

常用 压力 容器 手册

刘湘秋 编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

常用压力容器手册

刘湘秋 编著



机械工业出版社

本手册是一部较为实用的压力容器设计、制造、安装的工具书。共分4篇：第1篇介绍压力容器的设计与结构；第2篇介绍压力容器的形状、下料尺寸及展开尺寸；第3篇介绍压力容器安装尺寸及零部件的质量；第4篇介绍常用资料和数据、常用力学公式。

本书适合从事压力容器设计、制造、安装工作的工程技术人员及大专院校有关专业师生使用。

图书在版编目 (CIP) 数据

常用压力容器手册/刘湘秋编著. —北京：机械工业出版社，2004.6
ISBN 7-111-14233-0

I. 常… II. 刘… III. 压力容器—手册 IV. TH49.62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2004) 第 023955 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑：沈 红

责任编辑：李建秀 版式设计：霍永明 责任校对：张莉娟

封面设计：解 辰 责任印制：闫 焱

北京京丰印刷厂印刷 · 新华书店北京发行所发行

2004 年 6 月第 1 版第 1 次印刷

787mm×1092mm¹/₁₆ · 19 印张 · 465 千字

0 001—4 000 册

定价：32.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换
本社购书热线电话 (010) 68993821、88379646
封面无防伪标均为盗版

前 言

经过多年的努力，终于完成了《常用压力容器手册》的编写。它是一本集压力容器设计、制造、安装为一体的工具书。在压力容器设计中，经常会遇到查不到所需要的资料和解答问题的情况，因为这些资料 and 答案大多分散在繁多的规程、规范、标准中。编写本手册的目的，就是把这些所需要的资料归纳在一起，以方便使用，为压力容器设计者、施工人员及其他从事压力容器的工程技术人员提供所需要的公式、技术资料及设计和安装的方法。

作者主要应用 GB150—1998《钢制压力容器》的设计规范，还从其他的来源收集其设计方法。这些都是在实际工作中经常应用的方法。

为了使本手册更具有普遍的使用性和可靠性，本手册中不包括不常用的载荷、特殊的施工方法及特殊的材料。基于同样的理由，本手册仅介绍钢制压力容器。

本手册大部分技术资料来源于其他著作，而有一部分内容则是根据作者多年来的工作经验总结出来的。

尽管编写时小心谨慎，但仍难免会有一些错误，欢迎广大读者批评指正，作者将会非常感谢，这将有助于本手册的进一步改进。

作 者

目 录

前言

第 1 篇 压力容器的设计与结构

第 1 章 内压力容器	2
1.1 圆筒体中的应力	2
1.2 定义	2
1.3 内压力容器的计算	3
1.4 结构要求	9
1.5 平盖设计	10
1.6 数据	15
1.7 流体静压作用下矩形储罐的计算	16
第 2 章 外压力容器	24
2.1 定义	24
2.2 外压计算	24
2.3 外压力容器加强圈的设计	33
2.4 加强圈的设置与结构	34
2.5 确定承受高真空容器壁厚的 曲线图	36
第 3 章 开孔和开孔补强	39
3.1 开孔结构要求	39
3.2 开孔补强	40
3.3 容器接管的结构要求	52
3.4 锥体和圆筒连接处的加强	53
第 4 章 法兰	57
4.1 管法兰	57
4.2 容器法兰	64
4.3 螺栓设计	69
第 5 章 鞍座支承的卧式容器	72
5.1 双鞍座容器中的应力	72
5.2 双鞍座容器中的应力计算例题	75
5.3 鞍座支承卧式容器的加强圈	77
5.4 惯性矩 I 的计算	78
5.5 鞍座设计	79
5.6 埋地式储罐外压力的确定	81

5.7 卧式储罐液位高度下装载

容积的计算	82
-------	----

第 6 章 高塔设计	89
6.1 定义	89
6.2 塔器的质量	89
6.3 振动	90
6.4 风载荷	91
6.5 地震载荷	93
6.6 偏心载荷	94
6.7 弹性稳定	95
6.8 挠度	96
6.9 应力组合	97
6.10 例题	98
6.11 裙座设计	103
6.12 地脚螺栓座	104
6.13 流体的液柱静压力	111
第 7 章 设计基础	113
7.1 压力容器标准和规范	113
7.2 设计压力的确定	115
7.3 设计温度	116
7.4 厚度	117
7.5 许用应力	119
7.6 焊缝系数	123
7.7 无损检测方法及应用	123
7.8 压力容器分类	125
第 8 章 压力容器材料	126
8.1 一般规定	126
8.2 钢板	126
8.3 钢管	127
8.4 锻件	129
8.5 螺柱和螺母	130
8.6 主要受压元件	130
8.7 焊接材料	131

8.8 容器钢板表面的油漆·····	134
--------------------	-----

第2篇 压力容器的 几何形状及设计

第1章 几何形状及设计 ····· 143

1.1 常用几何公式·····	143
1.2 半径等于1的弓形数据·····	148
1.3 几何习题作图法·····	152
1.4 等分圆周·····	155

第2章 容器外形尺寸及壁厚 ····· 156

2.1 容器外形尺寸的优选·····	156
2.2 常用压力容器圆筒体计算 厚度数据表·····	157

第3章 容器接管安装及下料尺寸 ····· 161

3.1 容器接管下料长度·····	161
3.2 例题·····	166

第4章 下料尺寸及展开尺寸 ····· 168

4.1 弯管和斜接管·····	168
4.2 由扇形平面组成的环·····	169
4.3 圆锥形罐顶·····	170
4.4 同轴平截头圆锥体·····	170
4.5 偏心截头圆锥体·····	171
4.6 截头斜圆锥体·····	174
4.7 变形接头·····	174
4.8 截头四棱锥·····	175
4.9 螺旋面的近似展开·····	176
4.10 椭圆形封头的坯料尺寸计算·····	177

第5章 管壳式换热器最大布

管数的确定 ····· 179

5.1 管板最大布管数的计算·····	179
5.2 管板布管数据表·····	180

第3篇 压力容器 安装尺寸及质量

第1章 压力容器支座安装尺寸 ····· 189

1.1 鞍式支座·····	189
1.2 腿式支座·····	192
1.3 支承式支座·····	194
1.4 耳式支座·····	196

1.5 支座与底封头安装高度的计算·····	197
------------------------	-----

1.6 耳式支座安装尺寸 D 的计算·····	202
---------------------------	-----

第2章 容器封头尺寸 ····· 207

2.1 椭圆形封头·····	207
2.2 碟形封头·····	209
2.3 90°折边锥形封头·····	210
2.4 60°折边锥形封头·····	211
2.5 无折边球形封头·····	212

第3章 常用钢制管法兰尺寸 ····· 214

3.1 突面板式平焊钢制管法兰尺寸·····	214
3.2 突面带颈平焊钢制管法兰尺寸·····	216
3.3 凹凸面带颈平焊钢制管 法兰尺寸·····	217
3.4 突面带颈对焊钢制管法兰尺寸·····	219
3.5 凹凸面带颈对焊钢制管 法兰尺寸·····	221
3.6 管法兰六角螺栓、螺柱长度·····	223

第4章 常用钢制人孔和手孔安装

尺寸与质量 ····· 224

4.1 常压人孔·····	224
4.2 回转盖人孔·····	224
4.3 垂直吊盖人孔·····	226
4.4 水平吊盖人孔·····	227
4.5 手孔·····	228

第5章 筒体、封头、钢管

的质量 ····· 230

5.1 圆筒体的质量·····	230
5.2 封头的质量·····	231
5.3 钢管的质量·····	236

第6章 支座、法兰、螺栓、

螺母的质量 ····· 244

6.1 支座的质量·····	244
6.2 法兰的质量·····	246
6.3 螺栓、螺母的质量·····	254

第7章 钢板型钢的质量 ····· 257

第8章 容器设备制造安装

工程费用 ····· 260

8.1 容器设备的制作费·····	260
8.2 容器设备的安装费·····	268

8.3 容器设备的水压试验费	272	第3章 焊缝设计	292
第4篇 常用数据与公式		3.1 焊缝结构	292
第1章 常用资料和数据	273	3.2 焊缝上力的计算公式	293
第2章 常用力学公式	284	3.3 例题	294
		参考文献	296

第1篇 压力容器的设计与结构

容器的类型及其主要尺寸的选择，决定于它们在整个生产中的地位、所担负的生产任务，以及生产过程中的条件（诸如压力、温度、物态等）和方法。各部件的具体尺寸及结构不仅决定于生产工艺的要求，而且也取决于所用材料及其强度、刚度与稳定性，以及制造与操作方便和安全可靠等一系列因素。

1. 强度

化工容器所有部件都应有足够的强度，否则就不能保证安全生产。但也不能盲目增加部件的结构尺寸，这样会造成材料的浪费。一般应根据各个部件所承受的载荷进行应力分析和强度计算，在符合所用材料的强度要求下合理地确定各部件的结构尺寸。

2. 刚度与稳定性

刚度与稳定性是指构件在外力作用下保持其原有状态的能力。有时容器的设计主要取决于刚度与稳定性而不是强度，例如承受外压力的容器、真空容器等。为了满足制造工艺以及运输和安装过程中的刚度要求，有时也需要增加部件的厚度。

3. 耐久性

化工容器的耐久性是根据所要求的使用年限来决定的。化工容器的使用年限一般为8~10年，实际使用年限往往还要长，这主要取决于腐蚀情况。在某些特殊情况下，还取决于容器的疲劳、蠕变以及振动等。根据使用年限和腐蚀情况，正确选用结构材料，是保证容器耐久性的重要措施。

4. 密封性

容器的密封是化工容器设备中一个十分重要的问题。密封的可靠性是保证安全生产的重要措施之一。这是由于化工的物料往往是易燃、易爆或有毒、有害的介质，物料的泄漏，不但影响生产，更重要的会造成人员中毒、死亡，甚至引起爆炸，其后果非常严重。

5. 制造、操作和运输方便

容器的结构应考虑便于制造和检查，以保证质量和满足长期运行的要求，并应尽量采用标准部件。标准化是降低容器设备成本的一个重要因素。

容器的结构还要考虑便于操作和日常维护，设置必要的人孔、手孔、检查孔等。容器的尺寸和形状应考虑运输的方便，其直径、长度和质量应符合运输部门的规定。

第 1 章 内 压 容 器

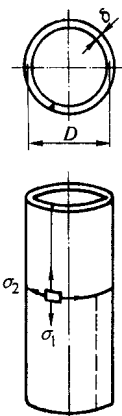
压力容器壳体的设计，一般都是根据给定的工艺要求确定其公称直径。强度设计的任务就是根据给定的公称直径及设计压力、设计温度、介质的物理特性等，设计合适的壁厚，以确保容器设备安全可靠运行。

1.1 圆筒体中的应力

均匀分布在容器圆筒体纵向焊缝上的内压或外压引起的应力为环向焊缝的两倍。

表 1-1-1 列出环向焊缝和纵向焊缝的应力计算公式。

表 1-1-1 圆筒体中的应力

	公 式	
	环向焊缝	纵向焊缝
	$\sigma_1 = \frac{pD}{4\delta}$	$\sigma_2 = \frac{pD}{2\delta}$
符号 D——容器的平均直径 (mm); p——内压或外压 (MPa); σ_1——纵向应力 (MPa); σ_2——环向应力 (MPa); δ——筒体厚度, 不包括厚度附加量 (mm)。		

1.2 定义

- (1) 压力 本书未说明的压力均指表压。
- (2) 工作压力 容器在正常情况下, 满足工艺过程所承受的压力。
- (3) 最高工作压力 承受内压的压力容器, 其最高工作压力是指正常使用过程中, 顶部可能出现的最高压力。
- (4) 设计压力 容器和部件设计时所采用的压力, 一般比最高工作压力高 5%~10%。
- (5) 最大允许工作压力 假定容器在下列情况下, 其薄弱部分所承受的最大允许内压值:
 - 1) 在有腐蚀的条件下;
 - 2) 在设计温度的影响下;
 - 3) 在正常操作状态下;

4) 在附加于内压的其他载荷影响下 (风载、外压、液体静压等)。

根据实践证明, 最大允许工作压力取决于筒体或封头, 而不是法兰、开孔等小部件。

“最大允许工作压力”是指新制造的容器处于下列情况下, 容器最薄弱部分所能承受的最大允许压力。

1) 没有腐蚀 (新制造的容器);

2) 强度不受温度影响 (常温下);

(6) 安全阀的开启压力 安全阀阀瓣刚开始升起, 介质连续排出的瞬时压力。

(7) 试验压力 试验压力是指压力试验时, 容器顶部的压力。内压容器的试验压力见表 1-1-2。

表 1-1-2 内压容器的试验压力

液压试验	气压试验
$p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t}$	$p_T = 1.15p \frac{[\sigma]}{[\sigma]_t}$

(8) 工作温度 容器在正常工作过程中的金属温度。

(9) 金属温度 容器受压元件厚度方向的平均温度。

(10) 设计温度 容器在设计压力下受压元件的金属温度。

(11) 许用应力 不同材料的许用抗拉应力值。

(12) 焊缝系数 焊缝是容器薄弱环节之一。

因为焊缝热影响区存在焊接残余应力、焊缝金属晶粒粗大, 焊缝内可能存在气孔、夹渣、裂纹, 以及抽验可能使缺陷漏检等原因, 影响焊接接头强度, 故采用焊缝系数, 补偿元件焊接连接部分的强度削弱。

圆筒体计算公式一般选用纵向焊缝, 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, 环向应力才起支配作用, 此时适用横向焊缝。

(13) 计算厚度 容器受压元件为满足强度及稳定性要求的必要厚度 (不包括厚度附加量)。

(14) 设计厚度 计算厚度与腐蚀裕量之和。

(15) 名义厚度 系指设计厚度加上钢板厚度负偏差后, 向上圆整至钢材标准规格的要求的厚度, 即标注在图样上的厚度。

(16) 有效厚度 系指名义厚度减去腐蚀裕量和钢材厚度负偏差的厚度。

(17) 厚度附加量 设计容器受压元件时所必须考虑的附加厚度, 包括钢材厚度负偏差和腐蚀裕量。

式中

p_T ——试验压力 (MPa);

p ——设计压力 (MPa);

$[\sigma]$ ——容器元件材料在试验温度下的许用应力 (MPa);

$[\sigma]_t$ ——容器元件材料在设计温度下的许用应力 (MPa)。

1.3 内压容器的计算

符号

p ——设计压力 (MPa);

C ——厚度附加量 (mm); $C = C_1 + C_2$

C_1 ——钢板厚度负偏差 (mm);

C_2 ——腐蚀裕量 (mm);

D_i ——筒体或封头内直径 (mm);

R_i ——筒体或封头内半径 (mm), 对于碟形封头和球冠形封头, 是指球面部分内半径 (mm);

r ——碟形封头或锥形封头过渡段转角内半径 (mm);

δ ——计算厚度 (mm);

δ_d ——设计厚度 (mm);

δ_e ——有效厚度 (mm);

α ——锥壳半顶角 ($^\circ$);

$[p_w]$ ——最大允许工作压力 (MPa);

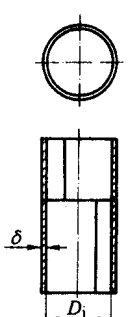
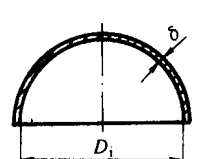
$[\sigma]^t$ ——设计温度下材料的许用应力 (MPa);

ϕ ——焊缝系数。

1.3.1 内压力容器计算公式

内压力容器计算公式列于表 1-1-3 中。有关公式中的系数, 可查表 1-1-4、表 1-1-5 及图 1-1-1。

表 1-1-3 内压力容器计算公式

序号	简 图	公 式	
1		圆柱形筒体 (纵向焊缝)	
		$\delta = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t\phi - p}$	$[p_w] = \frac{2\delta_e[\sigma]^t\phi}{D_i + \delta_e}$
		1. 纵向焊缝应力通常起决定性作用, 当圆筒环焊缝系数小于纵焊缝系数一半时, 圆筒厚度取纵焊缝和环焊缝中较大值 2. 公式适用于设计压力 $p \leq 0.4[\sigma]^t\phi$ 的范围	
2		球 壳	
		$\delta = \frac{pD_i}{4[\sigma]^t\phi - p}$	$[p_w] = \frac{4\delta_e[\sigma]^t\phi}{D_i + \delta_e}$
		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. 公式适用于设计压力 $p \leq 0.6[\sigma]^t\phi$ 的范围	

(续)

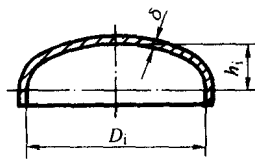
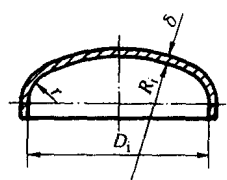
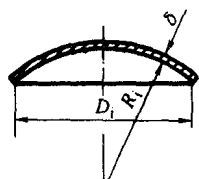
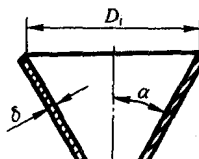
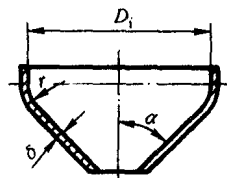
序号	简 图	公 式	
3		2:1 椭圆形封头	
		$\delta = \frac{pD_i}{2[\sigma]'\phi - 0.5p}$	$[p_w] = \frac{2\delta_e[\sigma]'\phi}{D_i + 0.5\delta_e}$
		对于长短轴比不是 2:1 的椭圆形封头, 见 GB150—1998	
4		碟形封头	
		$\delta = \frac{MpR_i}{2[\sigma]'\phi - 0.5p}$	$[p_w] = \frac{2\delta_e[\sigma]'\phi}{MR_i + 0.5\delta_e}$
		式中 $M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{R_i}{r}} \right)$, 其值见表 1-1-4	
5		球冠形封头	
		$\delta = \frac{QpD_i}{2[\sigma]'\phi - p}$	$[p_w] = \frac{2\delta_e[\sigma]'\phi}{QD_i + \delta_e}$
		Q——系数, 由图 1-1-1 查取	
6		无折边锥形封头	
		$\delta = \frac{pD_i}{\cos\alpha (2[\sigma]'\phi - p)}$	$[p_w] = \frac{2\delta_e \cos\alpha [\sigma]'\phi}{D_i + \delta_e}$
		适用锥壳半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$	
7		折边锥形封头	
		过 渡 段	
		$\delta = \frac{KpD_i}{2[\sigma]'\phi - 0.5p}$	$[p_w] = \frac{2\delta_e[\sigma]'\phi}{KD_i + 0.5\delta_e}$
		K 系数由表 1-1-5 查取	
		与过渡段相接处	
		$\delta = \frac{fpD_i}{[\sigma]'\phi - 0.5p}$	$[p_w] = \frac{\delta_e[\sigma]'\phi}{fD_i + 0.5\delta_e}$
		系数 $f = \frac{1 - \frac{2r}{D_i}(1 - \cos\alpha)}{2\cos\alpha}$, 其值列于表 1-1-6	
		取上述厚度较大值	

表 1-1-4 系数 M 值

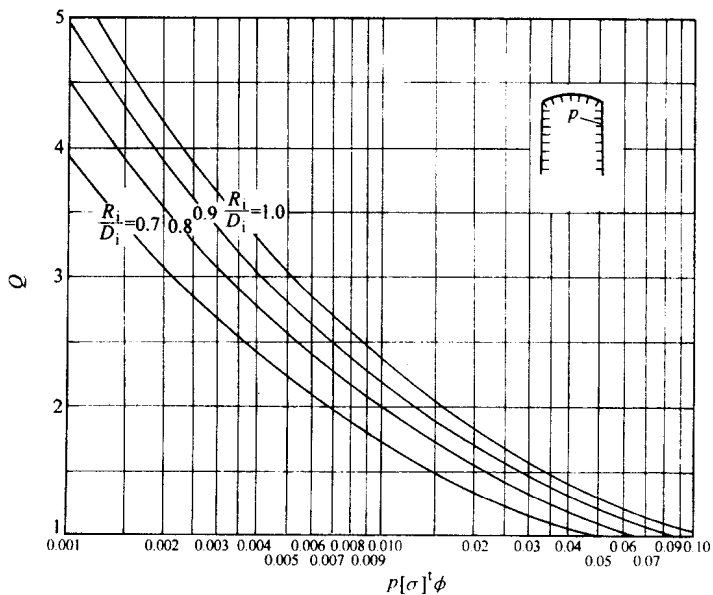
R_i/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17
R_i/r	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00
M	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36
R_i/r	6.50	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0
M	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54

表 1-1-5 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°	0.5956	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

表 1-1-6 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	0.5773	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

图 1-1-1 系数 Q 的曲线

1.3.2 例题

例1 内压圆筒的设计

设计数据: 设计压力 $p = 1.9\text{MPa}$, 设计温度 $t = 330^\circ\text{C}$, 圆筒内径 $D_i = 800\text{mm}$, 腐蚀裕量 $C_2 = 1.5\text{mm}$, 筒体材料 16MnR, 焊缝系数 $\phi = 1$ 。

求内压圆筒厚度。

解: 查表 1-7-12, 16MnR 钢板材料 $[\sigma]^t = 138\text{MPa}$ 。

$$\delta = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t\phi - p} = \frac{1.9 \times 800}{2 \times 138 \times 1 - 1.9}\text{mm} = 5.55\text{mm}$$

设计厚度 $\delta_d = \delta + C_2 = (5.55 + 1.5)\text{mm} = 7.05\text{mm}$,

查表 1-7-9, 取钢板负偏差 $C_1 = 0.8\text{mm}$,

检查, $\delta_n = 8\text{mm}$, $[\sigma]^t$ 没有变化, 故取筒体厚度 8mm , 满足要求。

例2 内压球壳的设计

设计数据: 设计压力 $p = 0.86\text{MPa}$, 设计温度 $t = 70^\circ\text{C}$, 球壳内径 $D_i = 12300\text{mm}$, 腐蚀裕量 $C_2 = 1.5\text{mm}$, 筒体材料 20R, 焊缝系数 $\phi = 1.0$ 。

求内压球壳厚度。

解: 查表 1-7-12, 20R 钢板材料 $[\sigma]^t = 132.38\text{MPa}$ 。

$$\delta = \frac{pD_i}{4[\sigma]^t\phi - p} = \frac{0.86 \times 12300}{4 \times 132.38 \times 1 - 0.86}\text{mm} = 20\text{mm}$$

设计厚度 $\delta_d = \delta + C_2 = (20 + 1.5)\text{mm} = 21.5\text{mm}$,

查表 1-7-9, $C_1 = 0.8\text{mm}$, 取名义厚度 $\delta_n = 24\text{mm}$ 。

例3 受内压(凹面受压)的椭圆形封头设计

设计数据: 设计压力 $p = 1.6\text{MPa}$, 设计温度 $t = 200^\circ\text{C}$, 封头内径 $D_i = 1000\text{mm}$, 腐蚀裕量 $C_2 = 1\text{mm}$, 封头材料 16MnR, 焊缝系数 $\phi = 1$ 。采用 2:1 标准椭圆形封头。

求椭圆形封头厚度。

解: 查表 1-7-12, 16MnR 钢板材料 $[\sigma]^t = 170\text{MPa}$ 。

$$\delta = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t\phi - 0.5p} = \frac{1.6 \times 1000}{2 \times 170 \times 1 - 0.5 \times 1.6}\text{mm} = 4.72\text{mm}$$

设计厚度 $\delta_d = \delta + C_2 = (4.72 + 1)\text{mm} = 5.72\text{mm}$,

查表 1-7-9, $C_1 = 0.8\text{mm}$, 取封头名义厚度 $\delta_n = 8\text{mm}$,

封头有效厚度 $\delta_e = \delta_n - C = (8 - 1.8)\text{mm} = 6.2\text{mm}$,

$\delta_e > 0.15D_i = 1.5\text{mm}$, 满足稳定要求。

例4 球冠形封头设计

设计数据: 设计压力 $p = 1.0\text{MPa}$, 设计温度 $t = 150^\circ\text{C}$, 筒体内径 $D_i = 1000\text{mm}$, 腐蚀裕量 $C_2 = 1\text{mm}$, 封头材料 20R, 封头球面部分内半径 $R_i = 1000\text{mm}$, 焊缝系数 $\phi = 1$ 。

求球冠形封头厚度。

解: 查表 1-7-12, 20R 钢板材料 $[\sigma]^t = 132\text{MPa}$ 。

确定参数 $\frac{p}{[\sigma]^t\phi} = \frac{1}{132 \times 1} = 7.58 \times 10^{-3}$, $R_i/D_i = 1.0$,

查图 1-1-1 $Q = 2.5$

$$\delta = \frac{QpD_i}{2[\sigma]^t\phi - p} = \frac{2.5 \times 1 \times 1000}{2 \times 132 \times 1 - 1} \text{mm} = 9.51 \text{mm},$$

设计厚度 $\delta_d = \delta + C_2 = (9.51 + 1) \text{mm} = 10.5 \text{mm}$,

查表 1-7-9, $C_1 = 0.8 \text{mm}$, 取封头名义厚度 $\delta_n = 12 \text{mm}$ 。

例 5 碟形封头设计

设计数据: 设计压力 $p = 1.0 \text{MPa}$, 设计温度 $t = 100^\circ\text{C}$, 筒体内径 $D_i = 1000 \text{mm}$, 封头球面部分半径 $R_i = 900 \text{mm}$, 过渡段转角内半径 $r = 170 \text{mm}$, 腐蚀裕量 $C_2 = 1 \text{mm}$, 封头材料 20R, 焊缝系数 $\phi = 0.85$ 。

求碟形封头厚度。

解: 查表 1-7-12, 20R 钢板材料 $[\sigma]^t = 133 \text{MPa}$ 。

确定系数 $R_i/r = 900/170 = 5.29$, 查表 1-1-4, $M = 1.3274$,

$$\delta = \frac{MpR_i}{2[\sigma]^t\phi - 0.5p} = \frac{1.3274 \times 1 \times 900}{2 \times 133 \times 0.85 - 0.5 \times 1} \text{mm} = 5.29 \text{mm}$$

设计厚度 $\delta_d = \delta + C_2 = (5.29 + 1) \text{mm} = 6.29 \text{mm}$,

查表 1-7-9, $C_1 = 0.8 \text{mm}$, 取碟形封头名义厚度 $\delta_n = 8 \text{mm}$ 。

例 6 无折边锥形封头的设计

设计数据: 设计压力 $p = 1.0 \text{MPa}$, 设计温度 $t = 40^\circ\text{C}$, 锥壳大端内直径 $D_i = 800 \text{mm}$, 锥壳半顶角 $\alpha = 30^\circ$, 腐蚀裕量 $C_2 = 1 \text{mm}$, 锥壳材料 20R, 焊缝系数 $\phi = 0.80$ 。

求无折边锥形封头厚度。

解: 查表 1-7-12, 20R 钢板材料 $[\sigma]^t = 133 \text{MPa}$ 。

$$\delta = \frac{pD_i}{\cos\alpha (2[\sigma]^t\phi - p)} = \frac{1 \times 800}{\cos 30^\circ (2 \times 133 \times 0.8 - 1)} \text{mm} = 4.36 \text{mm}$$

设计厚度 $\delta_d = \delta + C_2 = (4.36 + 1) \text{mm} = 5.36 \text{mm}$,

查表 1-7-9, $C_1 = 0.5 \text{mm}$, 取锥形封头名义厚度 $\delta_n = 6 \text{mm}$ 。

例 7 折边锥形封头的设计

设计数据: 设计压力 $p = 1.6 \text{MPa}$, 设计温度 $t = 200^\circ\text{C}$, 锥壳大端内直径 $D_i = 800 \text{mm}$, 大端过渡段转角内半径 $r = 80 \text{mm}$, 锥壳半顶角 $\alpha = 30^\circ$, 腐蚀裕量 $C_2 = 1 \text{mm}$, 锥壳材料 16MnR, 焊缝系数 $\phi = 0.85$ 。

求折边锥形封头厚度。

解: 查表 1-7-12, 16MnR 钢板材料 $[\sigma]^t = 170 \text{MPa}$ 。

1) 过渡段计算厚度

$r/D_i = 80/800 = 0.1$, 查表 1-1-5, $K = 0.7544$

$$\delta = \frac{KpD_i}{2[\sigma]^t\phi - 0.5p} = \frac{0.7544 \times 1.6 \times 800}{2 \times 170 \times 0.85 - 0.5 \times 1.6} \text{mm} = 3.35 \text{mm}$$

2) 与过渡段相接处锥壳计算厚度

$r/D_i = 80/800 = 0.1$, 查表 1-1-6, $f = 0.5619$

$$\delta = \frac{fpD_i}{[\sigma]^t\phi - 0.5 \times p} = \frac{0.5619 \times 1.6 \times 800}{170 \times 0.85 - 0.5 \times 1.6} \text{mm} = 5.01 \text{mm}$$

3) 封头厚度

封头计算厚度取上述两者较大值 $\delta = 5.01\text{mm}$,

设计厚度 $\delta_d = \delta + C_2 = 5.01 + 1 = 6.01\text{mm}$,

查表 1-7-9, $C_1 = 0.8\text{mm}$, 取锥形封头名义厚度 $\delta_n = 8\text{mm}$ 。

1.4 结构要求

1.4.1 筒体

筒体通常采用钢板卷焊制成, 对于小直径的容器可采用钢管型式, 如锅炉用的分气缸等, 其公称直径应符合 GB 9019—2001《压力容器公称标准》规定。

1.4.2 椭圆形封头

标准椭圆形封头 $a/b=2$, 既便于加工, 受力也比较有利。压力容器选用封头型式应优先选标准椭圆形封头 (JB1154)。标准椭圆形封头的有效厚度应不小于封头内直径的 0.15%, 其他椭圆形封头的有效厚度应不小于封头内直径的 0.30%, 但当确定封头厚度时, 已考虑了内压下的弹性失稳问题, 可不受此限制。

1.4.3 碟形封头

碟形封头是折边的球面封头, 由球面体和过渡区两个曲率部分组成。从几何形状来看, 在两个曲面连接处, 存在较大的弯曲应力, 使该部分的应力远远高于其他部分, 因此在工程使用中并不理想。当椭圆形封头的模具加工困难时, 一般只有以碟形封头 (JB576) 代替。计算公式是以球体部分的强度计算公式再乘以形状系数 M 值修正, 当 r/R 值越少, 形状系数 M 值增加得越多, 封头厚度增加得越厚。

对于 $R_i = 0.9D_i$, $r = 0.17D_i$ 的碟形封头, 其有效厚度应不小于封头内直径的 0.15%, 其他碟形封头的有效厚度应不小于封头内直径的 0.30%。但当确定封头厚度已考虑了内压的弹性失稳问题, 可不受此限制。对碟形封头的限制: $R \leq D$, $r \geq (6\% \sim 10\%)D_i$ 。

1.4.4 球冠形封头

球冠形封头可用作端封头, 也可用作容器中两独立受压室的中间封头, 如图 1-1-2 所示。在任何情况下, 与球冠形封头连接的圆筒厚度应不小于封头厚度, 否则, 应在封头与圆筒间设置加强段过渡连接。圆筒加强段的厚度应大于或等于封头厚度, 端封头一侧或中间封头两侧的加强段长度均应不小于 $2\sqrt{0.5D_i\delta}$ 。

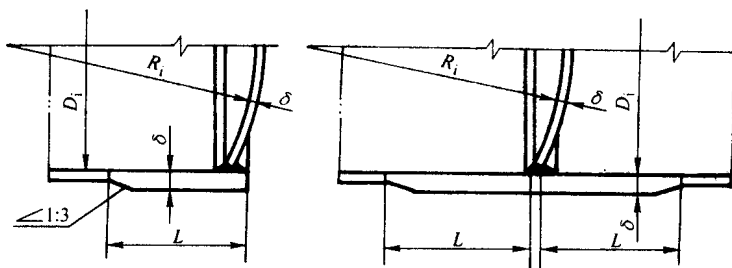


图 1-1-2 球冠形封头示意图

1.4.5 锥形封头

受压容器为满足生产工艺要求而采用锥形封头。锥壳与圆筒连接处, 由于结构不连续,

会产生很大的局部应力, 锥壳的半顶角越大, 其局部应力也越高。对于锥壳大端, 当锥壳半顶角 $\alpha \leq 30^\circ$ 时, 可采用无折边结构; 当 $\alpha > 30^\circ$ 时, 应采用圆弧过渡段的折边结构, 否则应按应力分析的方法进行设计。大端折边锥壳的过渡段转角半径 r 应不小于封头大端内直径的 10%, 且不小于该过渡段厚度的 3 倍。

对于锥壳小端, 当锥壳的半顶角 $\alpha \leq 45^\circ$ 时, 可采用无折边结构; $\alpha > 45^\circ$ 时, 应采用圆弧过渡段的折边结构。小端折边锥壳的过渡段转角半径 r_s 应不小于封头小端内直径的 5%, 且不小于该过渡段厚度的 3 倍。

当封头大端或小端需要补强时, 必须采用整体补强的方法, 连接处附近规定的长度范围内均增加厚度。当锥壳的半顶角 $\alpha > 60^\circ$ 时, 其厚度可按平盖计算, 也可采用应力分析方法确定。

折边锥形封头按 JB1155 和 JB1156 标准选用。

1.4.6 封头的连接

受压的球冠形封头、锥形封头与筒体或法兰连接的角焊缝, 必须采用全熔透结构。

1.4.7 平板封头

置于地坪或钢架平台上, 底部仅承受液体自重的直立容器, 可采用平板作为其底封头。

当采用平板作常压容器顶盖时, 公称直径 $DN \geq 1600\text{mm}$ 的顶盖一般应以型钢加强。顶盖厚度及型钢规格应通过计算确定。

1.5 平盖设计

符号

- a ——非圆形平盖的短轴长度 (mm);
- b ——非圆形平盖的长轴长度 (mm);
- D_c ——平盖计算直径 (mm);
- K ——结构特征系数, 查表 1-1-8;
- L ——非圆形平盖螺栓中心连接线周长 (mm);
- p_c ——计算压力 (MPa);
- r ——平盖过渡区圆弧半径 (mm);
- L_G ——螺栓中心至垫片压紧力作用中心线的径向距离 (mm);
- W ——预紧状态下或操作时螺栓设计载荷 (N) 按 GB150—1998;
- Z ——非圆形平盖的形状系数;
- δ ——圆筒计算厚度 (mm);
- δ_p ——平盖计算厚度 (mm);
- δ_e ——圆筒有效厚度 (mm);
- δ_n ——圆筒名义厚度 (mm);
- $[\sigma]'$ ——设计温度下材料的许用应力 (MPa);
- $[\sigma]_f$ ——常温下法兰材料的许用应力 (MPa);
- $[\sigma]_f'$ ——设计温度下法兰材料的许用应力 (MPa);