

中华人民共和国国家标准

GB/T 16507.4—2022

代替 GB/T 16507.4—2013

水管锅炉 第 4 部分：受压元件强度计算

Water-tube boilers—
Part 4: Strength calculation of pressure parts

2022-03-09 发布

2022-10-01 实施

国家市场监督管理总局
国家标准化管理委员会 发布

目 次

前言	I
引言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 基本要求	2
5 许用应力	3
6 计算壁温	3
7 计算压力	5
8 减弱系数	6
9 元件厚度	10
10 计算厚度	11
11 开孔补强	17
12 厚度附加量	22
13 最高允许压力	23
14 附加应力校核	25
15 结构限制和要求	26
附录 A (规范性) 锅筒低周疲劳寿命计算	33
附录 B (规范性) 确定元件最高允许工作压力的试验和有限元分析验证法	40
附录 C (规范性) 设计附加压力(Δp_a)取值	44
附录 D (资料性) 工艺附加厚度取值	45
附录 E (资料性) 开孔减弱截面的抗弯截面模量(W_{x1})的近似算法	47
参考文献	49

前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件为 GB/T 16507《水管锅炉》的第 4 部分。GB/T 16507 已经发布了以下部分：

- 第 1 部分：总则；
- 第 2 部分：材料；
- 第 3 部分：结构设计；
- 第 4 部分：受压元件强度计算；
- 第 5 部分：制造；
- 第 6 部分：检验、试验和验收；
- 第 7 部分：安全附件和仪表；
- 第 8 部分：安装与运行。

本文件代替 GB/T 16507.4—2013《水管锅炉 第 4 部分：受压元件强度计算》，与 GB/T 16507.4—2013 相比，除结构调整和编辑性改动外，主要技术变化如下：

- 更改了受压元件的范围，增加了启动(汽水)分离器(见第 1 章，2013 年版的第 1 章)；
- 更改并增加了本部分用到的术语和定义(见第 3 章，2013 年版的第 3 章)；
- 更改了低周疲劳寿命计算的使用范围，允许启动(汽水)分离器参照使用(见 4.2，2013 年版的 4.2)；
- 增加了相邻温度之间的材料许用应力值用算术内插法确定和材料许用应力值应舍去小数点后的数字的规定(见 5.2.1)；
- 更改了确定计算压力的相关条款(见 7.3，2013 年版的 7.3)；
- 增加了凸形封头开孔补强计算规定(见 10.3.8、11.2、11.3.6、11.5.6、11.5.8)；
- 增加了承受外压的凸形封头的计算方法(见 10.3.9)；
- 增加了弯管或弯头和圆弧形集箱筒体计算厚度公式的适用范围(见 10.6.5)；
- 增加了开孔补强接管的焊缝高度规定(见 11.4.2、11.5.8)；
- 更改了三通的尺寸要求(L_1 、 h_{\min} 、 r)、规格范围、结构要求(见 15.3.12~15.3.28，2013 年版的 16.3.18~16.3.37)；
- 删除了凸形封头人孔密封面切口部位径向最小剩余厚度的规定(见 2013 年版的 16.3.11)；
- 更改了“锅筒低周疲劳寿命计算”的内容(见附录 A，2013 年版的附录 A)；
- 更改了确定元件最高允许工作压力的验证法相关内容(见附录 B，2013 年版的第 12 章)。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由全国锅炉压力容器标准化技术委员会(SAC/TC 262)提出并归口。

本文件起草单位：上海发电设备成套设计研究院有限责任公司、哈尔滨锅炉厂有限责任公司、东方电气集团东方锅炉股份有限公司、上海锅炉厂有限公司、北京巴布科克·威尔科克斯有限公司、武汉锅炉股份有限公司、无锡华光环保能源集团股份有限公司、杭州锅炉集团股份有限公司、哈电发电设备国家工程研究中心有限公司、四川川锅锅炉有限责任公司、济南锅炉集团有限公司、西安热工研究院有限公司、中国特种设备检测研究院、江联重工集团股份有限公司。

本文件主要起草人：李立人、王慧文、张宇音、辛娜娜、骆声、许国华、朱清、林贞宇、赵伟民、王红方、张强军、马红、钱林峰、吴祥鹏、盛建国、陈玮、毛荷芳、徐勇敏。

GB/T 16507.4—2022

本文件及其所代替文件的历次版本发布情况为：

- 1996 年首次发布为 GB/T 16507—1996；
- 2013 年第一次修订时，将水管锅炉和锅壳锅炉内容分开，各由 8 个部分组成，水管锅炉为 GB/T 16507.1—2013～16507.8—2013《水管锅炉》，锅壳锅炉为 GB/T 16508.1—2013～GB/T 16508.8—2013《锅壳锅炉》，本文件为 GB/T 16507.4—2013《水管锅炉 第 4 部分：受压元件强度计算》，同时本文件部分代替 GB/T 9222—2008《水管锅炉受压元件强度计算》（GB/T 9222—2008 的历次版本发布情况为：GB/T 9222—1988）；
- 本次为第二次修订。



引 言

GB/T 16507《水管锅炉》是全国锅炉压力容器标准化技术委员会(以下简称“委员会”)负责制修订和归口的锅炉通用建造标准之一。其制定遵循了国家颁布的锅炉安全法规所规定的安全基本要求,设计准则、材料要求、制造检验技术要求、验收标准和安装要求均符合 TSG 11《锅炉安全技术规程》的相应规定。GB/T 16507 为协调标准,满足 TSG 11《锅炉安全技术规程》的基本要求,同时也符合 TSG 91《锅炉节能环保技术规程》的要求。GB/T 16507 旨在规范锅炉的设计、制造、检验、验收和安装,由 8 个部分构成。

- 第 1 部分:总则。目的在于确定水管锅炉范围界定、锅炉参数、建造规范以及节能和环保等建造水管锅炉的通用技术要求。
- 第 2 部分:材料。目的在于确定水管锅炉受压元件和非受压元件、受力构件、锅炉钢结构和焊接材料等的选材和用材要求。
- 第 3 部分:结构设计。目的在于确定水管锅炉结构设计的基本要求、焊接连接要求、开孔和各元(部)件的具体设计要求。
- 第 4 部分:受压元件强度计算。目的在于确定水管锅炉受压元件的计算壁温、计算压力、许用应力取值及强度设计计算方法。
- 第 5 部分:制造。目的在于确定水管锅炉在制造过程中的标记、冷热加工成形、胀接、焊接和热处理要求。
- 第 6 部分:检验、试验和验收。目的在于确定水管锅炉受压元件和与其直接连接的承受载荷的非受压元件的检验、试验和验收要求。
- 第 7 部分:安全附件和仪表。目的在于确定水管锅炉安全附件和仪表的设置和选用要求。
- 第 8 部分:安装与运行。目的在于确定水管锅炉本体和锅炉范围内管道的安装、调试、质量验收以及运行要求。

由于 GB/T 16507 没有必要、也不可能囊括适用范围内锅炉建造和安装中的所有技术细节,因此,在满足 TSG 11《锅炉安全技术规程》所规定的基本安全要求的前提下,不禁止 GB/T 16507 中没有特别提及的技术内容。

GB/T 16507 不限制实际工程设计和建造中采用能够满足安全要求的先进技术方法。

对于未经委员会书面授权或认可的其他机构对标准的宣贯或解释所产生的理解歧义和由此产生的任何后果,本委员会将不承担任何责任。

水管锅炉

第4部分：受压元件强度计算

1 范围

本文件规定了水管锅炉受压元件强度计算的基本要求,许用应力、计算壁温、计算压力、减弱系数、元件厚度、计算厚度、开孔补强、厚度附加量、最高允许压力的设计计算方法,附加应力校核以及结构限制和要求,并规定了确定元件最高允许工作压力的试验和有限元分析验证方法。

本文件适用于 GB/T 16507.1 界定的受压元件,包括锅筒筒体、启动(汽水)分离器筒体、集箱筒体、管子、管道、弯管、弯头、圆弧形集箱筒体、凸形封头、平端盖及盖板和三通等元件。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中,注日期的引用文件,仅该日期对应的版本适用于本文件;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 150.3 压力容器 第3部分:设计
- GB/T 16507.1 水管锅炉 第1部分:总则
- GB/T 16507.2 水管锅炉 第2部分:材料
- GB/T 16507.3 水管锅炉 第3部分:结构设计
- GB/T 16507.5 水管锅炉 第5部分:制造
- GB/T 16507.6 水管锅炉 第6部分:检验、试验和验收
- GB/T 16507.7 水管锅炉 第7部分:安全附件和仪表
- GB/T 16507.8 水管锅炉 第8部分:安装与运行
- DL/T 695 电站钢制对焊管件
- DL/T 5366 发电厂汽水管道应力计算技术规程



3 术语和定义

GB/T 16507.1 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

腐蚀裕量 **corrosion allowance thickness**

设计使用期内,元件考虑腐蚀减薄需要的附加厚度。

3.2

计算厚度 **required thickness**

理论计算公式确定的受压元件厚度。

注:必要时,计算厚度还计入其他载荷所需厚度。

3.3

设计厚度 **design thickness**

计算厚度与厚度附加量之和。

3.4

名义厚度 nominal thickness

设计厚度向上圆整至钢材标准规格的厚度。

注：即图样标注厚度。

3.5

有效厚度 effective thickness

名义厚度减去腐蚀裕量、钢材厚度下偏差和工艺附加厚度后的厚度。

3.6

厚度下偏差 lower tolerance of thickness

材料标准规定的厚度允许下偏差负值的绝对值。

注：无负值取 0。

3.7

工艺附加厚度 process additional thickness

元件在冲压、卷制或弯制过程中制造工艺所允许的材料厚度最大减薄值。

3.8

最小需要厚度 minimum required thickness

元件承载计算压力、计算温度等载荷，并考虑腐蚀减薄因素所需厚度的最小值。

3.9

热挤压三通 hot extrusion tee

用无缝钢管经多套模具热挤压成型的直型或鼓型三通。

3.10

直型三通 straight tee

主流通道呈直线形的三通。

注：通常支管直径不大于主管。

3.11

鼓型三通 drum tee

主流通道呈鼓型的三通。

注：由等径直型三通主管段经锻缩而成，通常支管直径大于主管。

3.12

纵截面 vertical section

过主管回转轴线，且过主管平均直径圆弧面与接管或孔的回转轴线相交点的平面。

3.13

横截面 cross section

与主管回转轴线垂直，且过主管平均直径圆弧面与接管或孔的回转轴线相交点的平面。

4 基本要求

4.1 按本文件设计计算的锅炉受压元件，其结构、材料、制造、安装、使用、修理及改造，应符合 GB/T 16507.1、GB/T 16507.2、GB/T 16507.3、GB/T 16507.5、GB/T 16507.6、GB/T 16507.7 和 GB/T 16507.8 的有关规定。

4.2 用于调峰负荷等参数波动较大、或波动较频繁的机组的锅炉，其受压元件应进行疲劳强度校核。锅筒的疲劳强度校核按照附录 A 进行计算，启动（汽水）分离器的疲劳强度校核也可按照附录 A 进行计算。

4.3 不满足本文件正文各章条规定适用条件或未列入本文件的特殊受压元件,按照附录 B 确定元件的最高允许工作压力。

5 许用应力

5.1 符号

本章使用下列符号:

q_{\max} ——元件承受的最大热流密度,单位为千瓦每平方米(kW/m^2);

η ——修正系数;

$[\sigma]$ ——许用应力,单位为兆帕(MPa)。

5.2 许用应力的取用

5.2.1 受压元件的材料许用应力($[\sigma]$),应按 GB/T 16507.2 选取,处于所列计算温度之间的材料许用应力值,由邻近计算温度的许用应力值,按算术内插法确定,并应舍去小数。

5.2.2 外壁受热的锅筒、集箱筒体、三通和等径叉形管的许用应力($[\sigma]$)应取材料许用应力值与表 1 修正系数(η)的乘积。

表 1 修正系数

工作条件	η
烟温 $\leq 600\text{ }^{\circ}\text{C}$,或透过管束的辐射热流不大且筒体壁面不受烟气的强烈冲刷,或 $q_{\max}\leq 30\text{ kW}/\text{m}^2$	0.95
烟温 $> 600\text{ }^{\circ}\text{C}$	0.90

6 计算壁温

6.1 符号

本章使用下列符号:

J ——热流均流系数;

p_r ——锅炉额定压力,单位为兆帕(MPa);

q_{\max} ——元件外壁承受的最大热流密度,单位为千瓦每平方米(kW/m^2);

t_b ——金属壁温,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

t_d ——计算壁温,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

t_i ——金属内壁温度,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

t_m ——工质额定平均温度,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

t_o ——金属外壁温度,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

t_s ——计算压力对应的工质饱和温度(热水锅炉为出口水温),单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

Δt ——温度偏差,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);

X ——工质混合系数;

α_h ——内壁对工质的换热系数,单位为千瓦每平方米每摄氏度 $[\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})]$;

β ——按名义厚度确定的外径与内径的比值;

δ ——圆筒体的名义厚度,单位为毫米(mm);

λ ——材料导热系数,单位为千瓦每米每摄氏度 $[\text{kW}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})]$ 。

6.2 金属壁温

受压元件的各点金属壁温按照公式(1)计算：

$$t_b = \frac{t_i + t_o}{2} \dots\dots\dots(1)$$

6.3 元件计算壁温

6.3.1 计算壁温(t_d)应取受压元件各点金属壁温中的最大值。

6.3.2 计算壁温(t_d)根据元件受热条件和结构特性由传热计算确定。圆筒体计算壁温按照公式(2)计算：

$$t_d = t_m + Jq_{\max} \left(\frac{\beta}{\alpha_h} + \frac{\delta}{1000 \lambda} \frac{\beta}{\beta + 1} \right) + X \Delta t \dots\dots\dots(2)$$

6.3.3 工质混合系数(X): 锅筒筒体取 0; 管子取 1; 集箱筒体取 0.5, 当工质从端部进入时, 取 0。

6.3.4 集箱筒体和管子的 Δt 取值不小于 10 °C; 不受热过热蒸汽集箱筒体的 $X \Delta t$ 取值不小于 10 °C。

6.3.5 锅筒筒体和集箱筒体的热流均流系数(J)取 1。

6.3.6 锅筒的工质额定平均温度(t_m)取计算压力下工质的饱和温度(热水锅炉为出口水温)。

6.3.7 计算壁温(t_d)不计入锅炉出口过热蒸汽温度在设计允许范围内的波动值。

6.3.8 封头、平端盖和三通等元件的计算壁温, 参照相连筒体或管道(管子)确定。

6.3.9 计算壁温(t_d)也可由表 2、表 3 和表 4 直接选取。

表 2 锅筒和启动(汽水)分离器计算壁温

单位为摄氏度

受热条件	元件位置	取值
不受热	烟道外	t_m
绝热	烟道内	$t_m + 10$
	炉膛内	$t_m + 40$
不绝热	透过管束的辐射热流不大且筒体壁面不受烟气的强烈冲刷, 或元件承受的热流密度 $q_{\max} \leq 30 \text{ kW/m}^2$	$t_m + 20$
	烟温 $\leq 600 \text{ °C}$ 的对流烟道内	$t_m + 30$
	$600 \text{ °C} < \text{烟温} < 900 \text{ °C}$ 的对流烟道内	$t_m + 50$
	烟温 $\geq 900 \text{ °C}$ 的对流烟道或炉膛内	$t_m + 90$

注：对于外壁受热的锅筒, t_m 指水空间温度。

表 3 管子和管道的计算壁温

单位为摄氏度

元件	条件	取值
沸腾管	$p_r \leq 13.7 \text{ MPa}$ 及 $q_{\max} \leq 407 \text{ kW/m}^2$	$t_s + 60$
省煤器管	对流式省煤器	$t_m + 30$
	辐射式省煤器	$t_m + 60$



表3 管子和管道的计算壁温(续)

单位为摄氏度

元件	条件	取值
过热器管	对流式过热器	$t_m + 50$
	辐射式或半辐射式(屏式)过热器	$t_m + 100$
管道	烟道外	t_m

表4 集箱和防焦集箱计算壁温

单位为摄氏度

内部工质	工作条件		取值
水或汽水混合物	不受热	烟道外	t_m
	绝热	烟道内	$t_m + 10$
	不绝热	烟温 ≤ 600 °C的对流烟道内	$t_m + 30$
		600 °C $<$ 烟温 < 900 °C的对流烟道内	$t_m + 50$
		烟温 ≥ 900 °C的对流烟道或炉膛内	$t_m + 110$
饱和蒸汽	不受热	烟道外	t_s
	绝热	烟道内	$t_s + 25$
	不绝热	烟温 ≤ 600 °C的对流烟道内	$t_s + 40$
		600 °C $<$ 烟温 < 900 °C的对流烟道内	$t_s + 60$
过热蒸汽	不受热	烟道外	$t_m + X \Delta t$
	绝热	烟道内	$t_m + 25 + X \Delta t$
	不绝热	烟温 ≤ 600 °C的对流烟道内	$t_m + 40 + X \Delta t$
		600 °C $<$ 烟温 < 900 °C的对流烟道内	$t_m + 60 + X \Delta t$

注：对于外壁受热的汽水混合物集箱和防焦箱筒体， t_m 指不出现自由水面时的温度。

7 计算压力

7.1 符号

本章使用下列符号：

- p ——元件计算压力,单位为兆帕(MPa);
- p_o ——元件工作压力,单位为兆帕(MPa);
- p_r ——锅炉额定压力,单位为兆帕(MPa);
- Δp_a ——设计附加压力,单位为兆帕(MPa);
- Δp_f ——工质流动阻力,单位为兆帕(MPa);
- Δp_h ——液柱静压力,单位为兆帕(MPa)。

7.2 元件工作压力

7.2.1 工作压力按照公式(3)计算：

$$p_o = p_r + \Delta p_f + \Delta p_h \dots\dots\dots (3)$$

7.2.2 工质流动阻力(Δp_f)取锅炉最大出口流量时,计算元件至锅炉出口之间的压力降。

7.2.3 当元件底部液柱静压值不大于 3%($p_r + \Delta p_a + \Delta p_f$)时,则液柱静压值可不考虑。

7.3 元件计算压力

7.3.1 元件计算压力按照公式(4)确定:

$$p \geq p_o + \Delta p_a \dots\dots\dots (4)$$

7.3.2 元件设计附加压力(Δp_a)按附录 C 确定。

8 减弱系数

8.1 符号

本章使用下列符号:

- a ——斜向孔桥横向距离(取中径弧长),单位为毫米(mm);
- b ——斜向孔桥纵向距离,单位为毫米(mm);
- $C_x、C_y$ ——三通结构系数;
- D_a ——三通主管的平均直径,单位为毫米(mm);
- D_1 ——圆筒体、封头的内径,单位为毫米(mm);
- D_o ——三通主管外径,单位为毫米(mm);
- d ——开孔直径,单位为毫米(mm);
- d' ——凹座开孔的沉孔直径,单位为毫米(mm);
- d_a ——三通支管的平均直径,单位为毫米(mm);
- d_{ae} ——相邻两孔平均当量直径,单位为毫米(mm);
- d_e ——孔的当量直径,单位为毫米(mm);
- d_{1e} ——第一孔的当量直径,单位为毫米(mm);
- d_{2e} ——第二孔的当量直径,单位为毫米(mm);
- d_i ——焊制或锻制三通支管内径,单位为毫米(mm);
- h ——具有凹座开孔的沉孔深度,单位为毫米(mm);
- K ——斜向孔桥的换算系数;
- N ——孔桥减弱系数线算图中的参数;
- n —— b 与 a 的比值;
- p_r ——锅炉额定压力,单位为兆帕(MPa);
- s ——相邻孔节距(横向取中径弧长),单位为毫米(mm);
- s_c ——相邻孔的临界节距,单位为毫米(mm);
- α ——横截面内非径向孔的轴线与圆筒体径向(既在纵截面内,又在横截面内)的夹角,单位为度($^\circ$);
- β ——按名义厚度确定的外径与内径的比值;
- β_t ——按计算厚度确定的外径与内径的比值;
- δ ——圆筒体的名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_b ——接管的名义厚度,单位为毫米(mm);



- δ_{be} ——三通支管的有效厚度,单位为毫米(mm);
 δ_e ——焊制和锻制三通主管的有效厚度,单位为毫米(mm);
 $[\sigma]$ ——计算壁温下的许用应力,单位为兆帕(MPa);
 $[\sigma]_b$ ——计算壁温下的接管许用应力,单位为兆帕(MPa);
 φ ——孔桥减弱系数;
 φ_h ——凸形封头顶部中心开孔结构减弱系数;
 φ_t ——焊制和锻制三通、等径叉形管的结构减弱系数;
 φ_w ——焊接接头减弱系数。

8.2 最小减弱系数

8.2.1 圆筒体、圆弧形集箱或弯管(弯头)中弧,取纵向焊接接头减弱系数(φ_w)、孔桥减弱系数(φ)中的最小值。

8.2.2 焊制和锻制三通,取结构减弱系数(φ_t)、孔桥减弱系数(φ)中的最小值。

8.2.3 凸形封头,取凸形封头顶部中心开孔结构减弱系数(φ_h)、焊接接头减弱系数(φ_w)中的最小值。

8.2.4 等径叉形管,取结构减弱系数(φ_t)。

8.2.5 孔桥与焊缝重叠或凸形封头顶部中心孔的中心至焊缝边缘距离不大于 $(0.5d + 12)$ mm,减弱系数应取孔桥减弱系数(φ)或凸形封头顶部中心开孔结构减弱系数(φ_h)与焊接接头减弱系数(φ_w)的乘积。

8.3 焊接接头减弱系数

8.3.1 焊接接头质量应符合 GB/T 16507.5 的有关规定。

8.3.2 焊接接头减弱系数(φ_w)应根据对接接头形式及无损检测比例,按表 5 选取。

表 5 焊接接头减弱系数

焊接接头形式	无损检测(超声波或射线)比例	φ_w
双面焊对接接头或相当于双面的全焊透对接接头	100%	1.00
	局部	0.90
单面焊对接接头	100%	0.90
	局部	0.80

8.3.3 当材料的许用应力由持久强度确定时,焊接接头减弱系数(φ_w)取值应不大于 0.80。

8.4 孔桥减弱系数

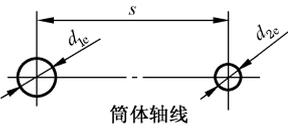
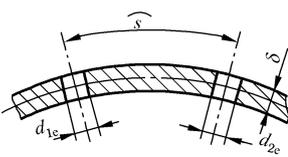
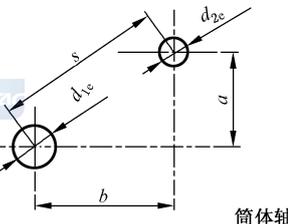
8.4.1 圆筒体上相邻孔的节距(纵向、横向或斜向)小于孔桥相邻孔的临界节距,且相邻孔的直径均不大于未补强孔最大允许直径,按照本条款计算孔桥减弱系数(φ)。圆弧形集箱和三通的孔桥减弱系数(φ),按照圆筒体的孔桥减弱系数计算方法来处理。

8.4.2 孔桥相邻孔的临界节距按照公式(5)计算:

$$s_c = d_{ae} + 2\sqrt{(D_i + \delta)\delta} \dots\dots\dots(5)$$

8.4.3 相邻孔的孔桥减弱系数(φ)按表 6 计算。计算的孔桥减弱系数大于 1 时,取 $\varphi = 1$ 。

表 6 孔桥减弱系数

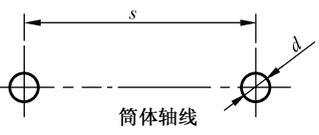
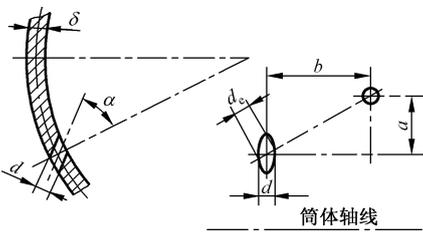
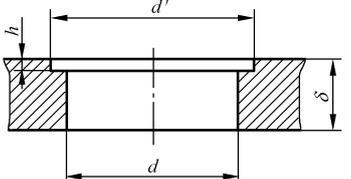
孔桥型式	孔桥示意图	φ
纵向		$\frac{s - d_{ae}}{s}$
横向		$2 \frac{s - d_{ae}}{s}$
斜向		$K \frac{s - d_{ae}}{s}$ 其中: $K = \frac{1}{\sqrt{1 - 0.75/(1 + n^2)^2}}$

8.4.4 相邻孔平均当量孔径(d_{ae})按照公式(6)计算。

$$d_{ae} = \frac{d_{1e} + d_{2e}}{2} \dots\dots\dots (6)$$

8.4.5 当量孔径(d_e)按表 7 计算。

表 7 当量孔径

形式	当量孔径(d_e)	示意图
径向孔	d	
横截面非径向孔	纵向孔桥 d	
	横向孔桥 其中: $\frac{d}{\cos \alpha}$ $\alpha \leq 45^\circ$	
	斜向孔桥 $d \sqrt{\frac{n^2 + 1}{n^2 + \cos^2 \alpha}}$ 其中: $\alpha \leq 45^\circ$	
具有凹座的孔	$d + \frac{h}{\delta} (d' - d)$	

8.4.6 斜向孔桥减弱系数也可直接由图 1 查取,图中虚线为各条曲线极小值的连线。

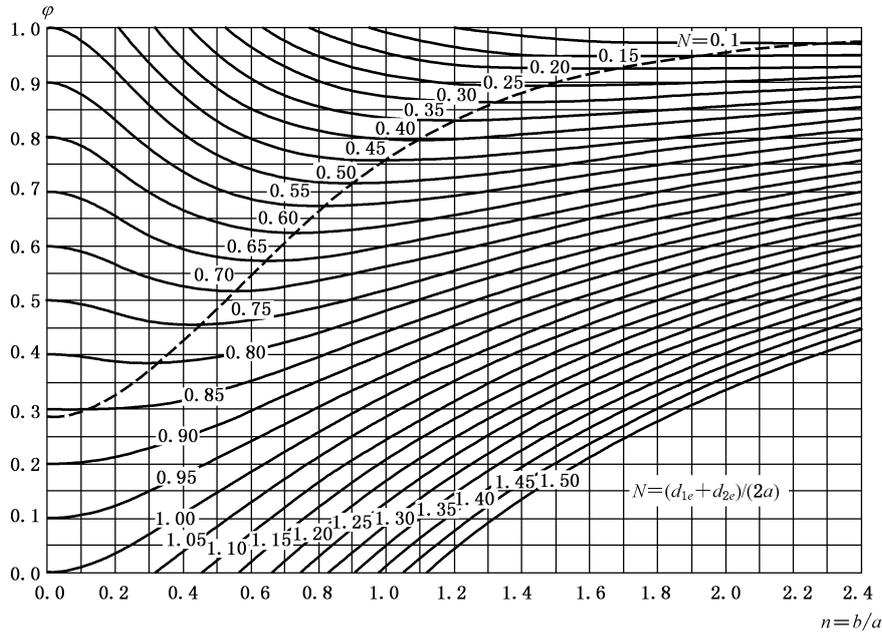


图 1 斜向孔桥减弱系数线算图

8.4.7 开孔直径的确定:

- a) 椭圆孔取其在孔桥两孔中心连线上的尺寸;
- b) 双面角焊(适用 p_r 不大于 2.5 MPa 锅炉,且不受热)或插入式整体焊接管取其接管内径。

8.4.8 双面角焊(适用于 p_r 不大于 2.5 MPa 锅炉,且不受热)或插入式整体焊接管(或孔圈)的许用应力 $[\sigma]_b$ 小于圆筒体的许用应力 $[\sigma]$ 时,减弱系数计算中的 d 应取接管(或孔圈)内径与 $2\delta_b [1 - ([\sigma]_b/[\sigma])]$ 之和。

8.4.9 单独孔桥可利用有效补强范围内接管厚度裕量按照第 11 章进行补强,提高孔桥减弱系数。

8.5 凸形封顶部中心开孔结构减弱系数

8.5.1 顶部中心开孔的封头,凸形封顶部中心开孔结构减弱系数按照公式(7)计算:

$$\varphi_h = 1 - \frac{d}{D_i} \dots\dots\dots (7)$$

8.5.2 封顶部中心开孔为椭圆时, d 取椭圆长轴。

8.6 焊制和锻制正交三通的结构减弱系数

8.6.1 锻制三通结构减弱系数 (φ_t) 按照公式(8)、公式(9)计算:

$$\varphi_t = \frac{1}{1.20 [1 + C_x \sqrt{1 + C_y^2 / (2C_y)}]} \dots\dots\dots (8)$$

其中:

$$\left. \begin{aligned} C_x &= \frac{d_i^2}{D_a d_a} \\ C_y &= 4.05 \frac{\delta_e^3 + \delta_{be}^3}{\delta_e^2 \sqrt{D_a} \delta_e} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

8.6.2 无缝钢管焊制三通的结构减弱系数 (φ_t) 按表 8 确定。

表 8 焊制三通结构减弱系数

计算壁温	结构参数	补强型式	φ_t	
低于由持久强度确定许用应力的起始温度	$1.05 \leq \beta < 1.10$	蝶式	0.90	
	$p_t \leq 2.5 \text{ MPa}, 1.05 \leq \beta < 1.10, D_o \leq 273 \text{ mm}$	厚度	取公式(8)值的 2/3	
		$1.10 \leq \beta$ 且 $\beta_1 \leq 1.50$	蝶式	0.90
			单筋	0.80
	厚度	按照公式(8)计算		
不低于由持久强度确定许用应力的起始温度	$1.05 \leq \beta < 1.10$	蝶式	按照公式(8)计算	
	$p_t \leq 2.5 \text{ MPa}, 1.05 \leq \beta < 1.10, D_o \leq 273 \text{ mm}$	厚度	取公式(8)值的 2/3	
		$1.10 \leq \beta < 1.25$ 且 $273 \text{ mm} < D_o \leq 813 \text{ mm}$	蝶式或单筋	按照公式(8)计算
	$1.10 \leq \beta < 1.25$ 且 $D_o \leq 273 \text{ mm}$	蝶式或单筋	0.70	
	$1.25 < \beta$ 且 $\beta_1 \leq 2.00$	厚度	按照公式(8)计算	
	$1.25 < \beta$ 且 $\beta_1 \leq 1.50$	蝶式或单筋	0.70	

8.7 等径叉形管结构减弱系数

等径叉形管的结构减弱系数(φ_t)按表 9 确定。

表 9 等径叉形管结构减弱系数

计算壁温	φ_t
低于由持久强度确定许用应力的起始温度	0.7
等于或高于由持久强度确定许用应力的起始温度	0.6

9 元件厚度

9.1 符号

本章使用下列符号：

- C ——厚度附加量,单位为毫米(mm);
- C_1 ——腐蚀裕量,单位为毫米(mm);
- δ ——名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_{dc} ——设计厚度,单位为毫米(mm);
- δ_e ——有效厚度,单位为毫米(mm);
- δ_{min} ——最小需要厚度,单位为毫米(mm);
- δ_t ——计算厚度,单位为毫米(mm)。

9.2 最小需要厚度

最小需要厚度按照公式(10)计算：

$$\delta_{min} = \delta_t + C_1 \dots\dots\dots (10)$$

9.3 设计厚度

设计厚度按照公式(11)计算:

$$\delta_{dc} = \delta_i + C \quad \dots\dots\dots(11)$$

9.4 名义厚度

名义厚度应符合公式(12)的规定:

$$\delta \geq \delta_{dc} \quad \dots\dots\dots(12)$$

9.5 有效厚度

有效厚度按照公式(13)计算:

$$\delta_e = \delta - C \quad \dots\dots\dots(13)$$

10 计算厚度

10.1 符号

本章使用下列符号:

- D_c —— 盖板的计算直径(椭圆时取短轴),单位为毫米(mm);
- D_i —— 圆筒体、封头或三通主管内径,单位为毫米(mm);
- D_o —— 圆筒体、弯管、弯头、圆弧形集箱筒体、封头、三通主管或等径叉形管外径,单位为毫米(mm);
- d —— 开孔直径,单位为毫米(mm);
- d_i —— 接管或三通支管内径,单位为毫米(mm);
- d_o —— 接管或三通支管外径,单位为毫米(mm);
- $[d]_{i \max}$ —— 热挤压三通满足过渡区强度要求的支管最大允许内径,单位为毫米(mm);
- h_i —— 封头内高度,单位为毫米(mm);
- h_{\min} —— 三通支管最小高度,单位为毫米(mm);
- K_c —— 盖板结构特性系数;
- K_f —— 平端盖结构特性系数;
- K_i —— 弯管、弯头或圆弧形集箱筒体内弧形状系数;
- K_o —— 弯管、弯头或圆弧形集箱筒体外弧形状系数;
- K_s —— 凸形封头结构形状系数;
- L_1 —— 三通主管最小半长,单位为毫米(mm);
- l —— 平端盖直段部分的长度,单位为毫米(mm);
- p —— 计算压力,单位为兆帕(MPa);
- p_r —— 锅炉额定压力,单位为兆帕(MPa);
- R —— 弯管、弯头或圆弧形集箱筒体中心线的曲率半径,或热挤压三通外壁肩部过渡半径,单位为毫米(mm);
- R'_i —— 不等厚圆筒体薄壁处内半径,单位为毫米(mm);
- R''_i —— 不等厚圆筒体厚壁处内半径,单位为毫米(mm);
- r —— 平端盖或三通的过渡圆弧半径,单位为毫米(mm);
- Y_c —— 盖板形状系数;

- α ——等径叉形管主管与接管中心轴线的夹角,单位为度($^{\circ}$);
- β_t ——按计算厚度确定的外径与内径的比值;
- δ ——圆筒体、焊制和锻制三通主管或凸形封头的名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_b ——三通支管名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_e ——热旋压管制缩口封头圆筒部分有效厚度,单位为毫米(mm);
- δ_t ——计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_o ——强度未减弱的热旋压管制缩口封头圆筒部分计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_1 ——平端盖或盖板的名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_2 ——平端盖环形凹槽处的最小厚度,单位为毫米(mm);
- δ_3 ——盖板螺栓连接部位或密封面处环状部位厚度,单位为毫米(mm);
- $[\sigma]$ ——计算壁温下的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- φ_{\min} ——最小减弱系数;
- φ_t ——焊制和锻制三通、等径叉形管的结构减弱系数;
- φ_w ——焊接接头减弱系数。

10.2 圆筒体

10.2.1 圆筒体的计算厚度按照公式(14)或公式(15)计算:

$$\delta_t = \frac{pD_o}{2\varphi_{\min}[\sigma] + p} \dots\dots\dots(14)$$

$$\delta_t = \frac{pD_i}{2\varphi_{\min}[\sigma] - p} \dots\dots\dots(15)$$

10.2.2 承受外压的管子按照 GB/T 150.3 进行校核,但材料许用应力等按照本文件执行;当 D_o 不大于 200 mm 时,计算厚度(δ_t)可取 1.45 倍的公式(14)或公式(15)的计算值。

10.2.3 中径相等的不等厚度锅筒筒体,薄壁与厚壁部分的强度分别按本条款计算,薄壁 D_i 取 2 倍的 R'_i ,厚壁 D_i 取 2 倍的 R''_i 。

10.2.4 圆筒体厚度计算公式应在表 10 的 β_t 范围内使用。

表 10 圆筒体厚度计算公式适用的 β_t 范围

元件名称	β_t	范围
锅筒及启动(汽水)分离器	$\beta_t = 1 + 2\delta_t/D_i$	$\beta_t \leq 1.30$
集箱 	$\beta_t = D_o/(D_o - 2\delta_t)$	$\beta_t \leq 1.50$
		$\beta_t \leq 2.00$ (过热蒸汽)
管子和管道		$\beta_t \leq 2.00$

10.3 凸形封头

10.3.1 典型的椭球和球形封头结构见图 2。

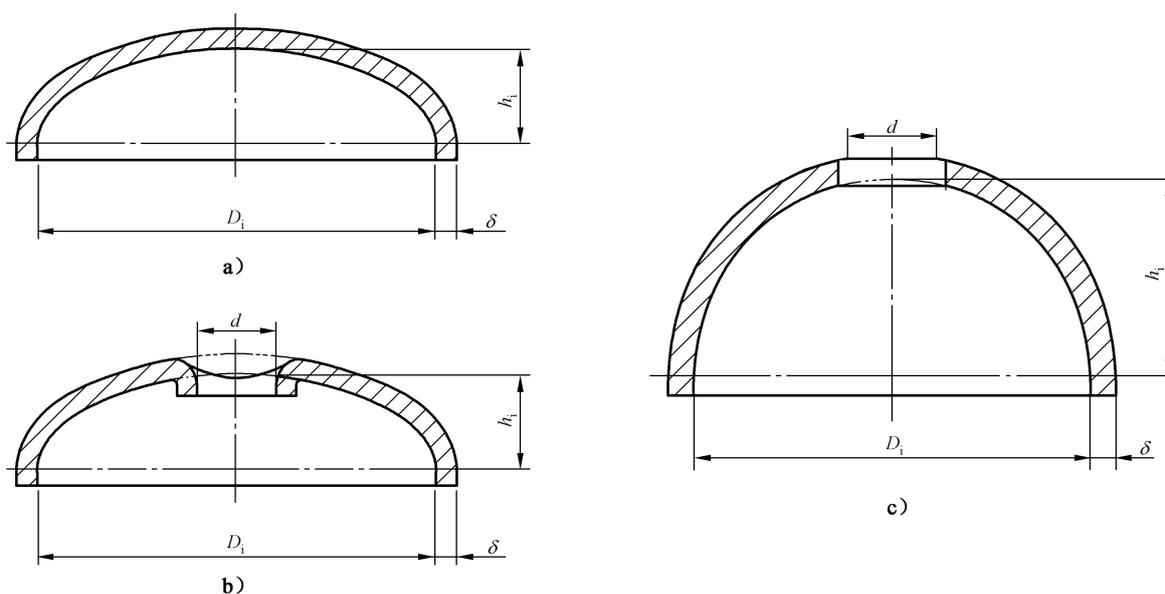


图 2 典型的椭球和球形封头结构示意图

10.3.2 椭球和球形封头的计算厚度按照公式(16)计算：

$$\delta_t = K_s \frac{pD_i}{2\varphi_{\min}[\sigma] - p} \dots\dots\dots(16)$$

其中 K_s 按照公式(17)计算：

$$K_s = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] \dots\dots\dots(17)$$

10.3.3 椭球和球形封头的计算厚度公式的适用范围：

$$\frac{h_i}{D_i} \geq 0.2; \frac{\delta_t}{D_i} \leq 0.15; \frac{d}{D_i} \leq 0.6$$

10.3.4 凸形封顶部中心开孔为椭圆时, d 取椭圆长轴。

10.3.5 热旋压管制缩口封头顶端工艺开孔 d 不小于 80 mm 时, 计算厚度按照公式(16)计算。

10.3.6 热旋压管制缩口封头的 δ_o/δ_e 小于 0.5, 且 p_r 不大于 2.5 MPa 时, 计算厚度公式适用范围中的 d/D_i 用 d/D_o 控制, 并应符合公式(18)的规定：

$$\frac{d}{D_o} \leq 0.8 \dots\dots\dots(18)$$

10.3.7 凸形封头直段的计算厚度按照公式(19)计算：

$$\delta_t = \frac{pD_i}{2\varphi_w[\sigma] - p} \dots\dots\dots(19)$$

10.3.8 顶部中心开孔的凸形封头, 当满足结构要求时, 可按照第 11 章开孔补强方法进行补强。

10.3.9 承受外压的凸形封头按照 GB/T 150.3 进行校核, 但材料许用应力等应按照本文件执行; 或取 1.67 倍的计算压力(p), 用公式(16)确定计算厚度(δ_t)。

10.4 平端盖

10.4.1 平端盖的计算厚度按照公式(20)计算：

$$\delta_t = K_f D_i \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \dots\dots\dots(20)$$

10.4.2 平端盖直段的计算厚度按照公式(21)计算：

$$\delta_t = \frac{pD_o}{2[\sigma] + p} \dots\dots\dots (21)$$

10.4.3 平端盖的结构特性系数(K_f)按表 11 选取。

表 11 平端盖的结构特性系数

结构型式						
K_f	无孔	0.4	0.42	0.4	0.42	
	有孔	0.45	0.47	0.45	0.47	
推荐范围	优先	—	—	—	—	
结构型式						
K_f	无孔	0.65	0.65	0.4	0.58	0.5
	有孔	0.76	0.76	0.4	0.65	0.56
推荐范围	$p_r \leq 2.5 \text{ MPa}$ 且 $D_i \leq 426 \text{ mm}$	$p_r \leq 2.5 \text{ MPa}$ 且 $D_i \leq 426 \text{ mm}$	水压 试验	—	—	

10.5 盖板

10.5.1 盖板计算厚度按照公式(22)计算：

$$\delta_t = K_c Y_c D_c \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \dots\dots\dots (22)$$

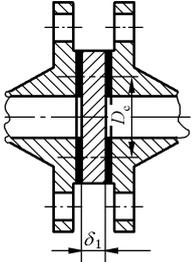
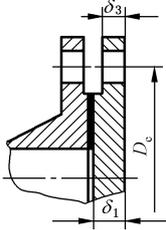
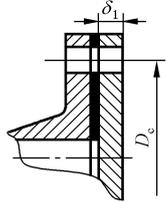
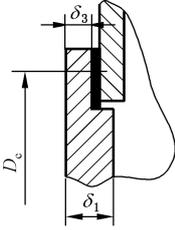
10.5.2 盖板形状系数(Y_c)按照表 12 选取。

表 12 盖板形状系数

b/a	1.00	0.75	0.50
Y_c	1.00	1.15	1.30
注： b/a 为孔的长短轴比，相邻 b/a 之间 Y_c 值用算术内插法确定，小数点后第三位四舍五入。			

10.5.3 盖板结构特性系数(K_c)和计算直径(D_c)按照表 13 规定选取。

表 13 盖板结构特性系数和计算直径

型式				
K_c	0.50	0.55	0.45	0.55
D_c	密封面中径	螺栓孔中心圆直径	螺栓孔中心圆直径	密封面中径

10.5.4 盖板的连接处厚度(δ_3)应符合公式(23)的规定。

$$\delta_3 \geq 0.8\delta_1 \quad \dots\dots\dots(23)$$

10.6 弯管或弯头和内、外弧无开孔的圆弧形集箱筒体

10.6.1 弯管或弯头和圆弧形集箱筒体外弧的计算厚度按照公式(24)计算：

$$\delta_t = K_o \frac{pD_o}{2\varphi_w[\sigma] + p} \quad \dots\dots\dots(24)$$

其中 K_o 按照公式(25)计算：

$$K_o = \frac{4R + D_o}{4R + 2D_o} \quad \dots\dots\dots(25)$$

10.6.2 弯管或弯头和圆弧形集箱筒体内弧的计算厚度按照公式(26)计算：

$$\delta_t = K_i \frac{pD_o}{2\varphi_w[\sigma] + p} \quad \dots\dots\dots(26)$$

其中 K_i 按照公式(27)计算：

$$K_i = \frac{4R - D_o}{4R - 2D_o} \quad \dots\dots\dots(27)$$

10.6.3 弯管或弯头直段和中弧的计算厚度按照公式(28)计算：

$$\delta_t = \frac{pD_o}{2\varphi_w[\sigma] + p} \quad \dots\dots\dots(28)$$

10.6.4 圆弧形集箱筒体中弧的计算厚度按照公式(29)计算：

$$\delta_t = \frac{pD_o}{2\varphi_{\min}[\sigma] + p} \quad \dots\dots\dots(29)$$

10.6.5 弯管或弯头和圆弧形集箱筒体计算厚度公式的适应范围,按照表 10 的集箱和管道部分,其中 β_i 计算公式中 δ_t 取中弧的计算厚度。

10.6.6 外径(D_o)不大于 100 mm 的弯管或弯头,可不校核内弧计算厚度。

10.7 焊制、锻制三通和等径叉形管



10.7.1 焊制、锻制三通和等径叉形管的结构示意图见图 3。

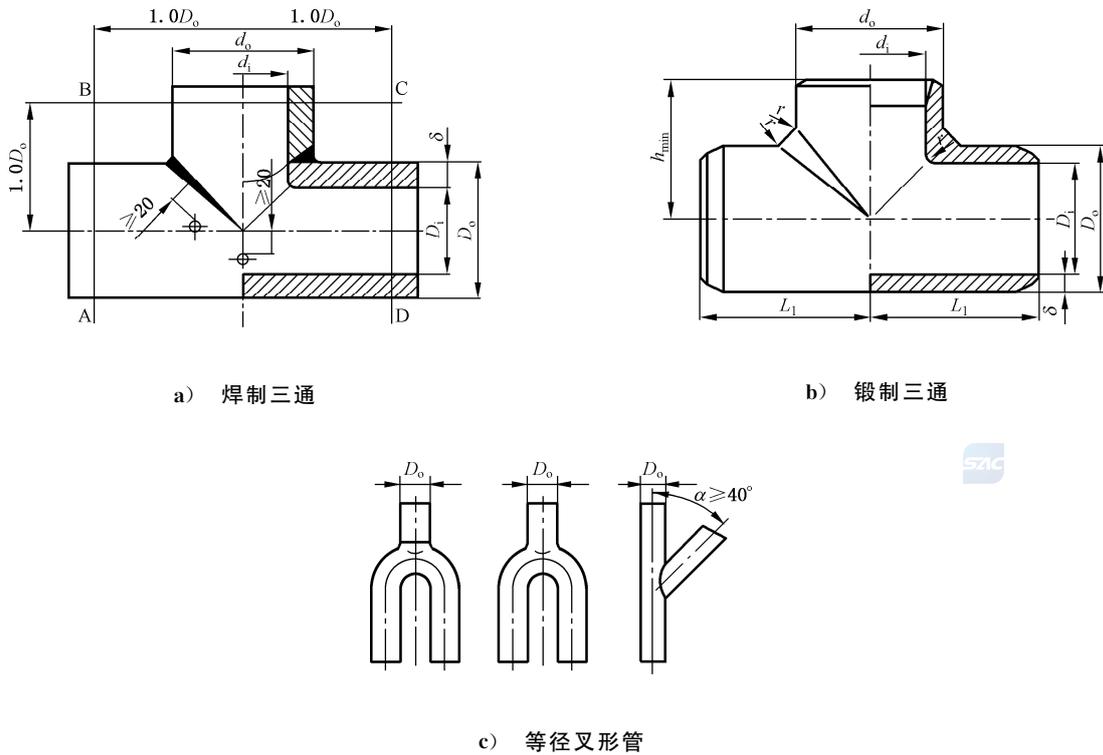


图3 焊制、锻制三通和等径叉形管结构示意图

10.7.2 焊制、锻制三通主管和等径叉形管的计算厚度按照公式(30)计算：

$$\delta_t = \frac{pD_o}{2\varphi_t[\sigma] + p} \dots\dots\dots (30)$$

10.7.3 焊制和锻制三通支管的计算厚度按照公式(31)计算：

$$\delta_t = \frac{pd_o}{2\varphi_t[\sigma] + p} \dots\dots\dots (31)$$

10.7.4 焊制和锻制三通，在允许区域另有孔桥时，公式(30)、公式(31)中的 φ_t 应由 φ_{min} 替代。

10.7.5 焊制和锻制三通的计算厚度公式适用范围：

$$d_i/D_i \geq 0.8; d_o \leq 813 \text{ mm}$$

10.7.6 等径叉形管的计算厚度公式适用范围：

$$D_o \leq 108 \text{ mm}; 1.05 \leq \beta_t \leq 2.00$$

10.8 热挤压三通

10.8.1 热挤压三通主管圆筒体的计算厚度按照公式(32)计算：

$$\delta_t = \frac{pD_o}{2\varphi_{min}[\sigma] + p} \dots\dots\dots (32)$$

10.8.2 热挤压三通支管圆筒体的计算厚度按照公式(33)计算：

$$\delta_t = \frac{pd_o}{2\varphi_{min}[\sigma] + p} \dots\dots\dots (33)$$

10.8.3 热挤压三通过渡区计算厚度及支管最大允许内径($[d]_{i,max}$)按照表 14 计算。

表 14 热挤压三通过渡区计算厚度及支管最大允许内径

单位为毫米

主管外径	≤ 660 mm	> 660 mm
直型三通过渡区计算厚度	$\delta_t = \frac{1.3pD_o}{1.9[\sigma] + p} + 2$	$\delta_t = \frac{1.3pD_o}{2[\sigma] + p} + 10$
鼓型三通过渡区计算厚度	$\delta_t = \frac{1.3pd_o}{1.9[\sigma] + p} + 2$	$\delta_t = \frac{1.3pd_o}{2[\sigma] + p} + 10$
支管最大允许内径	$[d]_{i \max} = d_o + 2R - 2\sqrt{(R + \delta_t + C_1)^2 - R^2}$ 当 $R > 2.42(\delta_t + C_1)$ 时, 取 $[d]_{i \max} = d_o - 2(\delta_t + C_1)$	$[d]_{i \max} = d_o - 2(\delta_t + C_1)$
过渡区(A、B、C、D)范围及相关尺寸示意图		

11 开孔补强

11.1 符号

本章使用下列符号适用于：

- A_0 —— 纵截面内需要的补强面积,单位为平方毫米(mm^2);
- A_1 —— 纵截面内起补强作用的焊缝面积,单位为平方毫米(mm^2);
- A_2 —— 纵截面内起补强作用的接管面积,单位为平方毫米(mm^2);
- A_3 —— 纵截面内起补强作用的垫板面积,单位为平方毫米(mm^2);
- A_4 —— 纵截面内(除接管外)起补强作用的圆筒体或凸形封头的面积,单位为平方毫米(mm^2);
- b —— 圆筒体或凸形封头上开孔有效补强宽度,单位为毫米(mm);
- D_i —— 圆筒体或凸形封头内径,单位为毫米(mm);
- D_o —— 圆筒体或凸形封头外径,单位为毫米(mm);
- d —— 开孔直径或插入式整体焊接接管内径,单位为毫米(mm);
- d_{em} —— 孔桥相邻孔当量直径,单位为毫米(mm);
- d_i —— 接管内径,单位为毫米(mm);
- d_o —— 接管外径,单位为毫米(mm);
- $[d]$ —— 未补强孔的最大允许直径,单位为毫米(mm);
- $[d]_e$ —— 孔桥补强计算时的最大允许当量直径,单位为毫米(mm);

- e ——焊缝高度,单位为毫米(mm);
- h ——接管补强有效高度,单位为毫米(mm);
- h_1 ——补强接管伸出圆筒体或凸形封头内壁的尺寸,单位为毫米(mm);
- K ——斜向孔桥的换算系数;
- K_s ——凸形封头结构形状系数;
- k ——圆筒体或凸形封头开孔结构特性系数;
- p ——计算压力,单位为兆帕(MPa);
- p_r ——锅炉额定压力,单位为兆帕(MPa);
- s ——相邻孔节距(横向取中径弧长),单位为毫米(mm);
- δ ——圆筒体或凸形封头名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_b ——接管名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_{be} ——接管有效厚度,单位为毫米(mm);
- δ_{b0} ——接管计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_e ——圆筒体或凸形封头有效厚度,单位为毫米(mm);
- δ_r ——补强垫板厚度,单位为毫米(mm);
- δ_0 ——强度未减弱圆筒体或凸形封头的计算厚度,单位为毫米(mm);
- $[\sigma]$ ——计算壁温下的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- $[\sigma]_b$ ——计算壁温下的接管许用应力,单位为兆帕(MPa);
- $[\sigma]_2$ ——计算壁温下的垫板许用应力,单位为兆帕(MPa);
- φ_{\min} ——最小减弱系数;
- φ_{nr} ——未经补强的孔桥减弱系数;
- φ_w ——焊接接头减弱系数;
- $[\varphi]$ ——允许最小减弱系数;
- ΣA_0 ——孔桥截面内需要的补强总面积,单位为平方毫米(mm^2);
- ΣA_1 ——孔桥截面内起补强作用的总焊缝面积,单位为平方毫米(mm^2);
- ΣA_2 ——孔桥截面内起补强作用的总接管面积,单位为平方毫米(mm^2)。

11.2 适用条件

11.2.1 本章条适用于圆筒体和凸形封头的单孔补强。

11.2.2 按本章条计算应满足:

- a) 圆筒体开孔尺寸: d/D_i 小于 0.8 且 d 小于 600 mm;
- b) 凸形封头顶部中心开孔尺寸: d/D_i 小于 0.6 且 d 小于 600 mm;
- c) 椭圆孔的长短轴比不大于 2;
- d) 开孔补强有效范围内应保证圆筒体或凸形封头的焊接接头减弱系数为 1。

11.2.3 凸形封头顶部中心开孔满足补强条件,则公式(16)和公式(57)中的 φ_{\min} 用 φ_w 代替。

11.2.4 圆筒体上相邻两孔间距不小于 $d_{em} + 0.5d_0 + e$ 的单独孔桥,按照单孔对其中任一孔进行补强。满足补强条件后,该孔按无孔处理。

11.2.5 本章条不适用于相邻两孔间距小于 $d_{em} + 0.5d_0 + e$,且两孔直径(d)均大于 $[d]$ 的孔桥补强。

11.2.6 圆筒体上非连续排列,且两孔直径(d)均不大于 $[d]$ 的单独孔桥,按照 11.6 进行补强。

11.2.7 当量孔径大于 $[d]$ 的单孔,开孔结构特性系数(k)大于 0.40,应按单孔进行补强;开孔结构特性系数(k)不大于 0.40,可免于补强计算。

11.3 未补强孔及其最大允许直径

11.3.1 胀接孔、螺丝孔和其他不施焊的孔均为未补强孔。

11.3.2 接管与圆筒体或凸形封头焊接结构型式为非补强结构或不满足开孔补强条件的孔视为未补强孔。

11.3.3 插入式整体焊接接管、双面角焊接管(或孔圈),接管(或孔圈)的许用应力 $[\sigma]_b$ 小于圆筒体或凸形封头的许用应力 $[\sigma]$,补强计算时, d 应取接管(或孔圈)内径与 $2\delta_b[1-([\sigma]_b/[\sigma])]$ 之和。

11.3.4 圆筒体上未补强孔的最大允许直径,取公式(34)或图4所得值与200 mm的小者。

$$[d] = 8.1 \sqrt[3]{D_i \delta_e (1 - k)} \quad \dots\dots\dots (34)$$

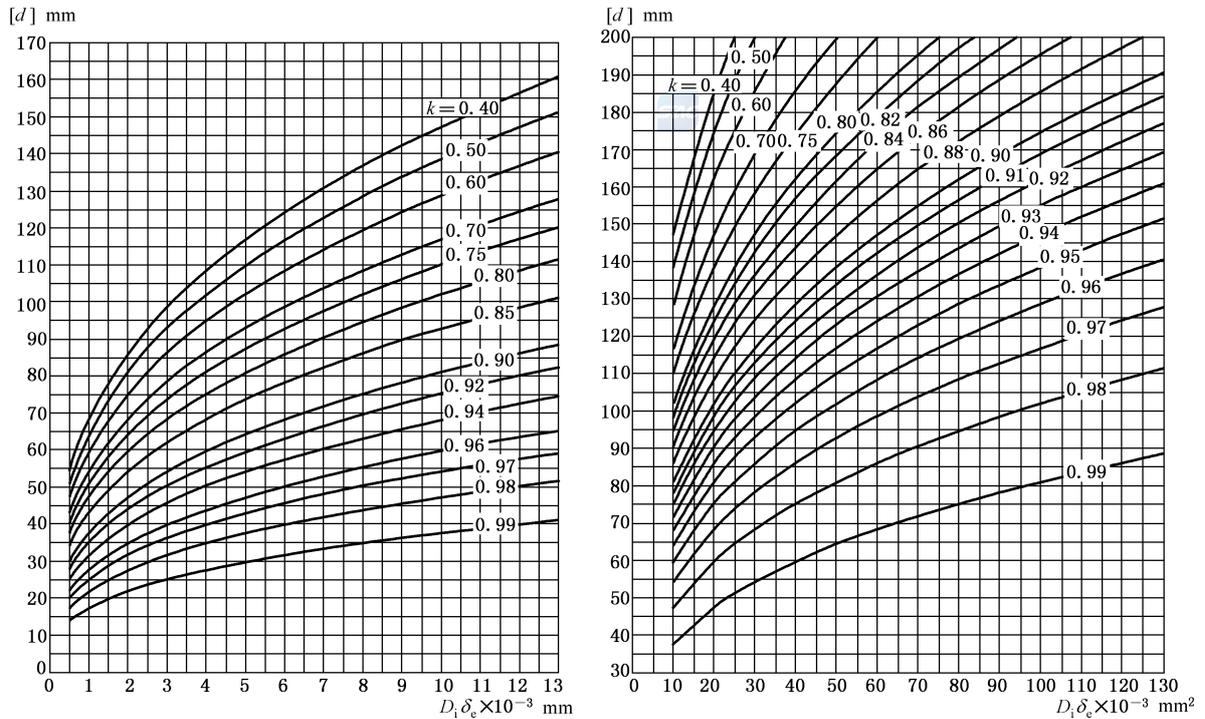


图4 圆筒体未补强孔的最大允许直径曲线图

11.3.5 图4中, $D_i \delta_e$ 计算值大于 $130 \times 10^3 \text{ mm}^2$,按 $130 \times 10^3 \text{ mm}^2$ 取用。

11.3.6 圆筒体的开孔结构特性系数(k)按照公式(35)或公式(36)计算:

$$k = \frac{p D_i}{(2[\sigma] - p) \delta_e} \quad \dots\dots\dots (35)$$

$$k = \frac{p (D_o - 2\delta_e)}{(2[\sigma] - p) \delta_e} \quad \dots\dots\dots (36)$$

11.3.7 未补强凸形封头顶部中心开孔的最大允许直径,按照公式(37)计算:

$$[d] = \left(1 - \frac{p}{2[\sigma]}\right) (1 - k) D_i \quad \dots\dots\dots (37)$$

其中 k 按照公式(38)计算:

$$k = \frac{p D_i K_s}{(2[\sigma] - p) \delta_e} \quad \dots\dots\dots (38)$$

11.4 孔的补强结构

11.4.1 开孔补强接管应采用图5结构型式,其中图5 a)、图5 b)、图5 c)结构型式,仅适用于 p_r 不大于2.5 MPa的锅炉。

11.4.2 图5 a)结构型式仅适用于不受热工作条件,其补强计算参照结构图5 d),且焊缝高度(e)应符合公式(39)的规定。

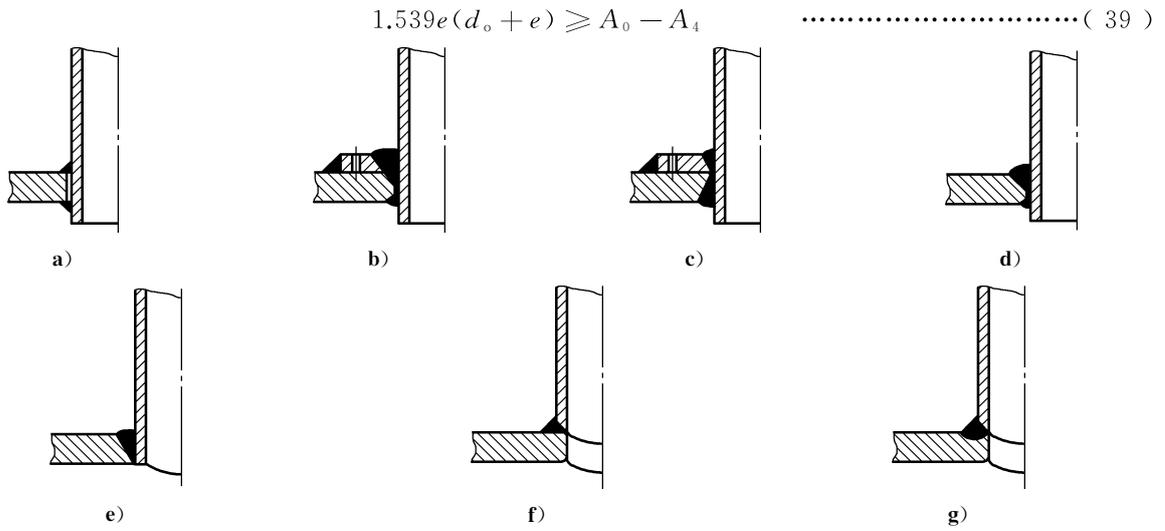


图 5 孔的补强结构型式

11.4.3 仅图 5 d)、图 5 e)、图 5 f)、图 5 g) 结构型式适用于孔桥或凸形封头顶部中心开孔的补强。

11.5 单孔补强

11.5.1 开孔补强应符合公式(40)的规定：

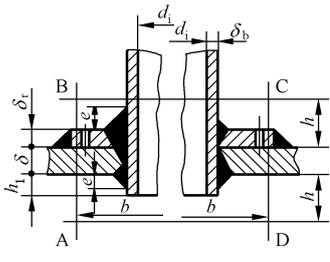
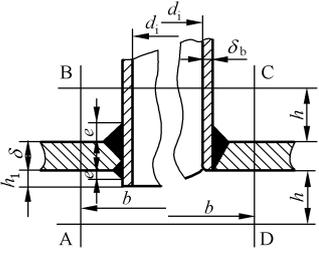
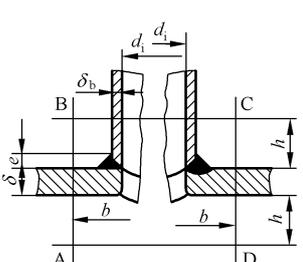
$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \geq A_0 \quad \text{..... (40)}$$

11.5.2 分布在孔边四分之一孔径范围内起补强作用的面积应不小于需要补强面积的三分之二。

11.5.3 当补强元件的许用应力大于被补强元件的许用应力时,则按被补强元件的许用应力计算。

11.5.4 开孔补强有效范围(ABCD)内的补强面积按表 15 确定。

表 15 孔的补强面积范围及计算

补强尺寸和范围			
A_0	$\left[d_i + 2\delta_{be} \left(1 - \frac{[\sigma]_b}{[\sigma]} \right) \right] \delta_0$	$\left[d_i + 2\delta_{be} \left(1 - \frac{[\sigma]_b}{[\sigma]} \right) \right] \delta_0$	$d_i \delta_0$
A_1	$2e^2$	$2e^2$ (或 e^2)	e^2
A_2	$\left[2h (\delta_{be} - \delta_{b0}) + 2h_1 \delta_{be} \right] \frac{[\sigma]_b}{[\sigma]}$	$\left[2h (\delta_{be} - \delta_{b0}) + 2h_1 \delta_{be} \right] \frac{[\sigma]_b}{[\sigma]}$	$2h (\delta_{be} - \delta_{b0}) \frac{[\sigma]_b}{[\sigma]}$
A_3	$0.8\delta_r (b - d_i - 2\delta_b) \frac{[\sigma]_2}{[\sigma]}$	0	0
A_4	$\left[b - d_i - 2\delta_{be} \left(1 - \frac{[\sigma]_b}{[\sigma]} \right) \right] (\delta_e - \delta_0)$	$\left[b - d_i - 2\delta_{be} \left(1 - \frac{[\sigma]_b}{[\sigma]} \right) \right] (\delta_e - \delta_0)$	$(b - d_i) (\delta_e - \delta_0)$

11.5.5 强度未减弱的圆筒体计算厚度(δ_0)按照公式(41)或公式(42)计算:

$$\delta_0 = \frac{pD_i}{2[\sigma] - p} \dots\dots\dots(41)$$

$$\delta_0 = \frac{p(D_o - 2\delta_e)}{2[\sigma] - p} \dots\dots\dots(42)$$

11.5.6 强度未减弱的凸形封头计算厚度(δ_0)按照公式(43)计算:

$$\delta_0 = \frac{pD_iK_s}{2[\sigma] - p} \dots\dots\dots(43)$$

11.5.7 补强接管的计算厚度(δ_{b0})按照公式(44)计算:

$$\delta_{b0} = \frac{p(d_o - 2\delta_{be})}{2[\sigma]_b - p} \dots\dots\dots(44)$$

11.5.8 有效补强范围和尺寸按以下规定选取:

- a) $h = \min(2.5\delta_b, 2.5\delta)$; 当 δ_b/d_i 大于 0.19 时, $h = \sqrt{(d_i + \delta_b)\delta_b}$;
- b) 对于圆筒体: $b = \max(2d_i, d_o + 2\delta)$; 当 $s - d_{em} < \max(d_i, 0.5d_o + \delta)$ 时, $b = 2(s - d_{em})$;
- c) 对于凸形封头: $b = \min[\max(2d_i, d_o + 2\delta), D_i]$;
- d) 非插入式接管, d_i 取开孔直径 d ;
- e) 圆筒体上椭圆孔, d_i 取纵截面上的尺寸, d_o 取长轴尺寸;
- f) 凸形封头顶部椭圆中心孔, d_i, d_o 取长轴尺寸;
- g) 焊缝高度(e), 应取内外焊高较小者(单侧角焊缝除外)。

11.6 孔桥补强计算

11.6.1 圆筒体上的孔桥可用接管多余厚度, 按图 6 所示进行孔桥补强, 提高孔桥减弱系数。

11.6.2 孔桥补强应符合公式(45)的规定:

$$\Sigma A_1 + \Sigma A_2 \geq \left(\frac{\Sigma A_0}{\delta_0} - 2[d]_e \right) \delta_e \dots\dots\dots(45)$$

11.6.3 孔桥补强的有效范围和面积, 按图 6 所示和表 15 的单孔补强规定计算。

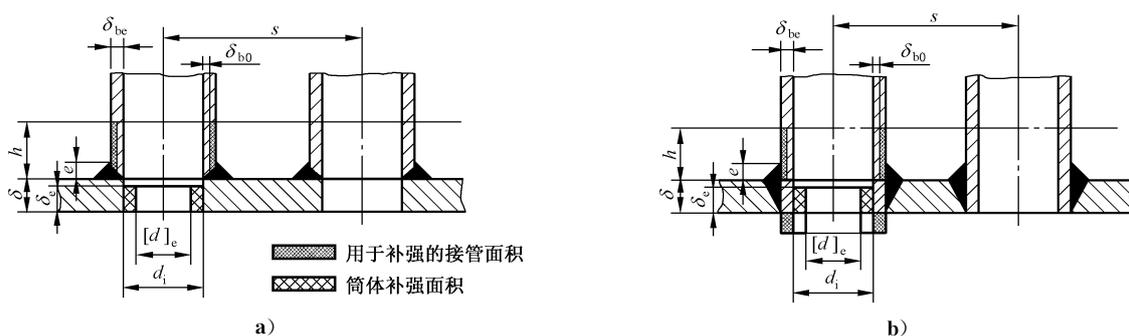


图 6 孔桥补强面积

11.6.4 孔桥补强, 其允许最小减弱系数($[\varphi]$)与未经补强的孔桥减弱系数(φ_{nr})应符合公式(46)的规定:

$$[\varphi] < \frac{4}{3} \varphi_{nr} \dots\dots\dots(46)$$

11.6.5 孔桥补强的最大允许当量孔径($[d]_e$)按照公式(47)、公式(48)、公式(49)计算:

- a) 纵向孔桥:

$$[d]_e = (1 - [\varphi])s \quad \dots\dots\dots(47)$$

b) 横向孔桥:

$$[d]_e = \left(1 - \frac{[\varphi]}{2}\right)s \quad \dots\dots\dots(48)$$

c) 斜向孔桥:

$$[d]_e = \left(1 - \frac{[\varphi]}{K}\right)s \quad \dots\dots\dots(49)$$

11.6.6 圆筒体允许最小减弱系数 $([\varphi])$ 按照公式(50)或公式(51)计算:

$$[\varphi] = \frac{p(D_i + \delta_e)}{2[\sigma]\delta_e} \quad \dots\dots\dots(50)$$

$$[\varphi] = \frac{p(D_o - \delta_e)}{2[\sigma]\delta_e} \quad \dots\dots\dots(51)$$

12 厚度附加量

12.1 符号

本章使用下列符号:

- C ——厚度附加量,单位为毫米(mm);
- C_1 ——腐蚀裕量,单位为毫米(mm);
- C_2 ——工艺附加厚度,单位为毫米(mm);
- C_3 ——钢材厚度下偏差,单位为毫米(mm);
- D_o ——弯管或弯头的外径,单位为毫米(mm);
- m ——钢管厚度下偏差的百分比值,%;
- α ——弯管或弯头工艺厚度变化率,%;
- δ ——名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_t ——计算厚度,单位为毫米(mm)。

12.2 厚度附加量(C)

12.2.1 厚度附加量(C)按照公式(52)计算:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 \quad \dots\dots\dots(52)$$

12.2.2 平端盖和盖板厚度附加量(C)的值取 0 mm。

12.3 腐蚀裕量(C_1)

12.3.1 腐蚀裕量(C_1)宜根据实际腐蚀情况确定。一般情况, C_1 取 0.5 mm,当厚度(δ)大于 20 mm 时, C_1 值取 0 mm。

12.3.2 凸形封头的 C_1 取值与相连圆筒体相同。

12.4 工艺附加厚度(C_2)

12.4.1 工艺附加厚度(C_2)宜根据元件的实际制造工艺情况确定。一般情况, C_2 也可按附录 D 选取。

12.4.2 外径(D_o)不大于 100 mm 的弯管或弯头,不校核内弧计算厚度时,工艺附加厚度(C_2)应按附录 D 选取,弯管或弯头外弧工艺厚度变化率(α)应按照公式(D.5)计算。

12.5 钢材厚度下偏差(C_3)

12.5.1 钢板厚度下偏差(C_3)取钢板标准规定厚度下偏差。

12.5.2 钢管厚度下偏差(C_3)按照公式(53)或公式(54)计算:

$$C_3 = \frac{m}{100 - m} (\delta_t + C_1 + C_2) \quad \dots\dots\dots (53)$$

$$C_3 = \frac{m}{100} \delta \quad \dots\dots\dots (54)$$

13 最高允许压力

13.1 符号

本章使用下列符号:

- D_c —— 盖板的计算直径,单位为毫米(mm);
- D_i —— 圆筒体、封头、三通主管、等径叉形管内径,单位为毫米(mm);
- D_o —— 圆筒体、封头、三通主管(热挤压鼓型三通支管)、等径叉形管外径,单位为毫米(mm);
- K_c —— 盖板结构特性系数;
- K_f —— 平端盖结构特性系数;
- K_i —— 弯管或弯头和圆弧形集箱内弧形状系数;
- K_o —— 弯管或弯头和圆弧形集箱外弧形状系数;
- K_s —— 凸形封头结构形状系数;
- $[p]$ —— 最高允许工作压力,单位为兆帕(MPa);
- $[p]_h$ —— 水压试验最高允许压力,单位为兆帕(MPa);
- R_e —— 钢材在 20 °C 时的屈服强度或规定非比例延伸强度($R_{p0.2}$),单位为兆帕(MPa);
- Y_c —— 盖板形状系数;
- β_e —— 按有效厚度确定的外径与内径的比值;
- δ_e —— 圆筒体、焊制和锻制三通主管、热挤压三通过渡区、凸形封头的有效厚度,单位为毫米(mm);
- δ_1 —— 平端盖或盖板的名义厚度,单位为毫米(mm);
- $[\sigma]$ —— 计算壁温下的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- φ_{\min} —— 最小减弱系数;
- φ_t —— 焊制和锻制三通、等径叉形管的结构减弱系数;
- φ_w —— 焊接接头减弱系数。

13.2 最高允许工作压力

13.2.1 任何工况下,元件的工作压力应不大于最高允许工作压力。

13.2.2 圆筒体最高允许工作压力按照公式(55)或公式(56)计算:

$$[p] = \frac{2\varphi_{\min}[\sigma]\delta_e}{D_i + \delta_e} \quad \dots\dots\dots (55)$$

$$[p] = \frac{2\varphi_{\min}[\sigma]\delta_e}{D_o - \delta_e} \quad \dots\dots\dots (56)$$

13.2.3 凸形封头最高允许工作压力按照公式(57)计算:

$$[p] = \frac{2\varphi_{\min}[\sigma]\delta_e}{K_s D_i + \delta_e} \quad \dots\dots\dots (57)$$

13.2.4 弯管或弯头和圆弧形集箱筒体最高允许工作压力取公式(58)、公式(59)、公式(60)中的较小值:

外弧:

$$[p] = \frac{2\varphi_w[\sigma]\delta_e}{K_o D_o - \delta_e} \dots\dots\dots (58)$$

内弧：

$$[p] = \frac{2\varphi_w[\sigma]\delta_e}{K_i D_o - \delta_e} \dots\dots\dots (59)$$

中弧：

$$[p] = \frac{2\varphi_{\min}[\sigma]\delta_e}{D_o - \delta_e} \dots\dots\dots (60)$$

13.2.5 公式(58)、公式(59)、公式(60)中的 δ_e 取计算部位对应的有效厚度。

13.2.6 平端盖的最高允许工作压力按照公式(61)计算：

$$[p] = \left(\frac{\delta_1}{K_f D_i}\right)^2 [\sigma] \dots\dots\dots (61)$$

13.2.7 盖板的最高允许工作压力按照公式(62)计算：

$$[p] = \left(\frac{\delta_1}{K_c Y_c D_c}\right)^2 [\sigma] \dots\dots\dots (62)$$

13.2.8 焊制、锻制三通和等径叉形管的最高允许工作压力按照公式(63)计算：

$$[p] = \frac{2\varphi_t[\sigma]\delta_e}{D_o - \delta_e} \dots\dots\dots (63)$$

13.2.9 D_o 不大于 660 mm 的热挤压三通最高允许工作压力按照公式(64)计算：

$$[p] = \frac{1.9[\sigma](\delta_e - 2)}{1.3D_o - (\delta_e - 2)} \dots\dots\dots (64)$$

13.2.10 D_o 大于 660 mm 的热挤压三通最高允许工作压力按照公式(65)计算：

$$[p] = \frac{2[\sigma](\delta_e - 10)}{1.3D_o - (\delta_e - 10)} \dots\dots\dots (65)$$

13.2.11 最高允许工作压力下,开孔补强元件应满足补强要求。

13.2.12 多几何段组合元件应分段计算最高允许工作压力,并取其中最小值。

13.3 水压试验最高允许压力

13.3.1 元件的水压试验压力,应不大于水压试验最高允许压力。

13.3.2 圆筒体、焊制或锻制三通、等径叉形管水压试验最高允许压力按照公式(66)计算：

$$[p]_h = 0.45 \frac{\beta_e^2 - 1}{\beta_e^2} \varphi_{\min} R_e \dots\dots\dots (66)$$

13.3.3 凸形封头水压试验最高允许压力按照公式(67)计算：

$$[p]_h = \frac{0.9(\beta_e^3 - 1)}{(\beta_e^3 + 2)K_s + (\beta_e^3 - 1)} \varphi_{\min} R_e \dots\dots\dots (67)$$

13.3.4 按有效壁厚计算的外径与内径比按照公式(68)或公式(69)计算：

$$\beta_e = 1 + \frac{2\delta_e}{D_i} \dots\dots\dots (68)$$

$$\beta_e = \frac{D_o}{D_o - 2\delta_e} \dots\dots\dots (69)$$

13.3.5 平端盖的水压试验最高允许压力按照公式(70)计算：

$$[p]_h = 0.9 \left(\frac{\delta_1}{K_f D_i}\right)^2 R_e \dots\dots\dots (70)$$

13.3.6 盖板的水压试验最高允许压力按照公式(71)计算：

$$[p]_h = 0.9 \left(\frac{\delta_i}{K_c Y_c D_c} \right)^2 R_e \quad \dots\dots\dots (71)$$

13.3.7 水压试验最高允许压力下,开孔补强元件应满足补强要求。

13.3.8 多几何段组合元件应分段计算水压试验最高允许压力,并取其中最小值。

14 附加应力校核

14.1 符号

本章使用下列符号:

- A_e ——管子有效横截面积,单位为平方毫米(mm^2);
- D_i ——圆筒体内径,单位为毫米(mm);
- D_o ——圆筒体外径,单位为毫米(mm);
- F ——附加轴向力,单位为千牛(kN);
- M ——校核截面的弯曲力矩,单位为千牛·毫米($\text{kN} \cdot \text{mm}$);
- M_t ——校核截面的扭转力矩,单位为千牛·毫米($\text{kN} \cdot \text{mm}$);
- p ——计算压力,单位为兆帕(MPa);
- W ——校核截面的抗弯截面模量,单位为立方毫米(mm^3);
- δ_e ——圆筒体的有效厚度,单位为毫米(mm);
- σ_{aa} ——校核截面的附加轴向应力,单位为兆帕(MPa);
- σ_{ab} ——校核截面的附加弯曲应力,单位为兆帕(MPa);
- $[\sigma]$ ——计算壁温下的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- τ ——校核截面的附加扭转应力,单位为兆帕(MPa);
- $\varphi_{c \min}$ ——校核截面的最小减弱系数;
- φ_w ——焊接接头减弱系数。

14.2 圆筒体弯曲应力

14.2.1 圆筒体各校核截面的最大弯曲应力按照公式(72)计算:

$$\sigma_{ab} = \frac{1\,000M}{W\varphi_w} \quad \dots\dots\dots (72)$$

14.2.2 抗弯截面模量(W)计算应考虑由于开孔对截面的减弱。 W 的近似计算方法见附录E。

14.2.3 如圆筒体无较大的局部荷重,圆筒体荷重按照均布荷重考虑。

14.2.4 圆筒体荷重应包括:圆筒体及相连元件的金属重量、满水的水重以及绝热材料的重量等。

14.3 锅筒筒体和集箱筒体弯曲应力校核

14.3.1 当锅筒筒体支点间距大于10 m或最小孔桥减弱系数为横向孔桥时,应进行最大弯曲应力校核。最大弯曲应力应符合公式(73)的规定:

$$\sigma_{ab} \leq [\sigma] - \frac{p(D_i + \delta_e)}{4\varphi_{c \min} \delta_e} \quad \dots\dots\dots (73)$$

14.3.2 集箱筒体最大弯曲应力应符合公式(74)的规定:

$$\sigma_{ab} \leq [\sigma] - \frac{p(D_o - 2\delta_e)^2}{4\varphi_{c \min} \delta_e (D_o - \delta_e)} \quad \dots\dots\dots (74)$$

14.3.3 校核截面最小减弱系数($\varphi_{c \min}$)为所校核截面上最大弯曲应力部位的横向孔桥减弱系数和环向焊接接头减弱系数的较小者。横向孔桥与环向焊接接头重迭,则取两者的乘积。

14.4 管子或管道轴向管壁附加应力校核

14.4.1 由重力载荷引起的管子或管道轴向管壁附加应力(轴向应力、弯曲应力和扭转应力)按照公式(75)进行校核:

$$\sigma_{aa} + \sqrt{\sigma_{ab}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] - \frac{p(D_o - 2\delta_e)^2}{4\varphi_w \delta_e (D_o - \delta_e)} \dots\dots\dots (75)$$

其中 σ_{aa} 、 τ 分别按公式(76)和公式(77)计算:

$$\sigma_{aa} = \frac{1\,000F}{A_e \varphi_w} \dots\dots\dots (76)$$

$$\tau = \frac{500M_t}{W\varphi_w} \dots\dots\dots (77)$$

只有在校核断面上有环向焊缝时,才考虑环向焊接接头减弱系数(φ_w),其值按照表 5 选取。

14.4.2 管道系统应力按照 DL/T 5366 的要求进行校核。

15 结构限制和要求

15.1 符号

本章使用下列符号:

- C_1 —— 腐蚀裕量,单位为毫米(mm);
- D_i —— 封头的内径,单位为毫米(mm);
- D_o —— 圆筒体、三通主管外径,单位为毫米(mm);
- d —— 开孔直径,单位为毫米(mm);
- d_i —— 接管、三通支管内径,单位为毫米(mm);
- d_o —— 接管、三通支管外径,单位为毫米(mm);
- d_r —— 焊制三通补强筋的直径,单位为毫米(mm);
- $[d]_{i\max}$ —— 热挤压三通满足过渡区强度要求的支管最大允许内径,单位为毫米(mm);
- h_i —— 封头内高度,单位为毫米(mm);
- h_{\min} —— 三通支管最小高度,单位为毫米(mm);
- h_r —— 焊制三通补强板高度,单位为毫米(mm);
- K_i —— 焊角高度($i=1,2$),单位为毫米(mm);
- L —— 热挤压三通主管限制开孔最小半长,单位为毫米(mm);
- L_1 —— 三通主管最小半长,单位为毫米(mm);
- l —— 平端盖直段部分的长度,单位为毫米(mm);
- p_r —— 锅炉额定压力,单位为兆帕(MPa);
- q_{\max} —— 元件承受的最大热流密度,单位为千瓦每平方米(kW/m^2);
- R —— 热挤压三通外壁肩部最大过渡半径,单位为毫米(mm);
- r —— 锻制三通过渡圆弧半径,单位为毫米(mm);
- α —— 热挤压三通支管限制开孔区中心角,单位为度($^\circ$);
- δ —— 圆筒体、焊制三通主管或凸形封头的名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_b —— 接管的名义厚度,单位为毫米(mm);
- δ_{bp} —— 热挤压三通支管的最小需要厚度,单位为毫米(mm);
- δ_d —— 热挤压直型三通主管圆筒部分的纵截面无接管侧最小需要厚度、或热挤压鼓型三通缩口前主管圆筒部分的纵截面无接管侧最小需要厚度,单位为毫米(mm);

- δ_{dc} ——设计厚度,单位为毫米(mm);
- δ_{min} ——最小需要厚度,单位为毫米(mm);
- δ_r ——焊制三通补强筋厚度,单位为毫米(mm);
- δ_t ——计算厚度,单位为毫米(mm);
- δ_u ——热挤压直型三通主管圆筒部分的纵截面接管侧最小需要厚度、或热挤压鼓型三通缩口前主管圆筒部分的纵截面接管侧最小需要厚度,单位为毫米(mm);
- δ_{1d} ——热挤压鼓型三通缩口后主管圆筒部分的纵截面无接管侧最小需要厚度,单位为毫米(mm);
- δ_{1u} ——热挤压鼓型三通缩口后主管圆筒部分的纵截面接管侧最小需要厚度,单位为毫米(mm);
- λ ——材料导热系数,单位为千瓦每米每摄氏度[kW/(m·℃)]。

15.2 最大允许厚度

15.2.1 p_r 不大于 2.5 MPa 锅炉的锅炉锅筒可采用不绝热结构,筒体厚度应不大于表 16 所规定的值。

表 16 不绝热锅筒筒体的最大允许厚度

单位为毫米

工作条件	最大允许厚度
600℃ < 烟温 ≤ 900℃ 的烟道内	30
烟温 > 900℃ 的烟道或炉膛内	26

15.2.2 p_r 大于 2.5 MPa 锅炉的不绝热集箱筒体或焊制和热挤压三通厚度应不大于表 17 所规定的值。

表 17 不绝热集箱筒体或焊制和热挤压三通的最大允许厚度

单位为毫米

工作条件	最大允许厚度
600℃ < 烟温 ≤ 900℃ 的烟道内	45
烟温 > 900℃ 的烟道或炉膛内	30

15.2.3 p_r 不大于 2.5 MPa 锅炉的不绝热集箱和防焦箱筒体或焊制和热挤压三通厚度应不大于表 18 所规定的值。

表 18 不绝热集箱和防焦箱筒体或焊制和热挤压三通的最大允许厚度

单位为毫米

工作条件	最大允许厚度
600℃ < 烟温 ≤ 900℃ 的烟道内	20
烟温 > 900℃ 的烟道或炉膛内	15

15.2.4 q_{max} 不小于 580 kW/m² 的受热面管子,名义厚度应符合公式(78)的规定:

$$\delta \leq \frac{D_o}{1 + D_o q_{max} / (10^5 \lambda)} \quad \dots\dots\dots(78)$$

15.3 结构限制

15.3.1 受压元件的开孔等结构应符合 GB/T 16507.3 的规定,对焊接接管端的过渡段尺寸按照 DL/T 695规定确定。

15.3.2 锅筒胀接管孔的孔桥减弱系数不宜小于 0.30。

15.3.3 筒体厚度不等厚过渡区及以外一个厚度长度的区域内不应开孔。

15.3.4 p_r 大于 2.5 MPa 的锅炉,接管(除连接受热面管外)的名义厚度应不小于 $0.015d_o+3.2$ mm。

15.3.5 椭球封头的名义厚度(δ),应不小于相同内径圆筒体的设计厚度(δ_{dc})。

15.3.6 平端盖中心孔的直径或椭圆孔长轴尺寸与受压直径之比应不大于 0.8。

15.3.7 平端盖任意两孔边缘之间的距离应不小于其中小孔的直径。

15.3.8 平端盖开孔边缘至平端盖外边缘之间的距离应不小于 $2\delta_{dc}$ 。

15.3.9 平端盖上的孔不应开在内转角圆弧处。

15.3.10 单筋、蝶式和厚度补强的焊制三通结构型式见图 7。

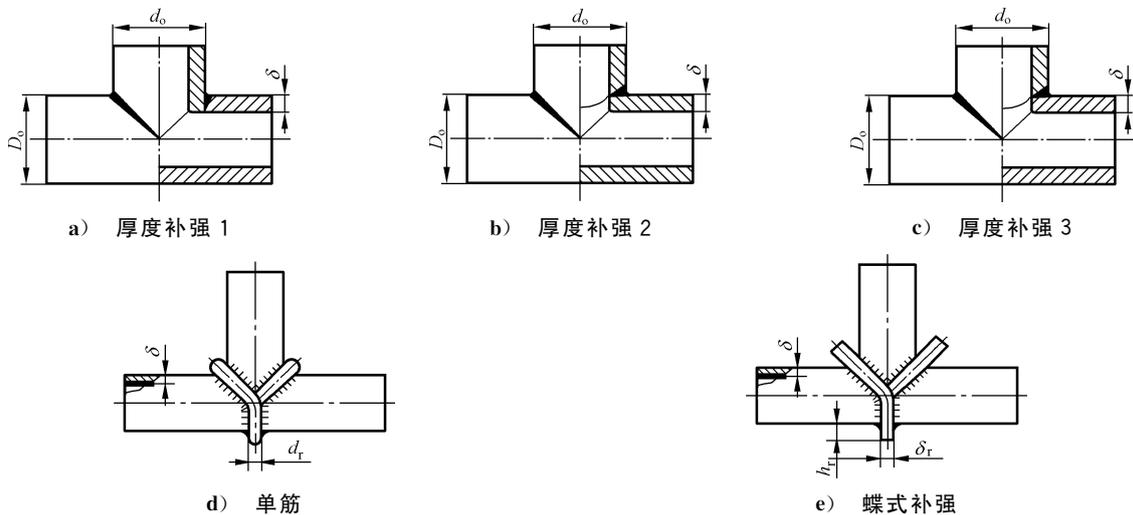


图 7 焊制三通补强结构型式

15.3.11 单筋、蝶式补强元件材质应与焊制三通主管相同,其尺寸应符合表 19 的规定。

表 19 焊制三通单筋、蝶式补强元件的尺寸要求

单位为毫米

补强型式	补强元件尺寸	
	$\delta \leq 20$	$\delta > 20$
蝶式	$\delta_r = \delta; h_r = 6\delta$	$\delta_r = \delta; h_r = 120$
单筋	$d_r = 1.5\delta$	

15.3.12 焊制或锻制三通主管最小半长(L_1)和支管最小高度(h_{min})应不小于 1.15 倍的 D_o 。或 DL/T 695规定。

15.3.13 焊制或锻制三通主管和支管中心轴线偏移 1.0 倍的 D_o 。区域内不宜开孔,无法避免时开孔的边缘至三通相贯线或焊缝边缘的距离应不小于 20 mm,且开孔直径应不大于四分之一 D_o 。和 60 mm。

15.3.14 焊制或锻制三通厚度不等厚过渡区,外壁斜度不宜大于 1 : 2,内壁斜度不宜大于 1 : 4。

15.3.15 锻制三通外壁相贯线过渡倒角的宽和高均取 1.0δ ，但不宜大于 50 mm，过渡倒角与外壁应圆弧过渡，过渡圆弧半径(r)不宜小于 10 mm。

15.3.16 锻制三通内壁相贯线应圆弧过渡，圆弧半径(r)取四分之一 δ_b ，但不宜大于 10 mm。

15.3.17 热挤压鼓型三通厚度应符合表 20 要求。

表 20 热挤压鼓型三通厚度要求

单位为毫米

类型	三通区	其他	示意图
δ_d	$\geq 0.8\delta_t + C_1$	$\geq \delta_{\min}$	
δ_u	$\geq \delta_d$		
δ_{1d}	—		
δ_{1u}	—		
δ_{bp}	$\delta_{bp} \geq 0.5(d_o - [d]_{\max})$		

15.3.18 热挤压直型三通厚度应符合表 21 要求。

表 21 热挤压直型三通厚度要求

单位为毫米

类型	三通区	其他	示意图
δ_d	$\geq 0.8\delta_t + C_1$	$\geq \delta_{\min}$	
δ_u	$\geq \delta_d$		
δ_{bp}	$\delta_{bp} \geq 0.5(d_o - [d]_{\max})$		

15.3.19 热挤压鼓型三通的结构特征尺寸应符合表 22 规定。

表 22 鼓型三通结构特征尺寸值

单位为毫米

三通规格	h	R	L	L_1
203×203×254	216	51	330	355
219×219×273				
254×254×305	254	61	330	355
273×273×324				

表 22 鼓型三通结构特征尺寸值 (续)

单位为毫米

三通规格	h	R	L	L_1
254×254×356	279	67	413	438
273×273×356				
305×305×356	279	67	305	330
324×324×356				
305×305×406	305	76	362	387
325×325×377	305	76	362	387
324×324×406				
356×356×406	305	76	362	387
356×356×457	343	86	462	489
356×356×508	381	95	529	558
356×356×559	419	105	716	743
356×356×610	457	114	716	743
406×406×457	343	86	360	387
406×406×508	381	95	451	476
406×406×559	419	105	652	679
406×406×610	457	114	652	679
457×457×508	381	95	406	431
457×457×559	419	105	581	610
457×457×610	457	114	581	610
450×450×635				
508×508×559	419	105	502	527
508×508×610	457	114	502	527
508×508×660	495	124	591	616
508×508×711	521	133	591	616
559×559×610	457	114	461	482
559×559×660	495	124	591	616
559×559×711	521	133	591	616
610×610×660	495	124	505	533
610×610×711	521	133	505	533
660×660×711	521	133	402	431

15.3.20 热挤压直型三通的结构特征尺寸应符合表 23 规定。



表 23 直型三通的结构特征尺寸

单位为毫米

三通规格	h	R	$L=L_1$
254×254×203	203	46	216
273×273×219			
254×254×254	216	51	216
273×273×273			
305×305×203	229	51	254
305×305×254	241	62	254
324×324×273			
305×305×305	254	61	254
324×324×324			
356×356×254	257	61	279
356×356×305	270	72	279
356×356×324	270	72	279
356×356×324	279	67	279
356×356×356			
406×406×305	295	67	304
406×406×356	305	71	304
406×406×406	305	76	304
457×457×356	330	71	343
457×457×406	330	75	343
457×457×457	343	86	343
508×508×457	368	84	381
508×508×508	381	95	381
559×559×508	406	92	419
559×559×559	419	105	419
610×610×559	432	102	432
610×610×610	457	114	432
660×660×660	495	124	495
711×711×711	520	133	520
762×762×762	559	143	559
813×813×813	597	152	597
864×864×864	635	162	635
914×914×914	673	171	673

15.3.21 热挤压鼓型三通,当 $0.5D_o - \delta_{1d}$ 大于 $0.5d_o - \delta_d$ 时,应增大 δ_{1d} ,以防有用金属被切削。

15.3.22 热挤压鼓型三通,当 $0.5D_o - \delta_{1u}$ 大于 $0.5d_o - \delta_u$ 时,应增大 δ_{1u} ,以防有用金属被切削。

15.3.23 非表列规格三通的其结构特征尺寸参照表中相近三通尺寸或 DL/T 695 的有关规定。

15.3.24 热挤压直型和鼓型三通分区示意图 8。

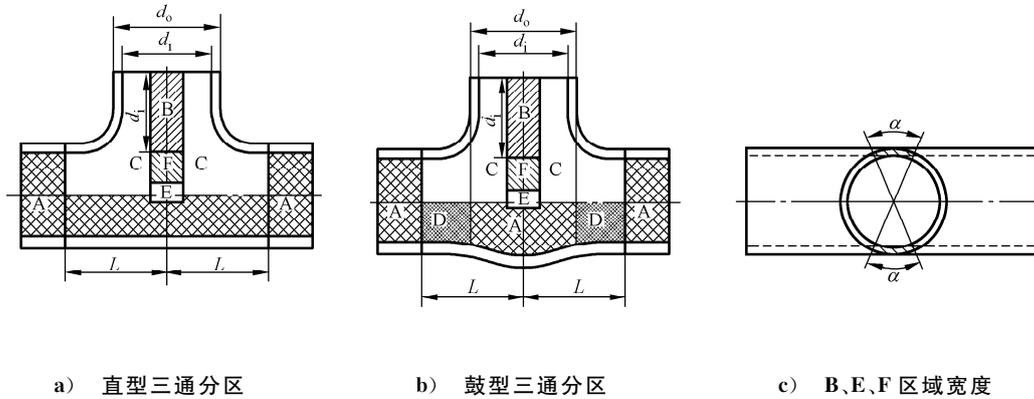


图 8 热挤压直型和鼓型三通分区示意图

15.3.25 热挤压三通 B、F、E 区域的宽度所对应的中心角(α)与三通支管外径有关,支管外径与 α 角的关系见表 24。

表 24 热挤压三通支管外径与 α 角的关系

支管外径 mm	α	支管外径 mm	α
203,219	27°	508	40°
254,273	32°	559	39°
305,324	36°	610	38°
356,377	41°	660,711	37°
406	43°	762,813	36°
457	41°	864,914	35°

15.3.26 热挤压三通 E 区域高度为主管横截面水平中心线向支管侧偏移 20°、向无支管侧偏移 10°范围内的弧长距离。

15.3.27 热挤压直型和鼓型出口三通允许在 A 区域开孔,热挤压鼓型入口三通仅能在内径为常数的 A 区域开孔。

15.3.28 热挤压三通不应在 C、E 区域开孔;不宜在 B、F 区域开孔,无法避免时可在 F 区域及入口三通 B 区域开孔,且孔仅可沿支管轴线排列。

15.3.29 热挤压鼓型入口三通和受热辐射再热器出口三通不应在 D 区域开孔。

15.3.30 热挤压三通各区域内的开孔直径应不大于四分之一 D_o 和 60 mm。

附 录 A
(规范性)
锅筒低周疲劳寿命计算

A.1 符号

本附录使用下列符号：

a	——翻边接管开孔的内投影的长半轴,单位为毫米(mm);
a_t	——计算工况最高壁温下的筒体材料热扩散率,单位为平方毫米每分(mm^2/min);
b	——翻边接管开孔的内投影短半轴,单位为毫米(mm);
C_f	——径向温差热应力结构系数;
C_t	——径向壁温差结构系数;
D_i	——筒体内径,单位为毫米(mm);
E	——计算工况最高壁温下的筒体材料弹性模量,单位为兆帕(MPa);
E_0	——低周疲劳曲线中规定的弹性模量,单位为兆帕(MPa);
e	——自然对数的底;
K_{np}	——内压环向应力集中系数;
K_{rp}	——内压法向应力集中系数;
K_{zp}	——内压轴向应力集中系数;
K_{nr1}	——径向温差环向热应力集中系数;
K_{zr1}	——径向温差轴向热应力集中系数;
K_{nr2}	——周向温差环向热应力集中系数;
K_{zr2}	——周向温差轴向热应力集中系数;
m	——总计算工况数;
N	——低周疲劳设计曲线图中的循环次数;
N_i	——第 i 计算工况的允许循环次数($i=1,2,\dots,m$);
n_i	——第 i 计算工况的预期循环次数($i=1,2,\dots,m$);
p	——计算压力,单位为兆帕(MPa);
p_j	——计算工况压力变动中峰值($j=1$)或谷值($j=2$)处的工作压力,单位为兆帕(MPa);
t	——确定工质速率 v 所取用的时长,单位为分钟(min);
t_c	——计算工况的计算温度,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);
t_h	——计算工况的最高壁温,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);
t_i	——内壁温度,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);
t_l	——计算工况的最低壁温,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);
t_o	——外壁温度,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);
α	——计算工况最高壁温下的筒体材料线膨胀系数,单位为每摄氏度($1/^{\circ}\text{C}$);
β	——按名义厚度确定的外径与内径的比值;
β_1	——温度阻尼系数的参数;
μ	——筒体材料的泊松比, $\mu=0.3$;
δ	——筒体名义厚度,单位为毫米(mm);
δ_e	——筒体有效厚度,单位为毫米(mm);

- Δp —— 压力变化范围,单位为兆帕(MPa);
- Δt_{\max} —— 周向最大壁温差,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);
- Δt_r —— 径向壁温差,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);
- Δt_1 —— 径向壁温差变化范围,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);
- Δt_2 —— 周向最大壁温差变化范围,单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$);
- $\Delta\sigma$ —— 交变应力范围,单位为兆帕(MPa);
- $\Delta\sigma_{nz}, \Delta\sigma_{zr}, \Delta\sigma_{rn}$ —— 主应力差的变化范围,单位为兆帕(MPa);
- σ_a —— 应力幅值,单位为兆帕(MPa);
- σ'_a —— 修正应力幅值,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{e,j}$ —— 筒体在峰值($j=1$)或谷值($j=2$)时的内压薄膜应力值,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{n,j}, \sigma_{r,j}, \sigma_{z,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)合成主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{np,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)内压环向主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{nr1,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)径向壁温差环向主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{nr2,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)周向壁温差环向主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{nz,j}, \sigma_{zr,j}, \sigma_{rn,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)主应力分量的差,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{rp,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)内压法向主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{rr1,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)径向壁温差法向主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{rr2,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)周向壁温差法向主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{zp,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)内压轴向主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{zr1,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)径向壁温差轴向主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $\sigma_{zr2,j}$ —— 计算工况峰值($j=1$)或谷值($j=2$)周向壁温差轴向主应力分量,单位为兆帕(MPa);
- $[\sigma]$ —— 设计中,计算壁温下的许用应力,单位为兆帕(MPa);
- τ —— 时间常数,单位为分(min);
- ν —— 工质温度变化速率,单位为摄氏度每分($^{\circ}\text{C}/\text{min}$);
- χ —— 温度阻尼系数。

A.2 结构要求和考核点

A.2.1 筒体的焊接接管应采用整体结构,适用的接管结构见图 A.1。翻边接管开孔的内投影长短半轴 a 、 b 之比应为 2 : 1。

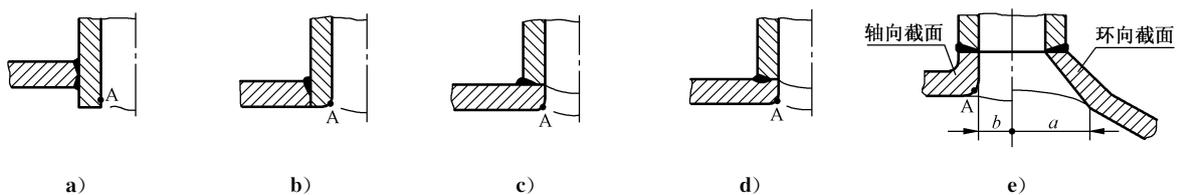


图 A.1 适用的接管结构

A.2.2 疲劳计算首先要确定考核点,考核点位于筒体开孔、孔桥及其他结构不连续或应力集中处。

通常考核点位于筒体较大开孔的内转角处,见图 A.1 中的 A 点。

A.2.3 典型结构的考核点应力分量示意图 A.2。

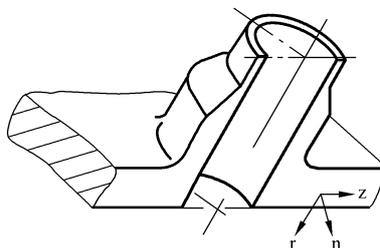


图 A.2 考核点应力分量示意图

A.2.4 考核点的各应力集中系数采用试验或数值计算方法获得,锅筒在考核点 A 处的各应力集中系数也可取表 A.1 中的推荐值。

表 A.1 锅筒考核点 A 处的应力集中系数推荐值

应力集中系数		结构型式	
		图 A.1a)~图 A.1d)	图 A.1e)
内压	K_{np}	3.1	2.5
	K_{zp}	-0.2	0.5
	K_{rp}	$-2\delta_e/(D_i+\delta_e)$	$-2\delta_e/(D_i+\delta_e)$
径向温差	K_{nr1}, K_{zr1}	1.6	
周向温差	K_{nr2}, K_{zr2}	-1.0	

A.3 免于疲劳计算的判别条件

筒体满足下面条件之一可免于疲劳计算：

- a) 按基本负荷设计；
- b) 按 A.5 简化确定的各应力幅值(σ_a)得出的允许循环次数(N_i),及预期循环次数(n_i),满足公式(A.22)累计损伤安全准则。

A.4 应力幅值(σ_a)的简化确定

A.4.1 压力变化范围(Δp)大于 20%计算压力(p),按照公式(A.1)计算：

$$\sigma_a = 3 \frac{\Delta p}{p} [\sigma] \dots\dots\dots (A.1)$$

A.4.2 筒体径向壁温差变化范围(Δt_1)大于 20 °C,按照公式(A.2)计算：

$$\sigma_a = 2\alpha E \Delta t_1 \dots\dots\dots (A.2)$$

A.4.3 筒体周向最大壁温差变化范围(Δt_2)大于 40 °C,按照公式(A.3)计算：

$$\sigma_a = \alpha E \Delta t_2 \dots\dots\dots (A.3)$$

A.5 疲劳载荷及工况组合

A.5.1 疲劳载荷类型至少应包括：

- a) 内压；

- b) 筒体的径向温差；
- c) 筒体的周向温差。

A.5.2 疲劳载荷工况至少应包括：

- a) 冷态启停；
- b) 温态启停；
- c) 热态启停；
- d) 极热态启停；
- e) 水压试验。

A.5.3 疲劳工况的匹配组合，应根据机组的设计或实际运行方式进行。

A.6 疲劳计算中应力确定原则

A.6.1 计算中应力基于线弹性分析。

A.6.2 按以下步骤确定考核点处交变应力范围：

- a) 确定整个计算工况中要计算的所有时刻；
- b) 在图 A.2 所示直角坐标系中，确定考核点处各个计算时刻总应力的六个独立应力分量；
- c) 计算在考核点处两两不同计算时刻由 b) 确定的六个应力分量的差值；
- d) 对 c) 计算出的每组六个应力分量差分别导出三个主应力分量，并计算每组三个主应力分量中最大与最小主应力分量的差；
- e) 交变应力范围($\Delta\sigma$)取由 d) 计算出的所有主应力分量差中的最大值。

A.6.3 假定考核点的主应力方向在整个应力循环中不变化时，外壁绝热的筒体考核点处交变应力范围按照 A.8、A.9 中方法确定。

A.7 考核点峰、谷值应力

A.7.1 内压峰值($j=1$)、谷值($j=2$)的主应力分量按照公式(A.4)计算：

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{np,j} &= K_{np}\sigma_{e,j} \\ \sigma_{zp,j} &= K_{zp}\sigma_{e,j} \\ \sigma_{rp,j} &= K_{rp}\sigma_{e,j} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A.4)$$

A.7.2 内压峰值($j=1$)、谷值($j=2$)的薄膜应力值($\sigma_{e,j}$)按照公式(A.5)计算：

$$\sigma_{e,j} = \frac{D_i + \delta_e}{2\delta_e} p_j \dots\dots\dots (A.5)$$

A.7.3 径向壁温差(Δt_r)按照公式(A.6)计算：

$$\Delta t_r = t_o - t_i = -\frac{C_t \delta^2 v}{a_t} (1 - e^{-\chi t / \tau}) \dots\dots\dots (A.6)$$

若按照公式(A.6)计算的 Δt_r 满足 $|\Delta t_r| > |vt|$ ，则 Δt_r 按照公式(A.7)计算：

$$\Delta t_r = -vt \dots\dots\dots (A.7)$$

A.7.4 径向壁温差结构系数(C_t)、温度阻尼系数(χ)、时间常数(τ)和温度阻尼系数的参数(β_1)，分别按照公式(A.8)~公式(A.11)计算：

$$C_t = \frac{2\beta^2 \ln\beta - \beta^2 + 1}{4(\beta - 1)^2} \dots\dots\dots (A.8)$$

$$\chi = \sqrt{\frac{\beta - 1}{\beta_1}} \dots\dots\dots (A.9)$$

$$\tau = \frac{D_i^2}{16a_t} \dots\dots\dots (A.10)$$

$$\beta_1 = \frac{\beta^5 - 1}{5} - 4\beta^2 \left(\frac{\beta^3 \ln \beta}{3} - \frac{\beta^3 - 1}{9} \right) + 4\beta^4 [\beta (\ln \beta - 1)^2 + \beta - 2] + 2 \left\{ 2\beta^2 [\beta (\ln \beta - 1) + 1] - \frac{\beta^3 - 1}{3} \right\} + \beta - 1 \quad \dots\dots\dots (A.11)$$

A.7.5 峰值计算时, ν 取计算工况中降温初始阶段中工质降温速度最高时段平均降温速率(取负值); 谷值计算时, ν 取计算工况中升温初始阶段中工质升温速度最高时段平均升温速率(取正值)。

A.7.6 径向温差峰值($j=1$)、谷值($j=2$)热应力的主应力分量按照公式(A.12)计算:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{nr1,j} &= K_{nr1} \frac{\alpha E}{C_f(1-\mu)} \Delta t_r \\ \sigma_{zr1,j} &= \begin{cases} 0 \\ K_{zr1} \frac{\alpha E}{C_f(1-\mu)} \Delta t_r \quad [\text{图 A.1e 接管型式}] \end{cases} \\ \sigma_{rr1,j} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A.12)$$

A.7.7 径向温差热应力结构系数(C_f)按照公式(A.13)计算:

$$C_f = \frac{4\beta^2(\beta^2 - 1)\ln\beta - 2(\beta^2 - 1)^2}{4\beta^4 \ln\beta - (3\beta^2 - 1)(\beta^2 - 1)} \quad \dots\dots\dots (A.13)$$

A.7.8 周向温差峰值($j=1$)、谷值($j=2$)热应力的主应力分量按照公式(A.14)计算:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{nr2,j} &= 0.4K_{nr2} \alpha E \Delta t_{\max} \\ \sigma_{zr2,j} &= \begin{cases} 0 \\ 0.4K_{zr2} \alpha E \Delta t_{\max} \quad [\text{图 A.1e 接管型式}] \end{cases} \\ \sigma_{rr2,j} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A.14)$$

一般情况下, 谷值应力计算时 Δt_{\max} 取 40 °C, 峰值应力计算时 Δt_{\max} 取 10 °C。

A.7.9 峰值($j=1$)、谷值($j=2$)合成主应力分量按照公式(A.15)计算:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{n,j} &= \sigma_{np,j} + \sigma_{nr1,j} + \sigma_{nr2,j} \\ \sigma_{z,j} &= \sigma_{zp,j} + \sigma_{zr1,j} + \sigma_{zr2,j} \\ \sigma_{r,j} &= \sigma_{rp,j} + \sigma_{rr1,j} + \sigma_{rr2,j} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A.15)$$

A.8 应力差、应力差变化范围和交变应力范围

A.8.1 峰值($j=1$)、谷值($j=2$)主应力分量差按照公式(A.16)计算:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{nz,j} &= \sigma_{n,j} - \sigma_{z,j} \\ \sigma_{zr,j} &= \sigma_{z,j} - \sigma_{r,j} \\ \sigma_{rn,j} &= \sigma_{r,j} - \sigma_{n,j} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A.16)$$

A.8.2 主应力差变化范围按照公式(A.17)计算:

$$\left. \begin{aligned} \Delta\sigma_{nz} &= | \sigma_{nz,1} - \sigma_{nz,2} | \\ \Delta\sigma_{zr} &= | \sigma_{zr,1} - \sigma_{zr,2} | \\ \Delta\sigma_{rn} &= | \sigma_{rn,1} - \sigma_{rn,2} | \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A.17)$$

A.8.3 交变应力范围按照公式(A.18)计算:

$$\Delta\sigma = \max\{ \Delta\sigma_{nz}, \Delta\sigma_{zr}, \Delta\sigma_{rn} \} \quad \dots\dots\dots (A.18)$$

A.9 应力幅

A.9.1 应力幅值按照公式(A.19)计算:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \quad \dots\dots\dots (A.19)$$

A.9.2 修正的应力幅值按照公式(A.20)计算：

$$\sigma'_a = \sigma_a \frac{E_0}{E} \dots\dots\dots (A.20)$$

A.10 疲劳寿命计算

A.10.1 锅筒常用钢材的低周疲劳设计曲线见图 A.3。

A.10.2 计算工况的计算温度按照公式(A.21)确定。

$$t_c = 0.75t_h + 0.25t_1 \dots\dots\dots (A.21)$$

A.10.3 第 i 工况的允许循环次数(N_i)等于低周疲劳设计曲线(见图 A.3)上, σ'_a 对应的 N 值。

A.10.4 累积损伤的安全准则符合公式(A.22)的规定。

$$\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} < 1 \dots\dots\dots (A.22)$$



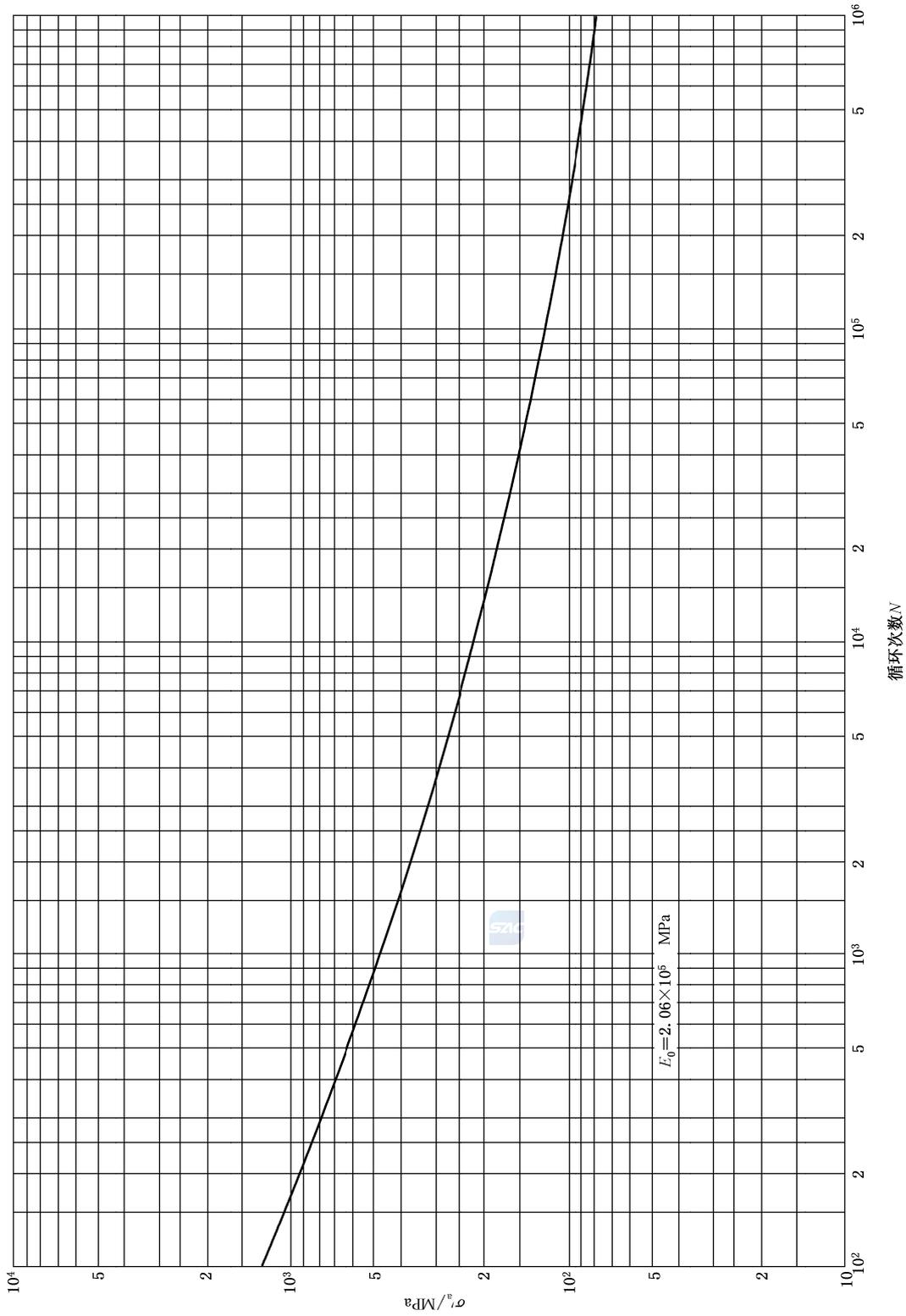


图 A.3 适用于计算温度 t_c 低于 375 °C 锅炉常用钢材的低周疲劳设计曲线

附 录 B

(规范性)

确定元件最高允许工作压力的试验和有限元分析验证法

B.1 符号

本附录使用下列符号：

- f —— 制造成型工艺系数；
- p_b —— 爆破压力,单位为兆帕(MPa)；
- p_i —— 试验或有限元计算温度下的验证压力($i=1,2,3,4$),单位为兆帕(MPa)；
- p_{\min} —— 试验或有限元计算温度下的最小验证压力,单位为兆帕(MPa)；
- p_y —— 试验温度下元件最薄弱部位达到屈服时的压力,单位为兆帕(MPa)；
- $[p]$ —— 最高允许工作压力,单位为兆帕(MPa)；
- R_a —— 圆筒体等回转壳体结构不连续部位的内外壁平均曲率半径,单位为毫米(mm)；
- R_{aa} —— 圆筒体等回转壳体两相邻高应力区之间内外壁平均曲率半径的平均值,单位为毫米(mm)；
- R'_e —— 试验温度下的元件钢材实际屈服强度或规定非比例延伸强度($R'_{p0.2}$),单位为兆帕(MPa)；
- R_m —— 钢材在 20 °C 时的抗拉强度,单位为兆帕(MPa)；
- R_{mt} —— 试验元件钢材在 20 °C 时的实际抗拉强度,单位为兆帕(MPa)；
- δ'_{\min} —— 相邻两高应力区的最小厚度的平均值,单位为毫米(mm)；
- δ'_{\min} —— 结构不连续处的最小厚度,单位为毫米(mm)；
- δ_{pe} —— 实用元件对应于试验元件 δ_{tc} 处的实际厚度,单位为毫米(mm)；
- δ_{tc} —— 试验元件最薄弱处厚度,单位为毫米(mm)；
- Δ —— 试验测量或有限元计算相对误差, %；
- σ_1 —— 第一主应力,单位为兆帕(MPa)；
- σ_3 —— 第三主应力,单位为兆帕(MPa)；
- σ_e —— 当量应力,单位为兆帕(MPa)；
- $[\sigma]$ —— 计算壁温下的许用应力,单位为兆帕(MPa)；
- $[\sigma]_t$ —— 试验或有限元计算温度下的许用应力,单位为兆帕(MPa)；
- φ_w —— 焊接接头减弱系数。

B.2 通用要求

B.2.1 本附录规定了决定元件最高允许工作压力的试验和有限元分析验证方法,这些方法包括:应力试验验证法、屈服试验验证法、爆破试验验证法、应力分析验证法和弹塑性数值分析验证法。

B.2.2 验证方法可用于不满足本文件正文各章节规定适用条件或未列入本文件的特殊受压元件。

B.2.3 元件内壁转角处应圆角过渡,圆角半径应大于 10 mm 或转角处较厚部位厚度的四分之一。

B.2.4 验证法的元件最高允许工作压力按照公式(B.1)确定：

$$[p] = \frac{p_{\min}}{1 + \Delta} \dots\dots\dots (B.1)$$

B.2.5 除爆破试验验证法外,由其他验证方法确定的元件最高允许工作压力,推广用于相同元件时,还应考虑计算温度和实际厚度等差异,修正最高允许工作压力。

B.3. 应力及应力分类

B.3.1 当量应力强度采用最大剪应力强度理论,当量应力按照公式(B.2)计算：

$$\sigma_e = \sigma_1 - \sigma_3 \quad \dots\dots\dots (B.2)$$

B.3.2 一次应力,由机械载荷产生,满足元件内力与外力平衡的应力,不具自限性。

B.3.3 一次薄膜应力,沿截面厚度的平均一次应力。

B.3.4 一次弯曲应力,沿截面径向变化,平均合力为零的一次应力。

B.3.5 二次应力,满足整体变形协调条件,在结构不连续或相邻元件连接部位及其邻近区域产生的附加应力,具自限性。

B.3.6 在回转壳体经线方向上,内、外壁平均或截面平均当量应力值不小于 1.1 倍的 $[\sigma]$ 的应力区域不大于 $\sqrt{R_a \delta'_{\min}}$, 并且相邻两个这样区域的边缘间距不小于 $2.5 \sqrt{R_{aa} \delta'_{a\min}}$, 则此应力属于一次局部薄膜应力。

B.4 试验验证法

B.4.1 应力试验验证法

B.4.1.1 应力试验验证法确定最高允许工作压力的控制原则:

- 区分一次应力(一次薄膜应力、一次局部薄膜应力)和二次应力区域;
- 确定最高试验压力,控制元件各点应力低于验证试验温度时材料的屈服强度;
- 建立一次应力区最大内、外壁平均当量应力与试验压力的线性关系,在该线性关系下,1 倍许用应力对应的压力定义为试验验证压力(p_1);
- 建立一次应力区最大当量应力与试验压力的线性关系,在该线性关系下,1.5 倍许用应力对应的压力定义为试验验证压力(p_2);
- 建立二次应力区最大内、外壁平均当量应力与试验压力的线性关系,在该线性关系下,1.5 倍许用应力对应的压力定义为试验验证压力(p_3);
- 建立二次应力区最大当量应力与试验压力的线性关系,在该线性关系下,3 倍许用应力对应的压力定义为试验验证压力(p_4)。

B.4.1.2 应力试验验证法步骤如下:

- 分别在一次应力和二次应力区域的内、外壁对应点布置粘贴应变片;
- 根据确定的最高试验压力,将压力分成若干升压和降压级;
- 反复分级升压和降压,记录各级压力值及其各应变测点的应变值,直至重复性满足要求为止;
- 取 p_1 、 p_2 、 p_3 、 p_4 中的最小值为最小验证压力(p_{\min});
- 确定验证试验的相对误差(Δ);
- 按照公式(B.1)确定元件的最高允许工作压力($[p]$)。

B.4.2 屈服试验验证法

B.4.2.1 屈服试验验证法仅适用于许用应力不是由蠕变极限或持久强度确定的元件。

B.4.2.2 验证试验温度下,元件钢材的屈服强度与抗拉强度之比不大于 0.6。

B.4.2.3 元件应未受过水压等超压试验,没有形变硬化和内应力。

B.4.2.4 屈服试验验证法的最小验证压力按照公式(B.3)确定:

$$p_{\min} = 0.75 \frac{p_y [\sigma] \varphi_w}{R'_e} \quad \dots\dots\dots (B.3)$$

B.4.2.5 屈服压力(p_y)用应变测量法确定,确定步骤如下:

- 确定二次应力区部位,在该应力区的外壁布置应变片;
- 缓慢分级升压,记录每级压力值及相应的每个测点的应变值,建立最大应变点的应变与试验压力的关系曲线(见图 B.1),取相应残余应变量为 0.2% 的压力为 p_y 。

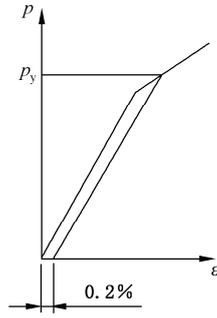


图 B.1 试验确定 p_y 的应变与压力的关系曲线

B.4.2.6 在确定验证试验的相对误差(Δ)后,按照公式(B.1)确定元件的最高允许工作压力($[p]$)。

B.4.2.7 投入运行后,配合内外壁定期检查等安全措施,最高允许工作压力取 1.25 倍的 $[p]$ 。

B.4.3 爆破试验验证法

B.4.3.1 爆破试验验证法仅适用于许用应力不是由蠕变极限或持久强度确定的元件。

B.4.3.2 爆破试件应不少于三个,且 p_b 应取其中最小值。

B.4.3.3 爆破试验验证法的最小验证压力(p_{min})按照公式(B.4)确定:

$$p_{min} = \frac{p_b \delta_{pc} [\sigma] R_m}{4 \delta_{tc} [\sigma]_t R_{mt}} \varphi_w f \dots\dots\dots (B.4)$$

B.4.3.4 一般,制造成型工艺系数(f)取 1,浇铸元件的制造成型工艺系数(f)取 0.7。

B.4.3.5 在确定验证试验的相对误差(Δ)后,按照公式(B.1)确定元件的最高允许工作压力($[p]$)。

B.5 有限元分析验证法

B.5.1 有限元分析验证法的条件和规定

B.5.1.1 对分析设计条件的准确性和完整性应予以确认。

B.5.1.2 有限元计算分析软件应通过认证或公认可靠,并具有完整的用户使用手册等说明文件。

B.5.1.3 元件的设计条件和分析结果文件,应有有限元分析验证和设计单位的批准标识。

B.5.1.4 有限元计算分析结果文件至少应包括:结构设计图、计算模型图、有限元分析报告书等。

B.5.1.5 有限元分析报告书至少应包含:模型简化、边界条件、单元类型、单元划分等输入条件和有限元分析计算结果。其中:应力分析计算结果至少应包含:应力、位移等结果;弹塑性数值分析计算结果至少应包含:载荷、应变等结果。

B.5.1.6 应将有限元分析中元件某一部位的计算结果与已有公认结果的相似部件的分析结果相比较,以证明有限元分析结果的准确性。

B.5.2 有限元分析验证法的一般步骤

B.5.2.1 根据元件的几何结构和载荷特性确定有限元计算分析方案。

B.5.2.2 建立有限元计算模型,选择分析单元类型。

B.5.2.3 输入模型材料参数。材料参数宜从 GB/T 16507.2 中选择。

B.5.2.4 确定载荷、边界条件,划分单元格,将分析模型进行计算。

B.5.2.5 分析计算结果,确定计算误差,判断是否需修改方案重新计算。

B.5.2.6 确定最高允许工作压力。

B.5.3 应力分析验证法

B.5.3.1 应力分析验证法确定最高允许工作压力的控制原则：

- a) 一次应力区,控制最大的内、外壁平均或截面平均当量应力不大于许用应力。建立该当量应力与计算分析压力的线性关系,在此线性关系下,1倍许用应力对应的压力定义为分析验证压力(p_1);
- b) 一次应力区,控制最大的当量应力或截面平均应力与弯曲应力之和的当量应力不大于1.5倍许用应力。建立该当量应力与计算分析压力的线性关系,在此线性关系下,1.5倍许用应力对应的压力定义为分析验证压力(p_2);
- c) 二次应力区,控制最大内外壁平均应力或截面平均当量应力不大于1.5倍许用应力。建立该当量应力与计算分析压力的线性关系,在此线性关系下,1.5倍许用应力对应的压力定义为分析验证压力(p_3);
- d) 二次应力区,控制最大当量应力或截面平均应力与弯曲应力之和的当量应力不大于3倍许用应力。建立该当量应力与计算分析压力的线性关系,在此线性关系下,3倍许用应力对应的压力定义为分析验证压力(p_4)。

B.5.3.2 取 p_1 、 p_2 、 p_3 、 p_4 中的最小值为应力分析验证法的最小验证压力(p_{\min})。

B.5.3.3 在确定应力分析验证法的相对误差(Δ)后,按照公式(B.1)确定元件的最高允许工作压力($[p]$)。

B.5.4 弹塑性数值分析验证法

B.5.4.1 弹塑性数值分析验证法仅适用于许用应力不是由蠕变极限或持久强度确定的元件。

B.5.4.2 弹塑性数值分析验证法确定元件最高允许工作压力的原则：

- a) 由元件材料的标准试件拉伸试验曲线得到真实应力和真实应变关系,建立基于各向同性硬化的材料模型;
注1: 真实应力指由作用于瞬时真实横截面积上的瞬时载荷所决定的正应力。
注2: 真实应变指瞬时长度的无限小增量与该瞬时长度的比值的累积值。
- b) 基于塑性应变增量垂直于屈服面的关联流动法则,采用几何非线性大变形理论;
- c) 压力载荷施加采用由零开始,逐步递增的一次加载方式,直至元件失去承载能力;
- d) 取元件失去承载能力所对应的压力为失效压力(p_b)。

B.5.4.3 弹塑性数值分析验证法的最小验证压力(p_{\min})按照公式(B.5)计算：

$$p_{\min} = \frac{p_b[\sigma]}{4[\sigma]_t} \varphi_w f \dots\dots\dots (B.5)$$

B.5.4.4 在确定弹塑性数值分析验证法的相对误差(Δ)后,按照公式(B.1)确定元件的最高允许工作压力($[p]$)。

附 录 C
(规范性)
设计附加压力(Δp_a)取值

C.1 符号

本附录使用下列符号：

p_o ——元件工作压力,单位为兆帕(MPa)；

p_r ——锅炉额定压力,单位为兆帕(MPa)；

Δp_a ——设计附加压力,单位为兆帕(MPa)。

C.2 设计附加压力(Δp_a)

C.2.1 锅炉再热系统元件, Δp_a 取值应不小于 $0.10p_o$ 。

C.2.2 直流锅炉(再热系统除外)元件, Δp_a 取值应不小于 $0.05p_r$ 。

C.2.3 非直流热水或蒸汽锅炉(再热系统除外)元件, Δp_a 按表 C.1 取值。

表 C.1 设计附加压力

单位为兆帕

锅炉额定压力(p_r)	设计附加压力(Δp_a)
$p_r \leq 0.8$	≥ 0.03
$0.8 < p_r \leq 5.3$	$\geq 0.04 p_r$
$p_r > 5.3$	$\geq 0.05 p_r$

附录 D
(资料性)
工艺附加厚度取值

D.1 符号

本附录使用下列符号：

C_1 ——腐蚀裕量,单位为毫米(mm);

C_2 ——工艺附加厚度,单位为毫米(mm);

C_3 ——钢材厚度下偏差,单位为毫米(mm);

D_i ——封头,单位为毫米(mm);

D_o ——管子外径,单位为毫米(mm);

h_i ——封头内高度,单位为毫米(mm);

p_r ——锅炉额定压力,单位为兆帕(MPa);

R ——弯管、弯头或圆弧形集箱筒体中心线的曲率半径,单位为毫米(mm);

α ——弯管、弯头或圆弧形集箱筒体工艺厚度变化率,%;

δ ——名义厚度,单位为毫米(mm);

δ_t ——计算厚度,单位为毫米(mm)。

D.2 一般情况工艺附加厚度

D.2.1 锅筒筒体厚度(δ)不大于 100 mm,卷制工艺附加厚度(C_2)根据表 D.1 选取。

表 D.1 卷制工艺附加厚度

单位为毫米

卷制工艺	热卷		冷卷	
	$p_r \geq 9.8$ MPa	$p_r < 9.8$ MPa	热校	冷校
附加厚度	4	3	1	0

D.2.2 管制弯管、弯头和圆弧形集箱筒体外弧的工艺附加厚度(C_2)按照公式(D.1)或公式(D.2)计算：

$$C_2 = \frac{\alpha}{100 - \alpha} (\delta_t + C_1) \quad \dots\dots\dots (D.1)$$

$$C_2 = \frac{\alpha}{100} (\delta - C_3) \quad \dots\dots\dots (D.2)$$

D.2.3 管制的弯管、弯头和圆弧形集箱筒体内弧的工艺附加厚度(C_2)按照公式(D.3)或公式(D.4)计算：

$$C_2 = \frac{\alpha}{100 + \alpha} (\delta_t + C_1) \quad \dots\dots\dots (D.3)$$

$$C_2 = -\frac{\alpha}{100} (\delta - C_3) \quad \dots\dots\dots (D.4)$$

D.2.4 直管、直集箱筒体与管制弯管、弯头和圆弧形集箱筒体中弧的工艺附加厚度(C_2)取值为 0。

D.2.5 弯管、弯头和圆弧形集箱筒体工艺厚度变化率(α),应按实际工艺确定。

D.2.6 无实际弯管、弯头和圆弧形集箱筒体工艺厚度变化率时,工艺厚度变化率应按照公式(D.5)

计算：

$$\alpha = \frac{25D_0}{R} \dots\dots\dots (D.5)$$

D.2.7 凸形封头冲压工艺附加厚度(C₂)按照表 D.2 选取。

表 D.2 冲压工艺附加厚度

单位为毫米

结构参数	凸形封头	直段
椭球封头(0.20≤h _i /D ₁ ≤0.35)	0.10(δ _t +C ₁)或 0.09(δ-C ₃)	0
深椭球或球形封头(0.35<h _i /D ₁ ≤0.50)	0.15(δ _t +C ₁)或 0.13(δ-C ₃)	0

附录 E

(资料性)

开孔减弱截面的抗弯截面模量(W_{x1})的近似算法

E.1 符号

本附录使用下列符号：

D_i ——圆筒体的内径,单位为毫米(mm);

D_o ——圆筒体的外径,单位为毫米(mm);

d_i ——孔的直径($i=1,2,3,\dots$),单位为毫米(mm);

I_{x1} ——开孔减弱截面对圆筒体截面重心水平轴线的惯性矩,单位为毫米的四次方(mm^4);

R_a ——圆筒体等回转壳体结构不连续部位的内外壁平均半径,单位为毫米(mm);

W_{x1} ——圆筒体开孔减弱截面对截面重心水平轴线抗弯截面模量,简称“抗弯截面模量”,单位为立方毫米(mm^3);

y_b ——圆筒体开孔减弱截面重心与截面水平轴线之间的垂直距离,单位为毫米(mm);

α_i ——接管中心线与圆筒体水平中心轴线之间的夹角($i=1,2,3,\dots$),单位为度($^\circ$);

δ ——圆筒体的名义厚度,单位为毫米(mm)。

E.2 开孔减弱截面的抗弯截面模量的计算公式

E.2.1 圆筒体开孔减弱截面的示意图见图 E.1。

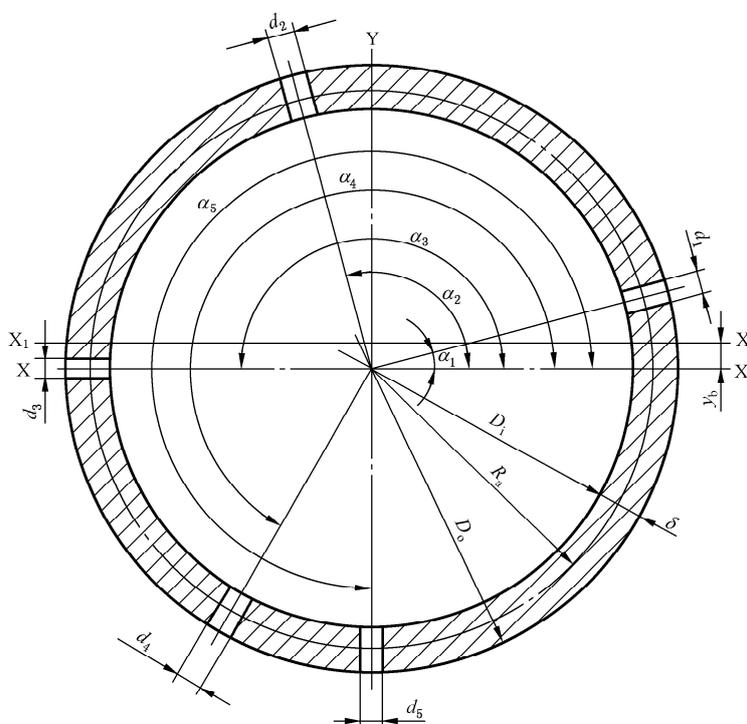


图 E.1 圆筒体开孔减弱截面图

E.2.2 开孔减弱截面的抗弯截面模量按照公式(E.1)计算：

$$W_{x1} = \frac{I_{x1}}{D_o/2 + y_b} \dots\dots\dots (E.1)$$

E.2.3 开孔减弱截面的抗弯截面模量也可按照公式(E.2)近似计算：

$$W_{x1} \approx \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)/64 - \sum d_i \delta R_a^2 \sin^2 \alpha_i}{D_o/2 + y_b} \dots\dots\dots (E.2)$$

E.2.4 圆筒体开孔减弱截面重心与截面水平轴线之间的垂直距离(y_b)按照公式(E.3)计算：

$$y_b = \frac{-\delta R_a \sum d_i \sin \alpha_i}{\pi(D_o^2 - D_i^2)/4 - \sum \delta d_i} \dots\dots\dots (E.3)$$

E.2.5 开孔减弱截面对圆筒体截面重心水平轴线的惯性矩(I_{x1})按照公式(E.4)计算：

$$I_{x1} = \frac{\pi}{64}(D_o^4 - D_i^4) - \sum \left(\frac{d_i^3 \delta}{12} \cos^2 \alpha_i + \frac{d_i \delta^3}{12} \sin^2 \alpha_i + d_i \delta R_a^2 \sin^2 \alpha_i \right) - y_b^2 \left[\frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2) - \sum d_i \delta \right] \dots\dots\dots (E.4)$$



参 考 文 献

- [1] TSG 11 锅炉安全技术规程
 - [2] TSG 91 锅炉节能环保技术规程
-