

压力
容器
手册

(美) E. F. MEGYESY

Pressure
vessel
handbook



轻工业出版社

79.517075
247
31

压力容器手册

〔美〕 E.F.MEGYESY

张硕德 刘宗良 范自新 阎德玮 译

陈 烈 校

210000/1

烃加工出版社

内 容 提 要

本手册在美国曾多次修订再版,受到工程界的普遍赞扬。此次译本是据美国最新版本摘译而成,内容包括设计者经常使用的公式、数据以及可供参考的范例。对我国从事压力容器设计、制造、使用的工程技术人员颇具参考价值。

Pressure Vessel Handbook

Fifth Edition 1981

E.F.MEGYESY

Pressure Vessel Handbook Publishing Inc.

压 力 容 器 手 册

〔美〕 E.F.MEGYESY

张硕德 刘宗良 范自新 阎德玮 译

陈 烈 校

轻加工出版社出版

(北京安外大街33号)

妙峰山印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所发行

787×1092毫米 16开本 22³/₄ 印张 572千字 印1—7,800

1986年7月北京新1版 1986年7月北京第1次印刷

书号: 15391·46 定价: 2.35元

前 言

设计化学工业设备的工程师经常面临设计压力容器及其安装要求等问题。任何人，如果在规范要求和设计公式方面跟不上现行的文献资料，都将经常受到一些挫折和困难。

首先，必须熟悉应用规范的最新版本。其次，必须收集符合规范的，在设计上需用的技术文献。最后，他必须从各种手册和公司的样本目录中选择合适的材料和尺寸数据，以应用于设计公式。

Megyesy 已经认识到这个问题。若干年来，他已经在规范要求和计算方法方面积累了资料。他最先用“计算图表”的形式提出这方面的资料，而现在则把所有计算图表均纳入压力容器手册。

我相信，这本书将满足压力容器工业上的真正需求，读者将发现它非常有用。

Paul Buthod

序 言

本手册的目的是为设计师、部件设计人员、规划人员和其他从事压力容器的人准备其所需的公式、技术资料、设计和施工的方法。在这一工业中的实际工作者都经常遇到需要查找所需资料和解答题的困难。因为这些资料及答案都分散在浩如烟海的文献或科研报告中。作者的目的是把所有需要的资料归结在一起，并以方便使用的形式提出来。

除应用 ASME 压力容器规范第Ⅷ篇第一分册的设计步骤和公式外，还有该规范不包括的，作者从其他来源收集的设计方法。这都是在实际中经常应用的方法。

为了使本手册具有最大的使用可靠性，对不常见的荷载、特殊的施工方法或材料都不包括在本书范围内。基于同样的理由，本手册仅包括焊接制造的黑色金属容器，因为压力容器的绝大多数是在这个范畴之内。

本书的大部分材料来源于其他著作，一些材料作了不同的排列，而有一些则没有改变。

作者对在准备本书手稿时给予帮助的 Christiane Fries Arthur L. Wade 和 Glenn Warren 表示衷心的感谢。对美国机械工程师学会和慷慨允诺作者从其出版物中收集材料的出版者也表示感谢。

尽管十分小心，尚难免有一些错误，对提出这些错误和批评，作者非常感激。这将有助于本手册的进一步改进。

Eugene F. Megyesy

目 录

- 第Ⅰ部分 压力容器的设计与结构
- 第Ⅱ部分 压力容器的几何形状及设计
- 第Ⅲ部分 大小与重量
- 第Ⅳ部分 钢结构的设计
- 第Ⅴ部分 其他

第1部分 压力容器的设计与结构

一、内压力容器	1
圆柱形筒体中的应力、定义、公式、流体压力、美国标准碳钢管法兰的压力-温度等级	
二、外压力容器	14
定义、公式、圆柱形筒体的最小壁厚、确定碳钢制圆柱形和球形外压力容器壁厚的图表	
三、高塔设计	31
风载荷、容器的重量、振动、地震载荷、偏心载荷、弹性稳定、挠度、应力组合、裙座设计、地脚螺栓（近似法）的设计、基础环（近似法）的设计、地脚螺栓和基础环的设计、高塔地脚螺栓座	
四、双鞍座支承的大型卧式容器中的应力	55
鞍座支承的大型卧式容器的加强圈、鞍座的设计、卧式容器的膨胀和收缩	
五、开孔	66
检查孔、无加强圈的开孔、有加强圈的开孔、开孔的伸出长度、开孔的加强、开孔与容器连接件的强度、开孔用的管接头和管子的长度	
六、锥体与圆筒连接处的加强	91
七、压力容器的焊接	93
焊接接头、不等厚钢板的对焊连接、焊缝符号的应用	
八、规程、规范	100
各种用途的有关规范、关于容器的各种钢板壁厚的标准、装可燃和易燃液体的储罐和容器、材料特性、材料说明、压力容器的设计和制造规范、容器制造公差	
九、焊接储罐	114
十、配管规范	118
十一、矩形储罐	122
十二、腐蚀	128
十三、其他	138
管和管子的弯曲、加工能力、管子的接合、管丝锥的钻孔尺寸、弯曲允许误差、双头螺栓的长度、压力容器详图、推荐的方位图、一般错误、起重吊环、绳索和链条的安全载荷、容器的运输	
十四、钢表面的涂漆	147

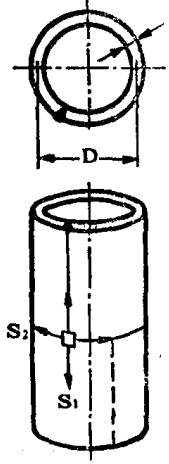
本书中提到的“规范”为ASME（美国机械工程师协会）锅炉及压力容器规范——第Ⅶ篇关于压力容器结构的规定—第一分篇（美国标准）

圆柱形筒体中的应力

因为圆筒体的几何条件，所以由均匀的内压或外压在设备纵向焊缝中引起的应力为环向焊缝中的两倍。

一个外压容器，当不考虑其他力的因素（如风载、地震载荷等）时，必须设计成仅能抵抗周向的弯曲。规范提出了满足这个要求的设计方法。当有其他载荷时，必须考虑这些复合载荷，选用的钢板要比只考虑抵抗周向弯曲应力的钢板厚。

下面的公式给出由于外压引起的压缩应力和由于内压引起的拉伸应力。

	公 式	
	环 向 焊 缝	纵 向 焊 缝
	$S_1 = \frac{PD}{4t}$	$S_2 = \frac{PD}{2t}$
符号： D = 容器的平均直径，英寸； P = 内压或外压，磅/英寸 ² ； S ₁ = 纵向应力，磅/英寸 ² ； S ₂ = 环向应力，磅/英寸 ² ； t = 筒体厚度，不包括腐蚀裕量，英寸。		

例

已知：D = 96英寸；

P = 15磅/英寸²；

t = 0.25英寸。

$$S_1 = \frac{PD}{4t} = \frac{15 \times 96}{4 \times 0.25} = 1440 \text{ 磅/英寸}^2$$

$$S_2 = \frac{PD}{2t} = \frac{15 \times 96}{2 \times 0.25} = 2880 \text{ 磅/英寸}^2$$

内 压

1. 操作压力

容器在正常操作情况下，满足工艺过程所承受的压力。

2. 设计压力

容器和部件设计时所采用的压力，通常比操作压力稍大。设计压力比操作压力高 30 磅/英寸²或大 10%，而其中较大值可以满足要求。容器内流体的压力和其他物质也必须考虑进去。对于流体的压力见 12 页的图表。

3. 最大允许工作压力

假定容器在下列情况下，其最弱部分所承受的最大允许内压值。

- (a) 在有腐蚀条件下；
- (b) 在设计温度的影响下；
- (c) 在正常操作状态下；

(d)在附加于内压的其他载荷影响下(风载、外压、液体静压等等)。

根据压力容器的许多用户和制造厂的普遍实践,最大允许工作压力决定于封头或筒体,而不是由法兰、开孔等小部件决定。

法兰的最大允许压力见第11页的图表。

钢管的最大允许压力见第80页的图表。

“最大允许压力”这一术语通常是指处于新的和冷态的情况,这是指当容器处于下列情况时,容器的最弱部分所能承受的最大允许压力。

(a)没有腐蚀(新的);

(b)强度不受温度影响(在常温下)(冷态)。

而且其他条件(c和d见上文)也勿须考虑。

4.水压试验压力

试验压力为1.5倍的最大允许工作压力或在不能由计算方法确定最大允许工作压力时,为1.5倍的设计压力。

如果容器材料在设计温度下的应力值比在试验温度下的应力值低,则水压试验压力应该是按比例增加。

在这种情况下,水压试验压力为:

$$1.5 \times \text{最大允许工作压力 (或设计压力)} \times \frac{\text{在试验温度下的应力值 } S}{\text{在设计温度下的应力值 } S}$$

当最大允许工作压力受法兰限制时,其试验压力列于下表:

原有工作压力等级	150 磅	300 磅	400 磅	600 磅	900 磅	1500磅	2500磅
筒体水压试验压力	425	1100	1450	2175	3250	5400	9000

夹套容器的水压试验见规范 UG-99 (e)。

气压试验可用以代替按照规范 UG-100进行的水压试验。

当容器的任一部件不能采用满意的,保证安全的计算时,用规范 UG-101 中规定的试验决定最大允许工作压力。

5.最大允许应力值

不同材料的最大允许抗拉应力值,示于106页表中。对用于设计承受产生纵向压缩应力载荷的圆柱形筒体,其最大允许压缩应力,应按照规范 UG-25b 决定。

6.焊缝系数

不同类型的焊缝系数,示于94页表中。整体封头的焊缝系数示于96页表中。

以下各页包括用以计算最经常使用的筒体及封头的壁厚和最大允许工作压力所需的计算公式。圆柱形筒体的公式,用于纵向焊缝,因为纵向焊缝一般起支配作用。

只有当环向焊缝系数小于纵向焊缝系数的一半时,或者除内压之外,还承受其他载荷(风载、鞍座反力)引起的纵向弯曲或拉伸时,在环向焊缝中的应力才起支配作用。这是因为在环向焊缝出现的应力是纵向焊缝中应力的一半。因此环向焊缝的公式为:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad P = \frac{2SEt}{R - 0.4t}$$

符号见下页。

内 压

以内径为基准的公式

符号:

P = 设计压力或最大允许工作压力, 磅/英寸²;

S = 材料的应力值, 磅/英寸² (见106页);

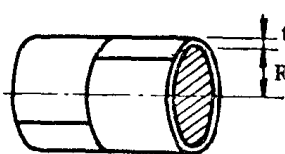
E = 焊缝系数, (见94页);

R = 内半径, 英寸;

D = 内径, 英寸;

t = 壁厚, 英寸;

$C \cdot A$ = 腐蚀裕量, 英寸。



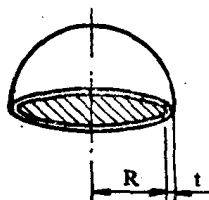
(A)

圆柱形筒体 (纵向焊缝)¹

$$t = \frac{P D}{S E - 0.6 P}$$

$$P = \frac{S E t}{R + 0.6 t}$$

1. 纵向焊缝应力通常起决定性作用, 见前页所述。
2. 当壁厚超过内半径的一半或压力超过 $0.385 S E$ 时, 应该用规范 UA.2 中的公式。



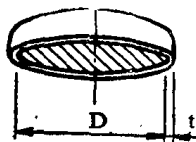
(B)

球形和半球形封头

$$t = \frac{P R}{2 S E - 0.2 P}$$

$$P = \frac{2 S E t}{R + 0.2 t}$$

1. 对于无直边的封头而言, 假设封头与筒体连接的焊缝系数低于封头的焊缝系数。
2. 当壁厚超过 $0.356 R$ 或 P 超过 $0.665 S E$ 时, 应该用规范 UA.3 中的公式。



(C)

2 : 1 椭圆形封头

$$t = \frac{P D}{2 S E - 0.2 P}$$

$$P = \frac{2 S E t}{D + 0.2 t}$$

1. 对于长短轴比不是 2 : 1 的椭圆形封头, 见规范 UA.4 (C)。

例

设计数据:

$P = 100$ 磅/英寸², 设计压力;

$S = 17500$ 磅/英寸², 在 650°F 下 SA 515-70 钢板的应力值;

$E = 0.85$, 封头和筒体连接的焊缝系数, 筒体连接的焊缝系数 (抽样检验);

$E = 1$ 整体封头的焊缝系数;

$R = 48$ 英寸, 设计内半径

$D = 96$ 英寸, 设计内径

} 在腐蚀比较严重的情况下, 应考虑腐蚀裕量;

t = 需要的壁厚, 英寸;

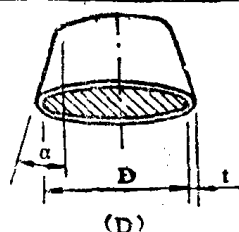
$C \cdot A = 0.125$ 英寸, 腐蚀裕量。

设计数据见上。 确定所需要的筒体壁厚 t; $t = \frac{100 \times 48.125}{17500 \times 0.85 - 0.6 \times 100} = 0.325 \text{ 英寸}$ + C.A $\frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.450 \text{ 英寸}}$ 取钢板厚度为0.500英寸	设计数据见上。 当容器尚在新的, 即没有腐蚀的条件下, 确定筒体壁厚为0.500英寸时的最大允许工作压力 P; $P = \frac{2 \times 17500 \times 0.85 \times 0.500}{48 + 0.6 \times 0.500} = 154 \text{ 磅/英寸}^2$
设计数据见上。 封头为不带直边的封头。 确定无直边的半球形封头所需壁厚 t; $t = \frac{100 \times 48.125}{2 \times 17500 \times 0.85 - 0.2 \times 100} = 0.162 \text{ 英寸}$ + C.A $\frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.287 \text{ 英寸}}$ 取封头最小壁厚为0.3125英寸	设计数据见上。 当封头尚在新的, 即没有腐蚀的条件下, 确定封头壁厚为0.3125英寸时的最大允许工作压力 P; $P = \frac{2 \times 17500 \times 0.85 \times 0.3125}{48 + 0.2 \times 0.3125} = 193 \text{ 磅/英寸}^2$
设计数据见上。 确定整体椭圆形封头所需要的壁厚 t; $t = \frac{100 \times 96.25}{2 \times 17500 \times 1.0 - 0.2 \times 100} = 0.275 \text{ 英寸}$ + C.A $\frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.400 \text{ 英寸}}$ 取封头最小壁厚为0.4375英寸	设计数据见上。 当封头在腐蚀的条件下, 确定整体封头壁厚为0.275英寸时的最大允许工作压力 P; $P = \frac{2 \times 17500 \times 1.0 \times 0.275}{96.25 + 0.2 \times 0.275} = 100 \text{ 磅/英寸}^2$

内 压

以内压为基准的公式

符号:

 P = 设计压力或最大允许工作压力, 磅/英寸²; S = 材料的应力值, 磅/英寸²(见106页); E = 焊缝系数(见94页); R = 内半径, 英寸; D = 内直径, 英寸; α = 锥体的半顶角, 度; L = 碟形封头的内半径, 英寸; r = 过渡区的转角内半径, 英寸; t = 壁厚, 英寸; $C.A$ = 腐蚀裕量, 英寸。

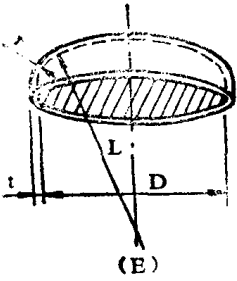
锥体和锥形段

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

$$P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D + 1.2t \cos \alpha}$$

1. 锥体半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$ 。

续表

 (E)	ASME 带直边的碟形封头 (准球形封头)	
	当 $L/r = 16\frac{2}{3}$ 时	
	$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$	$P = \frac{SEt}{0.885L + 0.1t}$
	当 $L/r < 16\frac{2}{3}$ 时	
	$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P}$	$P = \frac{2SEt}{LM + 0.2t}$

系数“M”值

L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	1.25
L/r	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0
M	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54
L/r	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 $\frac{2}{3}$	*		
M	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77			

* 最大允许比值 $L = D + 2t$ (见下页注2)

例

设计数据:

 $P = 100$ 磅/英寸², 设计压力; $S = 17500$ 磅/英寸², 在 650°F 下 SA 515-70 钢板的应力值; $E = 0.85$, 焊缝系数 (抽样检验); $E = 1.0$, 整体封头的焊缝系数; $R = 48$ 英寸, 内半径 $D = 96$ 英寸, 内直径 } 在有腐蚀情况下, 应考虑腐蚀裕量; $\alpha = 30^\circ$, 锥体半顶角; $L = 96$ 英寸, 碟形封头内半径; $t =$ 需要的壁厚, 英寸; $C \cdot A = 0.125$ 英寸, 腐蚀裕量。

设计数据见上。

 $\cos 30^\circ = 0.866$ 确定锥体所需的壁厚 t ;

$$t = \frac{100 \times 96.25}{2 \times 0.866(17500 \times 0.85 - 0.6 \times 100)}$$

 $= 0.375$ 英寸

$$+ C \cdot A \quad \frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.500 \text{ 英寸}}$$

取钢板厚度为 0.500 英寸

设计数据见上。

当容器尚在新的, 即没有腐蚀的条件下, 确定锥体壁厚为 0.500 英寸时的最大允许工作压力 P ;

$$P = \frac{2 \times 17500 \times 0.85 \times 0.500 \times 0.866}{96 + 1.2 \times 0.500 \times 0.866}$$

 $= 133$ 磅/英寸²

设计数据见上。 $L/r = 16 \frac{2}{3}$ 确定整体的 ASME 带直边的碟形封头所需的壁厚 t; $t = \frac{0.855 \times 100 \times 96.125}{17500 \times 1.0 - 0.1 \times 100} = 0.486 \text{ 英寸}$ $+ C \cdot A \quad \frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.611 \text{ 英寸}}$ 取封头最小壁厚为 0.625 英寸	设计数据见上。 当容器尚在新的, 即没有腐蚀的条件下, 确定整体封头壁厚为 0.6875 英寸时的最大允许工作压力 P: $P = \frac{17500 \times 1.0 \times 0.6875}{0.885 \times 96 + 0.1 \times 0.6875}$ $= 141 \text{ 磅/英寸}^2$
设计数据见上。 过渡区的转角半径 $r = 6$ 英寸, $\frac{L}{r} = \frac{96}{6} = 16$ 由表查得 $M = 1.75$ 确定整体的 ASME 带直边的碟形封头所需的壁厚 t; $t = \frac{100 \times 96.125 \times 1.75}{2 \times 17500 - 0.2 \times 100} = 0.481 \text{ 英寸}$ $+ C \cdot A \quad \frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.606 \text{ 英寸}}$ 取封头最小壁厚为 0.625 英寸	设计数据见上。 过渡区的转角半径 $r = 6$ 英寸, $\frac{L}{r} = \frac{96}{6} = 16$ 由表查得 $M = 1.75$ 当容器在有腐蚀的条件下, 确定整体封头壁厚为 0.481 英寸时的最大允许工作压力 P: $P = \frac{2 \times 17500 \times 1.0 \times 0.481}{96.125 \times 1.75 + 0.2 \times 0.481}$ $= 100 \text{ 磅/英寸}^2$

注: 1. 在计算示例中, 对于椭圆形封头和碟形封头与筒体连接的焊缝, 假定全部经射线照像检查, 见 96 页表。

2. 当 L/r 的比值大于 $16 \frac{2}{3}$ 时 (非标准结构), “ M ” 值可以按公式 $M = 1/4(3 + \sqrt{L/r})$ 计算。

内 压

以外径为基准的公式

符号:

P = 设计压力或最大允许工作压力, 磅/英寸²;

S = 材料的应力值, 磅/英寸² (见 106 页);

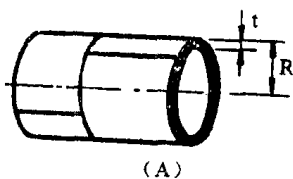
E = 焊缝系数 (见 94 页);

R = 外半径, 英寸;

D = 外直径, 英寸;

t = 壁厚, 英寸;

$C \cdot A$ = 腐蚀裕量。



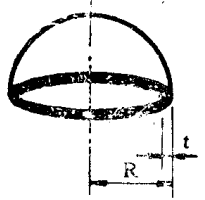
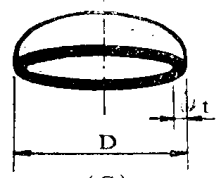
圆柱形筒体 (纵向焊缝)¹

$$t = \frac{P R}{S E + 0.4 P}$$

$$P = \frac{S E t}{R - 0.4 t}$$

1. 纵向焊缝中的应力通常起决定性作用, 见下页。

2. 当壁厚超过内半径的一半或 P 超过 $0.385 S E$ 时, 应用规范 UA.2 中的公式。

 (B)	球形和半球形封头	
	$t = \frac{P R}{2SE + 0.8P}$	$P = \frac{2SEt}{R - 0.8t}$
 (C)	2 : 1 的椭圆形封头	
	$t = \frac{P D}{2SE + 1.8P}$	$P = \frac{2SEt}{D - 1.8t}$
1. 对于无直边的封头, 假设封头与筒体连接的焊缝系数低于封头的焊缝系数。 2. 当壁厚超过 0.356 R 或 P 超过 0.665SE 时, 应该用规范 UA.3 中的公式。		
1. 对于长短轴之比不是 2 : 1 的椭圆形封头, 见规范 UA.4 (c) 。		

例

设计数据:

P = 100 磅/英寸², 设计压力;S = 17500 磅/英寸², 在 650°F 下 SA515-70 钢板的应力值;

E = 0.85, 封头和筒体对接的焊缝系数 (抽样检验);

E = 1.0, 整体封头的焊缝系数;

R = 48 英寸, 外半径;

D = 96 英寸, 外直径;

t = 所需的壁厚, 英寸;

C · A = 0.125 英寸, 腐蚀裕量。

设计数据见上。 确定筒体所需的壁厚 t: $t = \frac{100 \times 48}{17500 \times 0.85 + 0.4 \times 100} = 0.322 \text{ 英寸}$ $+ C \cdot A \quad \frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.447 \text{ 英寸}}$ 取钢板厚度为 0.500 英寸	设计数据见上。 当容器尚在新的, 即没有腐蚀的情况下, 确定筒体壁厚为 0.500 英寸时, 最大允许工作压力 P: $P = \frac{17500 \times 0.85 \times 0.500}{48 - 0.4 \times 0.500}$ $= 155 \text{ 磅/英寸}^2$
设计数据见上。 封头不带直边。 确定半球形封头所需的壁厚 t: $t = \frac{100 \times 48}{2 \times 17500 \times 0.85 + 0.8 \times 100} = 0.161 \text{ 英寸}$ $+ C \cdot A \quad \frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.286 \text{ 英寸}}$ 取封头最小壁厚为 0.3125 英寸	设计数据见上。 当封头尚在新的, 即没有腐蚀的条件下, 确定封头壁厚为 0.3125 英寸时的最大允许工作压力 P: $P = \frac{2 \times 17500 \times 0.85 \times 0.3125}{48 - 0.8 \times 0.3125}$ $= 194 \text{ 磅/英寸}^2$
设计数据见上。 确定整体椭圆形封头所需的壁厚 t: $t = \frac{100 \times 96}{2 \times 17500 \times 1.0 + 1.8 \times 100} = 0.273 \text{ 英寸}$ $+ C \cdot A \quad \frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.398 \text{ 英寸}}$ 取封头最小壁厚为 0.4375 英寸。	设计数据见上。 确定整体封头壁厚为 0.273 英寸时的最大允许工作压力 P: $P = \frac{2 \times 17500 \times 1.0 \times 0.273}{96 - 1.8 \times 0.273}$ $= 100 \text{ 磅/英寸}^2$

内 压

以外径为基准的公式

符号:

P = 设计压力或最大允许工作压力, 磅/英寸²;

S = 材料的应力值, 磅/英寸² (见106页);

E = 焊缝系数 (见94页);

R = 外半径, 英寸;

D = 外直径, 英寸;

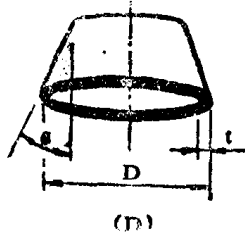
α = 锥体的半顶角, 度;

L = 碟形封头的外半径, 英寸;

r = 过渡区的转角内半径, 英寸;

t = 壁厚, 英寸;

C·A = 腐蚀裕量。

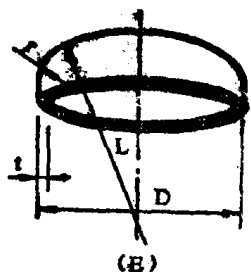


锥体和锥形段

$$t = \frac{P D}{2 \cos \alpha (SE + 0.4P)}$$

$$P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D - 0.8t \cos \alpha}$$

1. 锥体半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$ 。



ASME 带直边碟形封头

(准球形封头)

当 $L/r = 16 \frac{2}{3}$ 时

$$t = \frac{0.885 PL}{SE + 0.8P}$$

$$P = \frac{SEt}{0.885L - 0.8t}$$

当 $L/r < 16 \frac{2}{3}$ 时

$$t = \frac{PLM}{2SE + P(M - 0.2)}$$

$$P = \frac{2SEt}{ML - t(M - 0.2)}$$

系 数 M

L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39
L/r	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 $\frac{2}{3}$	*
M	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77	

* 最大的允许比值 $L - t = D$ (见下页注2)。

例

设计数据:

$P = 100$ 磅/英寸², 设计压力;

$S = 17500$ 磅/英寸², 在 650°F 下 SA 515-70 钢板的应力值;

$E = 0.85$, 封头和筒体对接的焊缝系数 (抽样检验);

$E = 1.0$, 整体封头的焊缝系数;

$R = 48$ 英寸, 外半径;

$D = 96$ 英寸, 外直径;

$\alpha = 30^{\circ}$, 锥体半顶角;

$L = 96$ 英寸, 碟形封头的外半径;

t = 所需的壁厚, 英寸;

$C \cdot A = 0.125$ 英寸, 腐蚀裕量。

设计数据见上。

$$\cos 30^{\circ} = 0.866$$

确定锥体所需的壁厚 t ;

$$t = \frac{100 \times 96}{2 \times 0.866(17500 \times 0.85 + 0.4 \times 100)} + C \cdot A = 0.372 \text{ 英寸}$$

$$\frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.497 \text{ 英寸}}$$

取钢板厚度为 0.500 英寸

设计数据见上。

确定锥体壁厚为 0.500 英寸时的最大允许工作压力 P ;

$$P = \frac{2 \times 17500 \times 0.85 \times 0.500 \times 0.866}{96 - (0.8 \times 0.500 \times 0.866)} = 134 \text{ 磅/英寸}^2$$

设计数据见上。

$$L/r = 16 - \frac{2}{3}$$

确定 ASME 带直边的整体碟形封头所需的壁厚 t ;

$$t = \frac{0.885 \times 100 \times 96}{17500 \times 1.0 + 0.8 \times 100} = 0.483 \text{ 英寸}$$

$$+ C \cdot A = \frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.608 \text{ 英寸}}$$

取封头最小壁厚为 0.625 英寸

设计数据见上。

确定整体封头壁厚为 0.625 英寸时的最大允许工作压力 P ;

$$P = \frac{17500 \times 1.0 \times 0.625}{0.885 \times 96 - 0.8 \times 0.625} = 129 \text{ 磅/英寸}^2$$

设计数据见上。

过渡区的转角半径 $r = 6$ 英寸, $L/r = \frac{96}{16} = 16$

由表查得 $M = 1.75$

确定 ASME 带直边的整体碟形封头所需的壁厚 t ;

$$t = \frac{100 \times 96 \times 1.75}{2 \times 17500 \times 1.0 + 100(1.75 - 0.2)} + C \cdot A = 0.478 \text{ 英寸}$$

$$\frac{0.125 \text{ 英寸}}{0.603 \text{ 英寸}}$$

取封头最小壁厚为 0.625 英寸

设计数据见上。

过渡区的转角半径 $r = 6$ 英寸, $L/r = \frac{96}{16} = 16$

由表查得 $M = 1.75$

确定整体封头壁厚为 0.478 英寸时的最大允许工作压力 P ;

$$P = \frac{2 \times 17500 \times 1.0 \times 0.478}{1.75 \times 96 - 0.478(1.75 - 0.2)} = 100 \text{ 磅/英寸}^2$$

注: 1. 在计算示例中, 对于椭圆形封头和带直边的碟形封头与筒体的连接焊缝, 假定全部经射线照像检查, 见 96 页表。

2. 当 L/r 的比值大于 $16 - \frac{2}{3}$ 时 (非标准结构), “ M ” 值可以按公式 $M = 1/4(3 + \sqrt{L/r})$ 计算。

内压或外压

公 式

符号:

P = 内部的或外部的设计压力, 磅/英寸²;

E = 焊缝系数;

d = 筒体内径, 英寸;

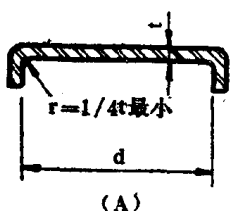
S = 材料的最大允许应力值, 磅/英寸² (见106页);

t = 封头所需的最小壁厚, 不包括腐蚀裕量, 英寸;

t_h = 封头的实际壁厚, 不包括腐蚀裕量, 英寸;

t_r = 受压无缝筒体所需的最小壁厚, 英寸;

t_s = 筒体的实际壁厚, 不包括腐蚀裕量, 英寸。

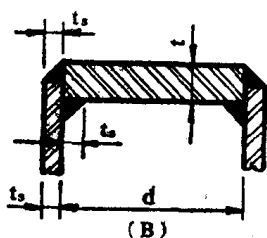


圆形平封头

$$t = d \sqrt{0.13 P / S E}$$

此公式应用于:

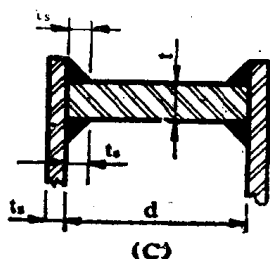
1. 当 d 不超过24英寸时。
2. t_h/d 不小于0.05, 也不大于0.25。
3. 封头壁厚 t_h 不小于筒体壁厚 t_s 。



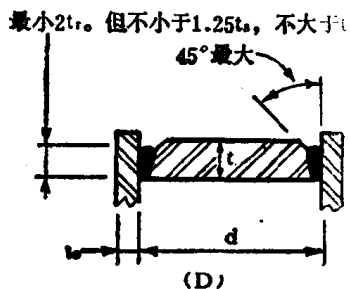
$$t = d \sqrt{C P / S E}$$

$$C = 0.33 \times \frac{t_r}{t_s}$$

$$C_{\text{最小}} = 0.20$$



如果用于计算 t 的 $t_r/t_s < 1$, 从平封头内表面向里延伸长度至少等于 $2\sqrt{d t_s}$ 时, 筒体壁厚才保持为 t_s 。



对于螺栓连接的非圆形平封头、盲板见规范UG-34; 其他封闭情况见UG-35。