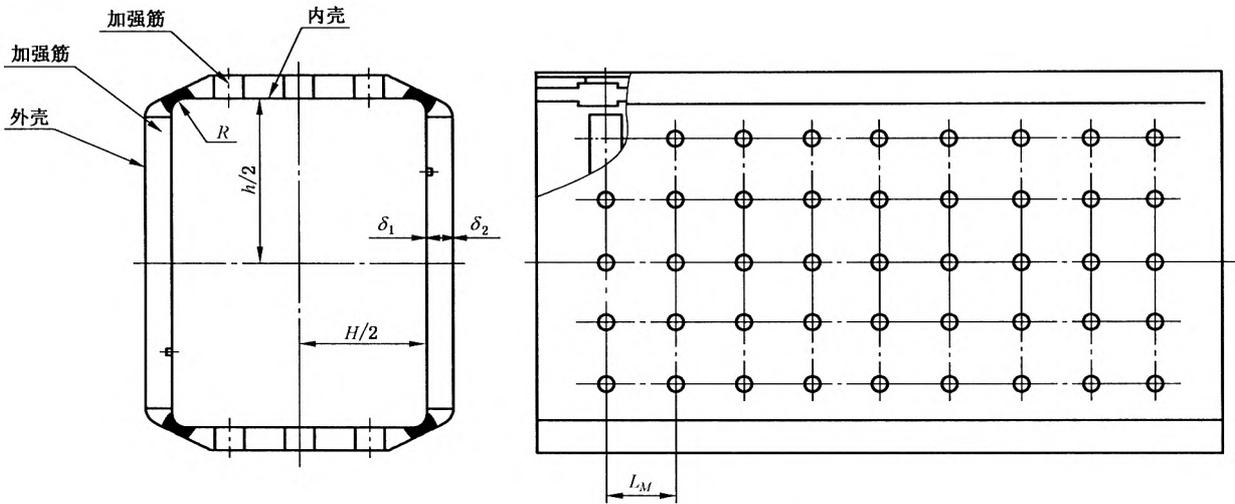


图 1 内外壳与加强筋构成夹套的壳体形式

5.1.1.1 加强筋与内壳可采用连续或间断的焊接形式。采用间断焊接形式时,加强筋两侧的焊缝可以相互错开,也可以不错开,但两断续焊缝之间的距离不得大于内壳厚度的 8 倍(见图 2)。加强筋每侧焊缝的总长不得小于加强筋长度的一半。

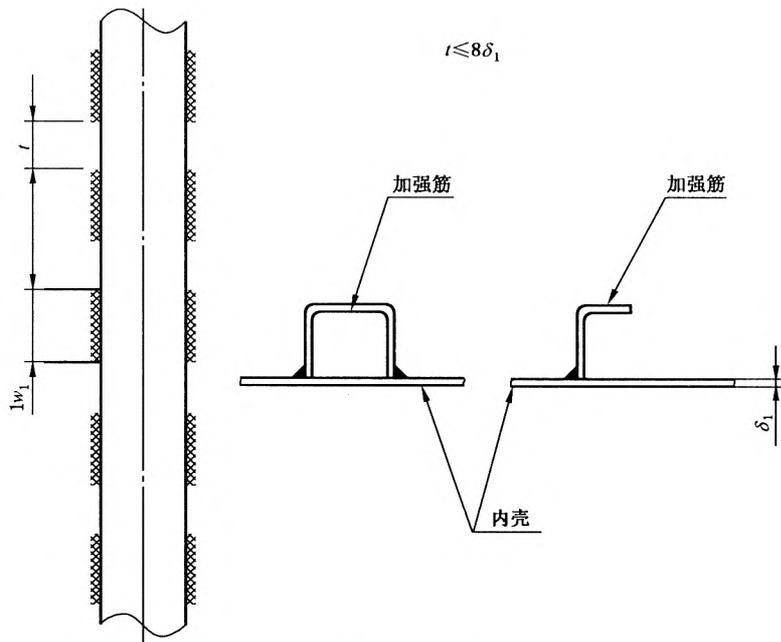


图 2 加强筋与内壳焊接结构示意图

5.1.1.2 所需要的内壳、外壳厚度不超过 13 mm。

5.1.1.3 加强筋与内外壳焊接连接的角焊缝焊角高度不得小于内外壳厚度。

5.1.1.4 在组对外壳之前,内部所有的焊缝应正确检查。

5.1.1.5 加强筋与外壳间的连接,可采用塞焊或槽焊,外壳上塞焊孔最大直径 d 或槽宽度 d 不超过 35 mm(见图 3)。

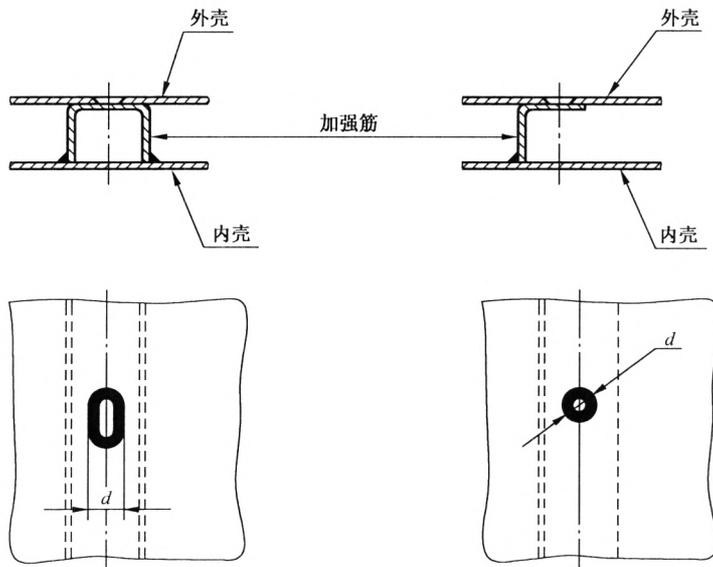


图3 加强筋与外壳焊接结构示意图

5.1.1.6 角焊缝需按式(8)、式(9)校核。

5.1.1.7 内外壳四周拐角处的内半径 R 应不小于 3 倍的内外壳厚度。根据需要,拐角处可以使用加强结构,使用加强结构后,拐角内半径允许小于 3 倍的内外壳厚度,但应保证在设计压力下此处的应力不超过材料的许用应力。

5.1.2 壳体计算厚度

5.1.2.1 设计温度下内壳的计算厚度 δ_{c1} 按式(5)计算:

$$\delta_{c1} = D_{j1} \sqrt{\frac{p_o + k_e}{K[\sigma]_1^t}} \dots\dots\dots (5)$$

5.1.2.2 设计温度下外壳的计算厚度 δ_{c2} 按式(6)计算:

$$\delta_{c2} = D_{j2} \sqrt{\frac{p_o}{K[\sigma]_2^t}} \dots\dots\dots (6)$$

式中:

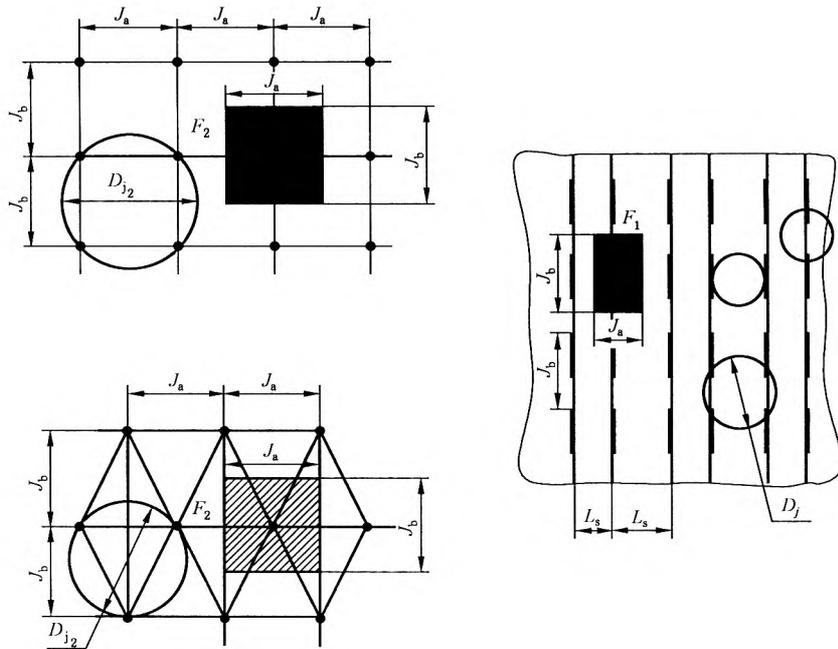
δ_{c1} 、 δ_{c2} ——内壳、外壳计算厚度,且 δ_{c1} 不小于 δ_{c2} ;

D_{j1} 、 D_{j2} ——内壳、外壳的支撑节距(见图 4),单位为毫米(mm);

p_o ——夹套计算压力,单位为兆帕(MPa);

k_e ——内壳计算压力附加量,当灭菌室最低工作压力小于标准大气压时, $k_e=0.1$ MPa,否则 $k_e=0$;

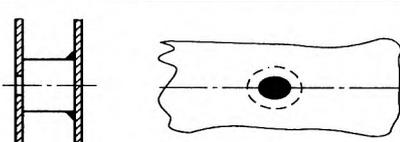
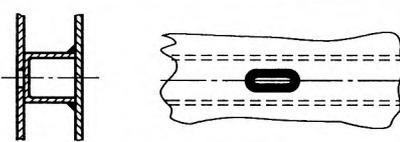
K ——结构特征系数,查表 3。



L_s ——加强筋两腿中心线间的最大距离；
 D_{j1} ——加强件与内壳采用断续焊缝连接时，以相邻焊缝为支点画圆，所得节点圆直径的最大值。加强件与内壳采用连续焊缝连接时为加强筋两腿中心线间的最大距离；
 D_{j2} ——以外壳塞焊孔圆心为节点画圆所得节点圆的直径。

图 4 节距及支撑面积示意图

表 3 结构特征系数 K

序号	结构形式	3	备注
1		3	使用范围限制 1. p 不大于 1 MPa 2. δ 不大于 13 mm 3. 角焊缝焊角高度不小于内外壳厚度
2		3	

5.1.2.3 设计温度下壳体的计算应力 σ^t ，按式(7)计算、校核：

$$\sigma^t = \frac{h^2 p_c L_M}{6.4 E_A} \leq \phi [\sigma]^t \quad \dots\dots\dots (7)$$

式中：

- σ^t ——设计温度下壳体的计算应力，单位为兆帕(MPa)；
- h ——壳体长边内侧长度(见图 1)，单位为毫米(mm)；
- p_c ——内壳的计算压力，单位为兆帕(MPa)；
- L_M ——两相邻加强筋中心线间的最大距离(见图 1)，单位为毫米(mm)；
- E_A ——在主体的长边与主体轴线相垂直的方向上，由内壳、外壳、加强筋三者组成的组合梁(梁宽度为 L)的抗弯模量。计算时内壳与外壳的有效厚度都近似的取两者中的较小值，且不计加强筋的刚度，单位为三次方毫米(mm^3)；

$[\sigma]^t$ ——设计温度下,内壳外壳材料许用应力的较小值,单位为兆帕(MPa);
 ϕ ——焊接接头系数。

5.1.2.4 设计温度下加强筋与壳体焊接接头强度校核

加强筋与内外壳的焊接接头除了满足 5.1.1 的要求外,还应按式(8)、式(9)进行强度校核。

$$\frac{(p_o + k_e)F_1}{l_{w1}\delta_1} \leq \phi[\sigma]_1^t \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$\frac{p_o F_2}{l_{w2}\delta_2} \leq \phi[\sigma]_2^t \quad \dots\dots\dots(9)$$

式中:

$F_1、F_2$ ——加强筋与内壳及外壳单个连接焊缝所支撑的面积(见图 4),单位为平方毫米(mm²);

$l_{w1}、l_{w2}$ ——加强筋与内壳及外壳单个连接焊缝的长度,单位为毫米(mm);

$[\sigma]_1^t、[\sigma]_2^t$ ——设计温度下内壳、外壳的许用应力,单位为兆帕(MPa);

ϕ ——焊接接头系数。

5.2 加强筋构成夹套的壳体结构

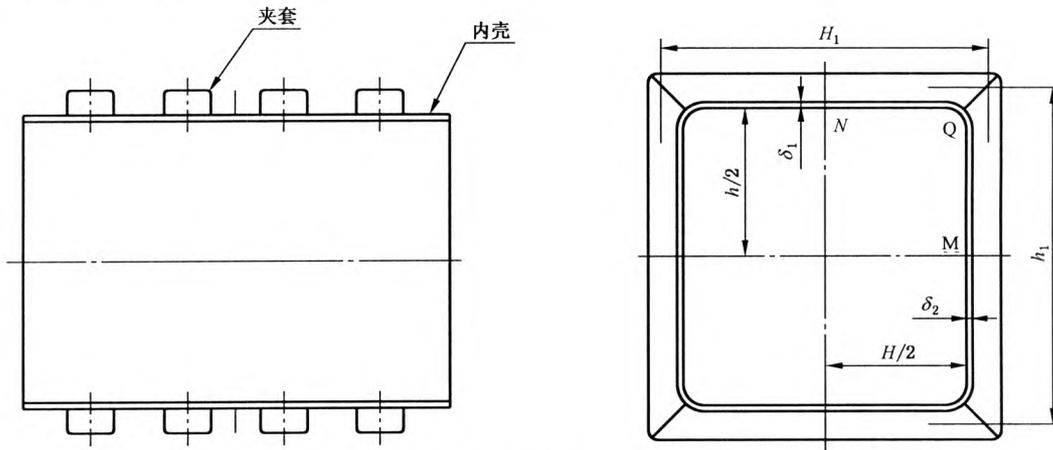


图 5 加强筋构成夹套的壳体形式

5.2.1 结构

5.2.1.1 加强筋构成夹套的壳体(见图 5)由内壳、夹套加强筋构成。夹套加强筋设置在内壳外表面且垂直于内壳轴线的平面内整圈排布。

5.2.1.2 夹套加强筋与内壳采用连续焊接。若采用角焊缝,焊角高度应不小于内壳厚度。

5.2.1.3 内壳四周拐角处的内半径 R 应不小于 3 倍的内壳厚度。

5.2.2 符号

A ——参数, $A=r(2\gamma+\pi\alpha_2)$, 单位为毫米(mm);

A_1 ——短边平板上加强件的横截面积,单位为平方毫米(mm²);

A_2 ——长边平板上加强件的横截面积,单位为平方毫米(mm²);

A_3 ——参数, $A_3=r_1(2\gamma_1+\pi)$, 单位为毫米(mm);

B ——参数, $B=r^2(\gamma^2+2\alpha_2+\pi\gamma\alpha_2)$, 单位为毫米(mm);

c ——板截面或板与加强件组合截面中性轴至该截面内表面的距离 c_i 或截面中性轴至该截面外表面的距离 c_o 。在内外表面弯曲应力的计算中,分别以 c_i 和 c_o 代入,单位为毫米(mm);

C_1 ——参数, $C=r^2(2\gamma^2+12\alpha_2+3\pi\gamma\alpha_2)$, 单位为平方毫米(mm²);

C_2 ——参数, $C_2=r_1^2(2\gamma_1^2+12+3\pi\gamma_1)$, 单位为平方毫米(mm²);

D_1 ——参数, $D_1=r^3(\gamma^3+2\pi\gamma^2\alpha_2+12\gamma\alpha_2+2\pi\alpha_2)$, 单位为立方毫米(mm³);

D_2 ——参数, $D_2=r^3(4\gamma^3+6\pi\gamma^2\alpha_2+24\gamma\alpha_2+3\pi\alpha_2)$, 单位为立方毫米(mm³);

- E ——常温时材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- E' ——设计温度下材料的弹性模量,单位为兆帕(MPa);
- F ——参数, $F=(3AD_1-2BC_1)/(AD_2-6B^2)$;
- H ——矩形容器短边内侧长度,单位为毫米(mm);
- H_1 ——矩形容器短边加强件中心线长度,单位为毫米(mm);
- h ——矩形容器长边内侧长度,单位为毫米(mm);
- h_1 ——矩形容器长边加强件中心线长度,单位为毫米(mm);
- I ——板截面的计算惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4); $I_1=L_1\delta_1^3/12$ $I_2=L_2\delta_2^3/12$;
- I_{11} ——在有效宽度 L_w 范围内,厚度 δ_1 的平板与加强件组合截面的惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);
- I_{21} ——在有效宽度 L_w 范围内,厚度 δ_2 的平板与加强件组合截面的惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);
- J ——应力参数,见表 4;
- K ——参数, $K=(I_2/I_1)\alpha$;
- K_1 ——参数, $K_1=2K_2+3$;
- K_2 ——参数, $K_2=3K_1+2K_2$;
- k ——参数, $k=(I_{21}/I_{11})\alpha$;
- L ——带圆角矩形容器(见图 6)长边侧板半长,单位为毫米(mm);
- l_1 ——带圆角矩形容器(见图 6)短边侧板半长,单位为毫米(mm);
- M ——弯矩,单位为牛毫米($\text{N}\cdot\text{mm}$);
- N ——参数, $N=K_1K_2-k_2^2$;
- α ——参数, $\alpha=H/h$;
- α_1 ——参数, $\alpha_1=H_1/h_1$;
- α_2 ——参数, $\alpha_2=I_2/I_1$;
- α_3 ——参数, $\alpha_3=L/l_1$;
- δ_1 ——参数,容器短边平板的计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_2 ——参数,容器长边平板的计算厚度,单位为毫米(mm);
- γ ——参数, $\gamma=L/r$;
- γ_1 ——参数, $\gamma_1=L/r_1$;
- ϕ ——参数, $\phi=r/l_1$ 。

5.2.3 夹套的设计计算

5.2.3.1 结构

夹套为带圆角的矩形截面结构,如图 6 所示,夹套侧板和圆角厚度相同,圆角半径 r 应大于等于侧板厚度。

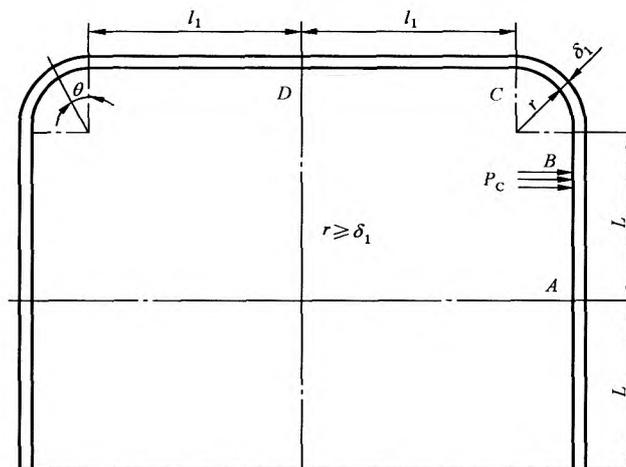


图 6 夹套截面示意图

5.2.3.2 应力校核

5.2.3.2.1 夹套顶板

顶板 C 和 D 点的薄膜应力按式(10)计算:

$$\sigma_m^C, \sigma_m^D = \frac{p_{co}(r+L)}{\delta_1} \dots\dots\dots(10)$$

顶板 C 和 D 点的弯曲应力分别按式(11)、式(12)计算:

$$\sigma_b^C = \frac{c}{2I_1}[2M_A + p_{co}L_s(L^2 + 2rL - 2rl_1)] \dots\dots\dots(11)$$

$$\sigma_b^D = \frac{c}{2I_1}[2M_A + p_{co}L_s(L^2 + 2rL - 2rL - 2rl_1 - l_1^2)] \dots\dots\dots(12)$$

式中:

$M_A = p_{co}K_3L_s$, 单位为牛毫米(N·mm);

$p_{co} = p_o + k_e$, 单位为兆帕(MPa) k_e 按 5.1.2 定义选取;

$K_3 = -l_1^2[3\varphi^2(2\alpha_3 - \pi + 2) - 6\varphi(1 - \alpha_3) + \alpha_3^2(\alpha_3 + 3 + 1.5\pi\varphi) - 2]/[3(2\alpha_3 + \pi\varphi + 2)]$, 单位为平方毫米(mm²)。

应力校核:

$$\sigma_m^C \leq [\sigma]^t\phi$$

$$\sigma_m^D \leq [\sigma]^t\phi$$

$$\sigma_T^C = \sigma_m^C + \sigma_b^C \leq 1.5[\sigma]^t\phi$$

$$\sigma_T^D = \sigma_m^D + \sigma_b^D \leq 1.5[\sigma]^t\phi$$

5.2.3.2.2 夹套侧板

侧板 A 点和 B 点的薄膜应力按式(13)计算:

$$\sigma_m^A, \sigma_m^B = \frac{p_{co}(l_1+r)}{\delta_1} \dots\dots\dots(13)$$

侧板 A 点和 B 点的弯曲应力分别按式(14)和式(15)计算:

$$\sigma_b^A = \frac{M_{Ac}}{I_1} \dots\dots\dots(14)$$

$$\sigma_b^B = \frac{c}{2I_1}(2M_A + p_{co}L^2L_s) \dots\dots\dots(15)$$

应力校核:

$$\sigma_m^A \leq [\sigma]^t\phi$$

$$\sigma_m^B \leq [\sigma]^t\phi$$

$$\sigma_T^A = \sigma_m^A + \sigma_b^A \leq 1.5[\sigma]^t\phi$$

$$\sigma_T^B = \sigma_m^B + \sigma_b^B \leq 1.5[\sigma]^t\phi$$

5.2.3.2.3 圆角区

薄膜应力按式(16)计算:

$$\sigma_m = \frac{p_{co}}{\delta_1} (\sqrt{L^2 + l_1^2} + r) \dots\dots\dots(16)$$

弯曲应力按式(17)计算:

$$\sigma_b = \frac{c}{2I_1} (2M_A + p_{co}L_s \{2r[L\cos\theta - l_1(1 - \sin\theta)] + L^2\}) \dots\dots\dots(17)$$

式中:

$\theta = \arctg(l_1/L)$, (见图 6)。

应力校核:

$$\sigma_{mj} = \sigma_m \leq [\sigma]^t\phi$$

$$\sigma_{ij} = \sigma_m + \sigma_b \leq 1.5[\sigma]^t\phi$$

5.2.4 壳体的设计计算

壳体结构见图 5,按外加强的对称矩形截面容器计算。

5.2.4.1 夹套相邻两腿间距

5.2.4.1.1 夹套相邻两腿中心线间距按式(18)计算:

$$L_{s0} = \frac{\delta}{\sqrt{\frac{p_c}{[\sigma]^t Z}}} \dots\dots\dots(18)$$

式中:

L_{s0} ——夹套相邻两腿中心线基本间距,单位为毫米(mm);

δ ——侧板计算厚度,单位为毫米(mm);

计算短边侧板 L_{s0} 时,取 $\delta = \delta_1$;

计算长边侧板 L_{s0} 时,取 $\delta = \delta_2$;

Z ——系数, $\delta \leq 11$ mm, $Z = 2.1$; $\delta > 11$ mm, $Z = 2.2$ 。

5.2.4.1.2 夹套相邻两腿中心线最大距离按式(19)、式(20)、式(21)、式(22)确定,取其最小值。

$$H \geq L_{s0} \text{ 时, } L_{s1} = \delta_1 \sqrt{[\sigma]^t J / p_c} \dots\dots\dots(19)$$

$$H < L_{s0} \text{ 时, } L_{s1} = (\delta_1 / \beta) \sqrt{[\sigma]^t J / p_c} \dots\dots\dots(20)$$

$$h \geq L_{s0} \text{ 时, } L_{s2} = \delta_2 \sqrt{[\sigma]^t J / p_c} \dots\dots\dots(21)$$

$$h < L_{s0} \text{ 时, } L_{s2} = (\delta_2 / \beta) \sqrt{[\sigma]^t J / p_c} \dots\dots\dots(22)$$

式中:

L_{s1} 、 L_{s2} ——夹套相邻两腿中心线间最大距离,单位为毫米(mm);

β ——系数, $\beta = h/L_s$ 或 H/L_s (见图 4);

J ——应力参数,查表 4。

表 4 应力参数

β 或 $1/\beta$ (取其中较大值)	应力参数 J
1.0	4.9
1.1	4.3
1.2	3.9
1.3	3.6
1.4	3.3
1.5	3.1
1.6	2.9
1.7	2.8
1.8	2.6
1.9	2.5
2.0	2.4
3.0	2.1
≥ 4.0	2.0

5.1.4.1.3 为进行后续计算,应该按 5.1.4.1.2 确定的数据布置夹套,确定夹套中间线间距 L_s 。

5.2.4.2 有效宽度

计算组合截面惯性矩 I_{11} 、 I_{12} 时,侧板的有效宽度取 5.1.4.1.3 中 L_s 值与式(23)确定的加强件间距 L_s 中二者的较小值。

$$W = 2 \frac{\delta \Delta}{\sqrt{\sigma_s^t}} \dots\dots\dots (23)$$

式中:

W ——有效宽度,单位为毫米(mm);

Δ ——有效宽度系数,查表 5;

δ ——侧板厚度,单位为毫米(mm)。

表 5 有效宽度系数

材 料	有效宽度系数 $\Delta^a \sqrt{\text{MPa}}$
碳素钢($C \leq 0.30\%$)	483
碳素钢($C > 0.30\%$)	500
碳锰钢	
碳钼钢、低铬钼钢 (Cr3Mo)	500
中铬钼钢 (Cr5Mo~Cr9Mo)	479
奥氏体钢(至 Cr25Ni20)	487

^a 当设计温度非 20 °C 时, Δ 应按 $\Delta' = \Delta \cdot \sqrt{E'/E}$ 修正。

5.2.4.3 应力校核

5.2.4.3.1 短边组合件

N 点和 Q 点的薄膜应力按式(24)计算:

$$\sigma_m^N, \sigma_m^Q = \frac{p_c h L_s}{2(A_1 + \delta_1 L_s)} \dots\dots\dots (24)$$

N 点和 Q 点的弯曲应力分别按式(25)、式(26)计算:

$$\sigma_b^N = \frac{p_c h^2 L_s c}{24 I_{11}} \left[-3\alpha^2 + 2 \left(\frac{1 + \alpha_1^2 k}{1 + k} \right) \right] \dots\dots\dots (25)$$

$$\sigma_b^Q = \frac{p_c h^2 L_s c}{12 I_{11}} \left(\frac{1 + \alpha_1^2 k}{1 + k} \right) \dots\dots\dots (26)$$

应力校核:

$$\sigma_m^N + \sigma_{mj} \leq [\sigma]^t \phi$$

$$\sigma_m^Q + \sigma_{mj} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_T^N = \sigma_m^N + \sigma_b^N + \sigma_{Tj}$$

$$\sigma_T^Q = \sigma_m^Q + \sigma_b^Q + \sigma_{Tj}$$

对碳素钢、低合金钢、铁素体不锈钢: $\sigma_T^N \leq \frac{\sigma_s^t}{1.6} \phi$; $\sigma_T^Q \leq \frac{\sigma_s^t}{1.6}$;

对奥氏体不锈钢: $\sigma_T^N \leq 0.9 \sigma_s^t \phi$, 且不大于 $\frac{\sigma_s}{1.5} \phi$; $\sigma_T^Q \leq 0.9 \sigma_s^t$, 且不大于 $\frac{\sigma_s}{1.5}$ 。

5.2.4.3.2 长边组合件

M 点和 Q 点的薄膜应力按式(27)计算:

$$\sigma_m^M, \sigma_m^Q = \frac{p_c H L_s}{2(A_2 + \delta_2 L_s)} \dots\dots\dots (27)$$

M 点和 Q 点的弯曲应力分别按式(28)、式(29)计算:

$$\sigma_b^M = \frac{p_c h^2 L_s c}{24 I_{21}} \left[-3 + 2 \left(\frac{1 + \alpha_1^2 k}{1 + k} \right) \right] \dots\dots\dots (28)$$

$$\sigma_b^Q = \frac{p_c h^2 L_s c}{12 I_{21}} \left[\frac{1 + \alpha_1^2 k}{1 + k} \right] \dots\dots\dots (29)$$

应力校核:

$$\sigma_m^M + \sigma_{mj} \leq [\sigma]^t \phi$$

$$\sigma_m^Q + \sigma_{mj} \leq [\sigma]^t$$

$$\sigma_T^N = \sigma_m^N + \sigma_b^N + \sigma_{Tj}$$

$$\sigma_T^Q = \sigma_m^Q + \sigma_b^Q + \sigma_{Tj}$$

对碳素钢、低合金钢、铁素体不锈钢: $\sigma_T^M \leq \frac{\sigma_s^t}{1.6} \phi$; $\sigma_T^Q \leq \frac{\sigma_s^t}{1.6}$;

对奥氏体不锈钢: $\sigma_T^M \leq 0.9 \sigma_s^t \phi$, 且不大于 $\frac{\sigma_s}{1.5} \phi$; $\sigma_T^Q \leq 0.9 \sigma_s^t$, 且不大于 $\frac{\sigma_s}{1.5}$ 。

6 矩形后封头计算

6.1 带平折边的凸形封头的结构和计算

6.1.1 带平折边的凸形封头的结构及受力状态

带平折边的凸形封头由折边和凸形两部分组成(见图 7)。工作时封头的凹面受压。

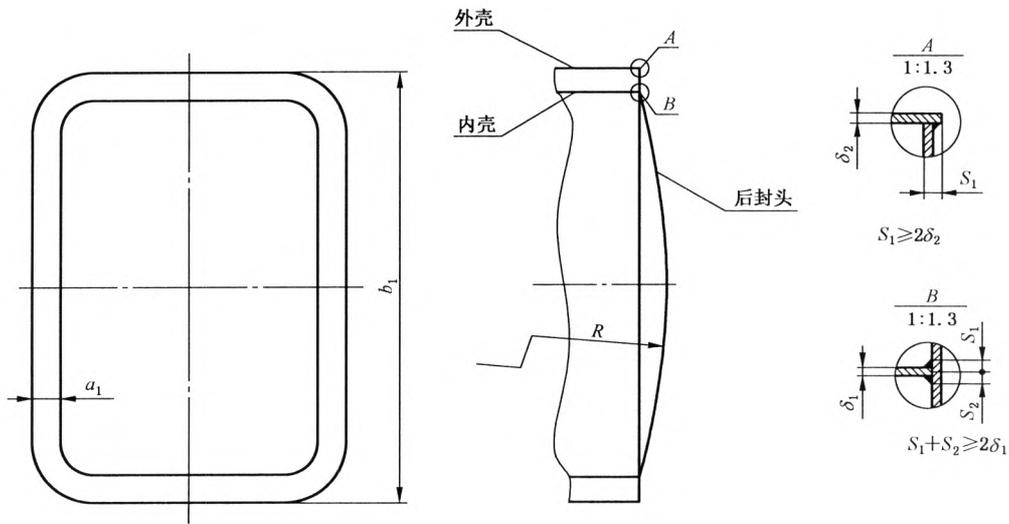


图7 矩形后封头与主体焊接结构示意图

凸形部分的长轴及短轴分别与矩形封头的长边及短边对应,折边部分的外侧和内侧分别与主体的外壳和内壳焊接在一起。

后封头与主体的连接焊缝应采用全焊透结构(见图7)。封头从折边到凸形部分的过渡圆弧半径不得小于3倍的封头厚度。

矩形封头的厚度取折边部分及凸形部分厚度计算结果的较大值,且封头厚度一般不宜小于主体内壳及外壳的厚度。

6.1.2 凸形部分的设计厚度按式(30)计算:

$$\delta_1 = \frac{5p_c R}{6[\sigma]} + c \quad \dots\dots\dots(30)$$

式中:

- δ_1 ——凸形部分的设计厚度,单位为毫米(mm);
- R ——凸形部分在长轴方向上的曲率半径,单位为毫米(mm);
- p_c ——灭菌器内壳计算压力,单位为兆帕(MPa);
- $[\sigma]$ ——后封头材料许用应力,单位为兆帕(MPa);
- c ——厚度附加量,单位为毫米(mm)。

6.1.3 折边部分的设计厚度按式(31)计算:

$$\delta_2 = a_1 \sqrt{\frac{ZK_1 p_o}{[\sigma]\phi}} + c \quad \dots\dots\dots(31)$$

式中:

- δ_2 ——折边部分的设计厚度,单位为毫米(mm);
- a_1 ——折边部分的宽度(见图5),单位为毫米(mm);
- p_o ——夹套计算压力,单位为兆帕(MPa);
- K_1 ——结构系数,取 $K_1 = 0.33$;
- Z ——形状系数, $Z = 3.1 - 2.4 \frac{a_1}{b_1}$, 且 $Z \geq 2.5$;
- b_1 ——矩形后封头的长,单位为毫米(mm);
- ϕ ——后封头采用拼焊结构时的焊缝系数。

6.2 平板拉撑后封板结构与计算

6.2.1 结构

6.2.1.1 平板拉撑结构后封板由后封平板与加强筋组成。加强筋与后封平板可采用连续或间断的焊接形式。采用间断焊接形式时,加强筋两侧的焊缝可以相互错开,也可以不错开,但两断续焊缝之间的距离不得大于后封平板厚度的8倍。加强筋每侧焊缝的总长不得小于加强筋长度的一半。加强筋两端与壳体采用角焊缝连接。

6.2.1.2 后封平板的厚度不大于13 mm。

6.2.1.3 后封平板与壳体应采用全截面焊透的焊缝形式。

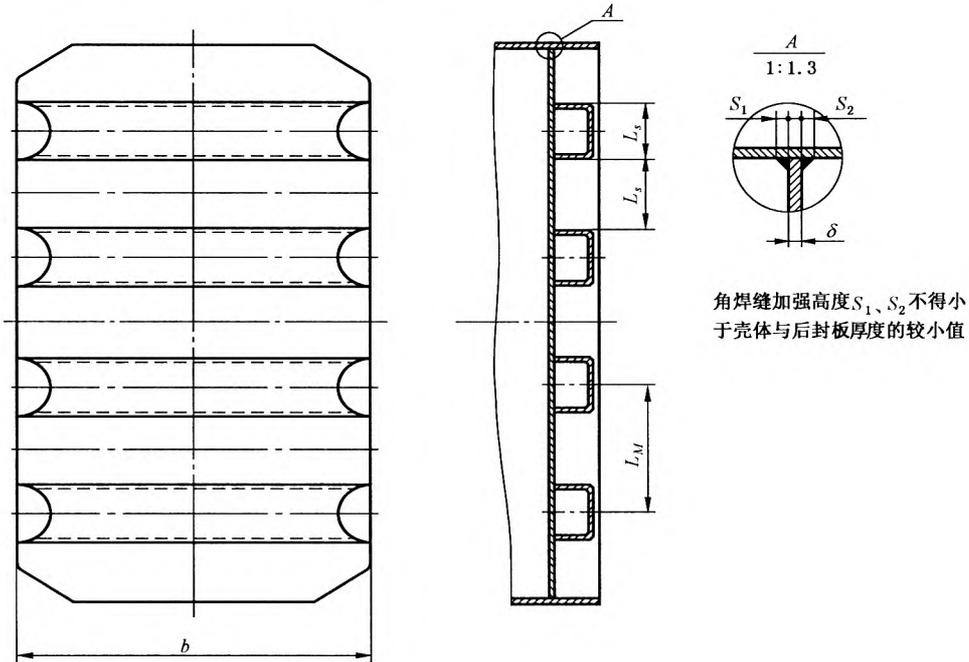


图8 平板拉撑结构后封板示意图

6.2.2 平板拉撑结构后封板设计计算

6.2.2.1 后封平板的计算厚度按式(32)计算,且不小于内外壳的计算厚度。

$$\delta = L_s \sqrt{\frac{p_c}{z[\sigma]_t}} + C \quad \dots\dots\dots (32)$$

式中:

δ ——后封平板计算厚度,单位为毫米(mm);

L_s ——加强筋两腿中心线间的最大距离;

p_c ——内壳计算压力,单位为兆帕(MPa);

Z ——结构特征系数,后封平板厚度小于11 mm, $C=2,1$;若后封平板厚度大于11 mm, $C=2.2$ 。

6.2.2.2 后封板及加强筋的应力校核按式(33):

$$\sigma = \frac{b^2 p_c L_M}{8E_A} \quad \dots\dots\dots (33)$$

式中:

E_A ——后封板与加强件组合截面的抗弯截面系数;

b ——加强筋长度,单位为毫米(mm);

L_M ——相邻加强筋中心线间的最大距离。

7 矩形门板结构与计算

门板的设计,不仅需要满足强度要求,而且还应满足刚度要求,以保证密封的可靠性。

7.1 单层带平折边的凸形门板的计算

7.1.1 带平折边的凸形门板的结构及受力状态

带平折边的凸形门板的结构和要求与后封头相同,工作时凸面受压。矩形门板的厚度取折边部分及凸形部分厚度计算结果的较大值。

7.1.2 凸形部分的设计厚度计算

凸形部分的厚度计算,采用图表法。按 GB 150—1998 中 7.1.3.2 的规定,步骤按 GB 150—1998 中 6.2.2,其中 R 。凸形部分在长轴方向上的曲率外半径。

7.1.3 折边部分的设计厚度

折边部分的设计厚度按式(34)计算:

$$\delta'_2 = k_2 \delta_2 \quad \dots\dots\dots (34)$$

式中:

δ'_2 ——折边部分的设计厚度,单位为毫米(mm);

δ_2 ——仅按强度计算的折边部分的设计厚度,按式(31);

k_2 ——结构系数,按灭菌器截面积选取,当截面积不大于 0.8 m^2 ,取 $1.5 \sim 2$,否则取 $2 \sim 2.5$ 。

7.2 平板拉撑结构门板设计计算

7.2.1 结构

平板拉撑结构门板由门板平板、加强筋组成。加强筋与平板可采用连续或间断的焊接形式。采用间断焊接形式时,加强筋两侧的焊缝可以相互错开,也可以不错开,但两断续焊缝之间的距离不得大于后封平板厚度的 8 倍。加强筋每侧焊缝的总长不得小于加强筋长度的一半。

7.2.2 设计计算

平板拉撑结构门板设计计算除满足强度要求外,还需满足刚度要求。其设计计算按以下步骤:

7.2.2.1 门板最小需要厚度按式(35)确定,取其较大值:

$$\delta = L_s \sqrt{\frac{p_c}{z[\sigma]_T}} + C \quad \dots\dots\dots (35)$$

式中:

δ ——门平板计算厚度,单位为毫米(mm);

L_s ——相邻加强筋两腿中心线间的最大距离;

p_c ——内壳计算压力,单位为兆帕(MPa);

z ——结构特征系数,门板厚度小于 11 mm, $C=2.1$;若门板厚度大于 11 mm, $C=2.2$ 。

7.2.2.2 门板及加强筋的应力校核按式(36):

$$\sigma = \frac{b^2 p_c L_M}{8E_A} \quad \dots\dots\dots (36)$$

式中:

E_A ——门板与加强件组合截面的抗弯截面系数;

b ——加强筋长度,单位为毫米(mm);

L_M ——相邻加强筋中心线间的最大距离。

7.2.2.3 门刚度按式(37)校核:

$$f_{\max} = \frac{5b^4 p_c L_M}{384EI} < 1.5 \text{ mm} \quad \dots\dots\dots (37)$$

式中：

E ——弹性模量，取门板与加强件弹性模量的较小值，单位为兆帕(MPa)；

I ——门板与加强件组合截面的惯性矩，单位为毫米(mm)。

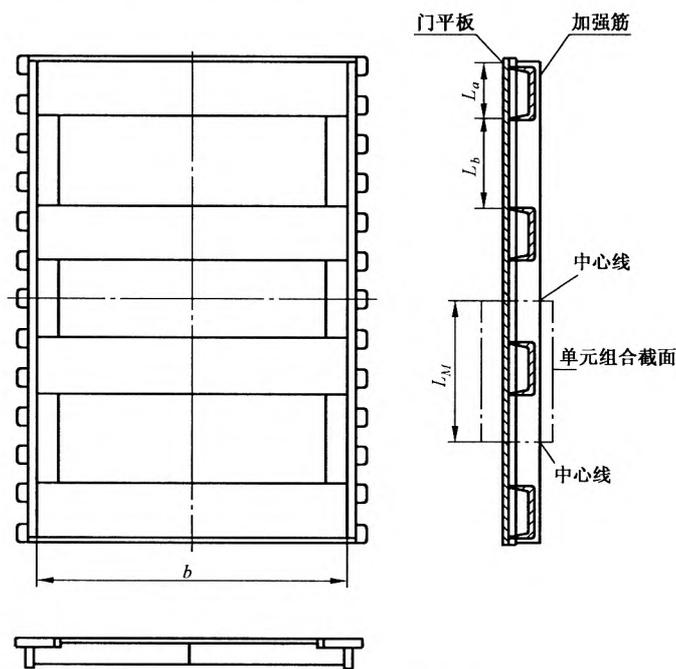


图 9 平板拉撑结构门板结构图

8 门栓与门挡计算

8.1 手动辐射摇臂门的结构

灭菌器普遍使用辐射摇臂门，这种门主要由门栓、门板、密封圈、中心丝杆及移动螺母等部件组成。门栓成辐射状，相对于门板中心对称均布于整个门板上。门栓的细端与移动螺母联系。粗端与主体上的门栓撑孔配合(见图 10)。

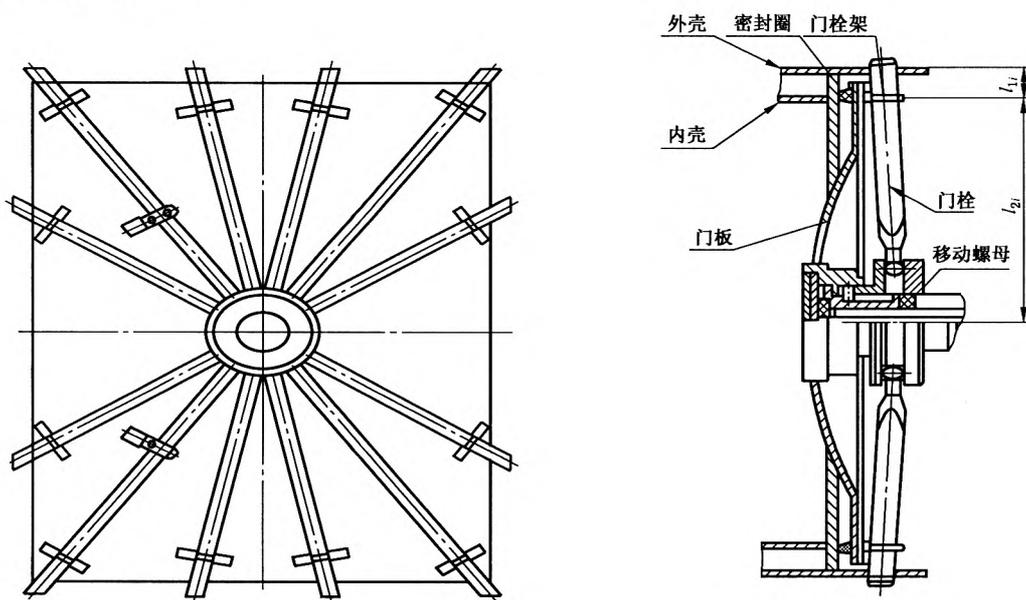


图 10 辐射摇臂门结构示意图

8.1.1 门栓断面尺寸计算

8.1.1.1 当门栓断面为圆形时,直径 d (mm)按式(38)计算:

$$d = \sqrt[3]{\frac{36K_3Q_1l_{1i}}{\pi n[\sigma]}} \quad \dots\dots\dots (38)$$

8.1.1.2 当门栓断面为矩形时,高 h (mm)按式(39)计算:

$$h = \sqrt{\frac{6K_3Q_1l_{1i}}{nb_0[\sigma]}} \quad \dots\dots\dots (39)$$

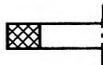
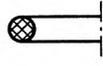
式中:

 K_3 ——门栓实际受力系数,与门栓的调整情况等有关。建议 $K_3=1.2\sim 2$; l_{1i} ——第 i 根门栓的弯曲力臂(从门栓架至门栓粗端受力点之间的垂直距离,单位为毫米(mm));
当门栓的力臂不同时, l_{1i} 取各自门栓力臂的较大值; n ——门栓数; b_0 ——门栓断面宽度,单位为毫米(mm); $[\sigma]$ ——门栓材料的许用应力,单位为兆帕(MPa); Q_1 ——门板实现密封所需的压紧力,单位为牛(N),按式(40)计算。

$$Q_1 = p_c(F + l_0b'm) \quad \dots\dots\dots (40)$$

式中:

 p_c ——灭菌室计算压力,单位为兆帕(MPa); F ——门板承受蒸汽压力作用的面积,单位为平方毫米(mm²); l_0 ——密封圈长度,单位为毫米(mm); b' ——密封圈的有效压力宽度,单位为毫米(mm); m ——密封圈系数,查表 6。表 6 密封圈系数 m

密封圈材料	密封圈系数	简 图
橡胶: 低于肖氏硬度 75 高于肖氏硬度 75	0.50 1.00	
橡胶 O 型环: 低于肖氏硬度 75 肖氏硬度 75~85	3.00 6.00	

8.2 嵌齿连接门挡设计计算

嵌齿连接门挡结构的危险截面为齿根部位(图 11 中 M 点)与门挡根部(图 11 中 N 点)。

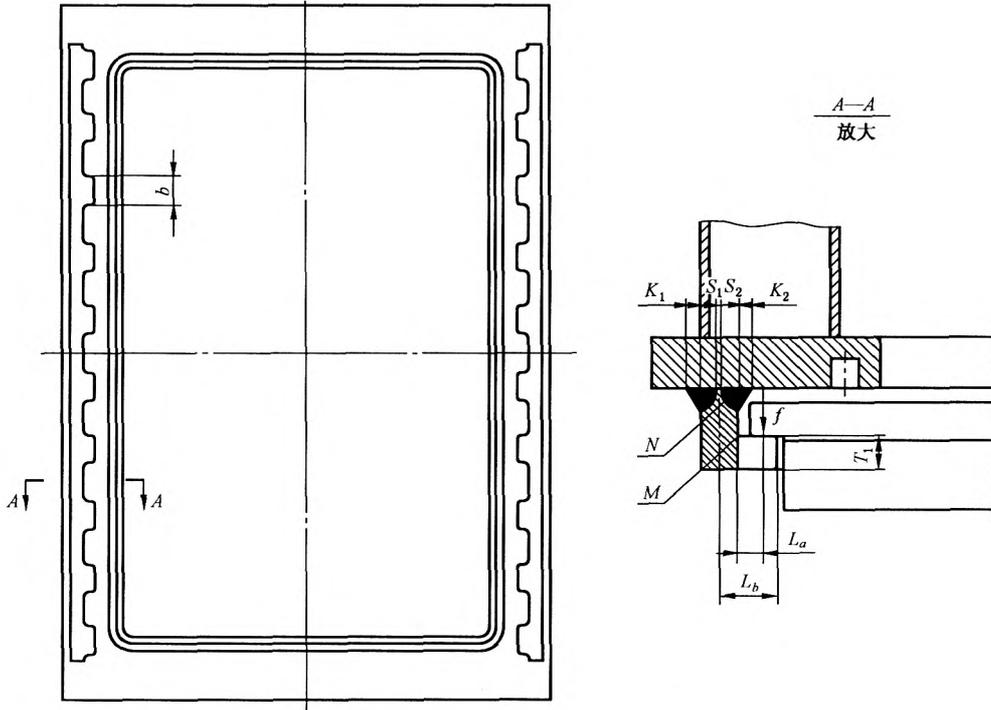


图 11 嵌齿连接门挡结构示意图

8.2.1 门挡齿根部位(M 点)应力校核

8.2.1.1 作用在门挡上的轴向力 f ,按式(41)计算:

$$f = p_c S_1 + p_2 S_2 \dots\dots\dots (41)$$

8.2.1.2 门挡齿根部剪应力按式(42)计算:

$$\tau_{Mq} = \frac{f}{nbT_1} \dots\dots\dots (42)$$

8.2.1.3 门挡齿根部弯曲应力按式(43)计算:

$$\sigma_{MB} = 6 \frac{fL_a}{nbT_1^2} \dots\dots\dots (43)$$

8.2.1.4 总应力按式(44)计算:

$$\sigma_{M comb} = \sqrt{\tau_{Mq}^2 + \sigma_{MB}^2} < [\sigma]_T \dots\dots\dots (44)$$

式中:

- p_c ——内壳计算压力,单位为兆帕(MPa);
- p_2 ——门密封用压缩气压力,单位为兆帕(MPa);
- S_1 ——密封门受内室压力面积,单位为平方毫米(mm²);
- S_2 ——密封门受密封圈压力面积,单位为平方毫米(mm²);
- n ——总齿数;
- B ——齿宽度,单位为毫米(mm);
- T_1 ——齿厚度,单位为毫米(mm);
- L_a ——齿根至齿受力中心的距离,单位为毫米(mm)。

8.2.2 门挡根部(N 点)应力校核

8.2.2.1 门挡齿根部拉应力按式(45)计算:

$$\sigma_{Nm} = \frac{f}{2(K_1 \times \phi_1 + K_2 \times \phi_1 + S_1 \times \phi_2 + S_2 \times \phi_2)L} \dots\dots\dots (45)$$

8.2.2.2 门挡齿根部弯曲应力按式(46)计算:

$$\sigma_{NB} = 3 \frac{fL_b}{L(K_1 \times \phi_1 + K_2 \times \phi_1 + S_1 \times \phi_2 + S_2 \times \phi_2)^2} \dots\dots\dots(46)$$

8.2.2.3 总应力按式(47)计算:

$$\sigma_{N\ comb} = \sigma_{Nm} + \sigma_{NB} < [\sigma]_T \dots\dots\dots(47)$$

式中:

K_1, K_2 ——焊角尺寸,单位为毫米(mm);

S_1, S_2 ——焊缝熔深;

L ——门挡总长度,单位为毫米(mm);

ϕ_1, ϕ_2 ——焊缝系数。

9 门栓撑孔计算

门栓撑孔前侧承力宽度 B (mm)(见图 12)按式(48)计算:

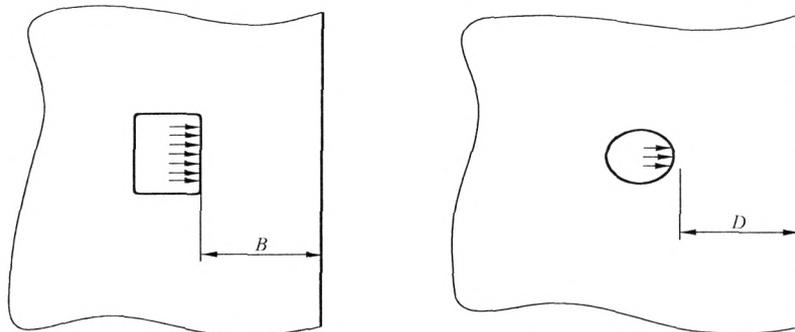


图 12 门栓撑孔示意图

$$B = \frac{1.25K_3Q_1}{n\delta[\sigma]} \dots\dots\dots(48)$$

式中:

K_3 ——门栓实际受力系数,与门栓的调整情况等有关,建议 $K_3=1.2\sim 2$;

Q_1 ——门板实现密封所需的压紧力(8.2),单位为牛(N);

n ——门栓数;

δ ——门栓撑孔处的有效厚度,应不小于灭菌器的外壳的有效厚度,单位为毫米(mm)。

10 中心丝杆计算

中心丝杆横断面的承力面积按式(49)计算:

$$F_1 = \frac{Q_2}{[\sigma]} \dots\dots\dots(49)$$

式中:

F_1 ——中心丝杆横断面的承力面积,单位为平方毫米(mm^2);

$[\sigma]$ ——中心丝杆材料的许用应力,单位为兆帕(MPa);

Q_2 ——中心丝杆承受的轴向作用力,单位为牛(N),按式(50)计算:

$$Q_2 = \frac{K_3Q_1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{l_{1i}}{l_{2i}} \dots\dots\dots(50)$$

式中:

Q_1 ——门板实现密封所需的压紧力(见 8.2),单位为牛(N);

n ——门栓数;

l_{1i} ——第 i 根门栓从门栓架至门栓粗端受力点间的垂直距离(见图 10),单位为毫米(mm);

l_{2i} ——第 i 根门栓从门栓架至门栓细端受力点间的垂直距离(见图 10),单位为毫米(mm)。

11 灭菌器的安全附件及有关规定

11.1 总则

灭菌器的安全附件一般指安全阀、压力表、测温仪表和安全连锁等装置。安全附件及其设置应符合下述标准和规定。

11.2 安全阀

灭菌器用安全阀应符合 YY 0154 的规定,安全阀的设计计算、设置、维护和检验应符合 GB 150—1998 附录 B 和《压力容器安全技术监察规程》第 152 条~第 157 条的规定。

11.2.1 夹套与蒸汽源联接的灭菌器,可以只在夹套上装置安全阀;夹套与灭菌室直接与蒸汽源联接的灭菌器,灭菌室和夹套应分别装置安全阀。

11.2.2 备有蒸汽发生器的灭菌器,当蒸汽发生器的最高工作压力与灭菌器的最高工作压力不同时,还应在蒸汽发生器上装置安全阀。

11.3 压力表

灭菌器的灭菌室和夹套应分别装置压力表,压力表的选用应符合《压力容器安全技术监察规程》第 160 条~第 163 条的规定。

11.4 安全连锁装置

快开门式灭菌器的安全连锁装置应符合 GB 4793.4—2001 中 7.101、11.5.101 和《压力容器安全技术监察规程》第 49 条的规定。

11.5 蒸汽发生器的液面计(水位指示器)

应符合《压力容器安全技术监察规程》第 165 条~第 167 条的规定。

11.6 标记

应符合 GB 4793.4—2001 中第 5 章的相关规定。

中华人民共和国医药
行业标准
矩形压力蒸汽灭菌器
主要受压元件强度计算及其有关规定
YY/T 0084.2—2009

*

中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

网址 www.spc.net.cn

电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

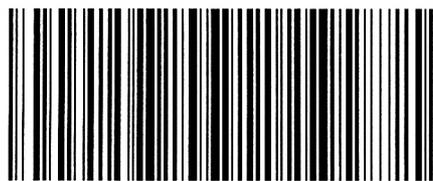
*

开本 880×1230 1/16 印张 1.75 字数 44 千字
2009年12月第一版 2009年12月第一次印刷

*

书号: 155066·2-20074 定价 27.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68533533



YY/T 0084.2—2009