



GB150.3 《压力容器-设计》

GB150.3-2011

《压力容器-设计》

全国锅炉压力容器标准化技术委员会
2012年2月





目 录

- 受内压圆筒和球壳（第三章）
- 受外压圆筒和球壳以及外压曲线（第四章）
- 各种封头的设计计算方法（第五章）
- 开孔补强的设计方法（第六章）
- 法兰设计计算方法（第七章）





GB150.3 《压力容器-设计》

- ❑ 非圆形截面容器（附录A-规范性附录）
- ❑ 钢带错绕筒体（附录B-规范性附录）
- ❑ 密封结构（附录C-资料性附录）
- ❑ 焊接接头结构（附录D-资料性附录）
- ❑ 关于低温压力容器的基本设计要求
（附录E-规范性附录）





GB150.3对GB150-1998所作的修改和增加的内容

□ 内压圆筒和内压球壳

- 增加了按外径进行壁厚设计计算的相应公式

□ 受外压圆筒和球壳以及外压曲线

- 增加了对应于高强度材料的外压曲线
- 增加了材料与应力系数 B 曲线图的对应选用表





□ 各种封头的设计计算方法

- 增加了偏心锥壳、低压折边平封头、带筋平封头和拉撑结构的设计计算方法
- 调整了部分平盖的结构特征系数 K
- 修改了球冠形封头、锥壳与筒体连接的加强设计方法





□ 开孔补强的设计方法

- 增加了针对筒体上法向接管开孔补强设计的分析方法，开孔率适用范围可达0.9
- 修改了平盖上开孔接管的补强设计方法

□ 法兰设计计算方法

- 增加了整体法兰和按整体法兰计算的任意法兰的刚度校核要求
- 增加了波齿垫片设计选用参数





□ 附录D “焊接接头结构”

— 按多年来我国压力容器行业的实践经验以及国外相关标准规范的内容对GB150-1998附录J所列的各种焊接接头结构形式作了调整, 并增加了若干E类焊接接头的结构形式





GB150.3 《压力容器-设计》

□ 附录E “关于低温压力容器的基本设计要求”

- 按材料和制造技术要求，对低温压力容器的界定作了修改
- 更加严格了适用“低温低应力工况”的条件





□ 受内压壳体的强度设计

■ 筒体的壁厚设计

$$\delta = \frac{p_c \cdot D_o}{2[\sigma]^t \phi + p_c}$$

$$\delta = \frac{p_c \cdot D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c}$$





GB150.3 《压力容器-设计》

- 弹性力学解
(拉美公式)

屈服条件 (第一强度理论)

- GB150规定圆筒中径公式的适用范围为 $p/[\sigma] \cdot \phi \leq 0.4$ (即 $K \leq 1.5$)

结论: 按第一强度理论, 中径公式得到的极限压力稍大于拉美解的极限压力

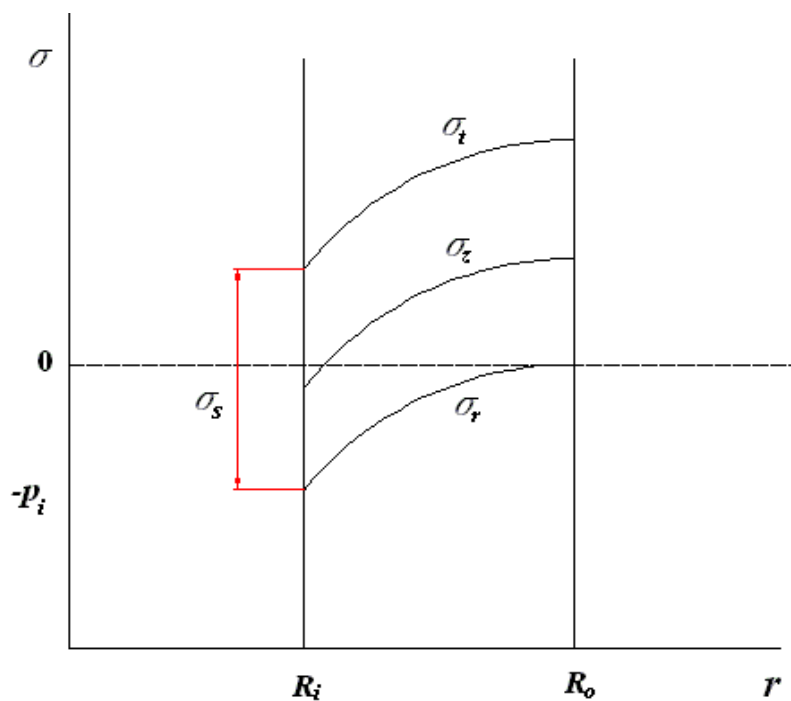




GB150.3 《压力容器-设计》

仍利用拉美解，但采用塑性材料适用的第三强度理论作为

屈服条件：
$$p_s = \sigma_s \cdot \ln K$$



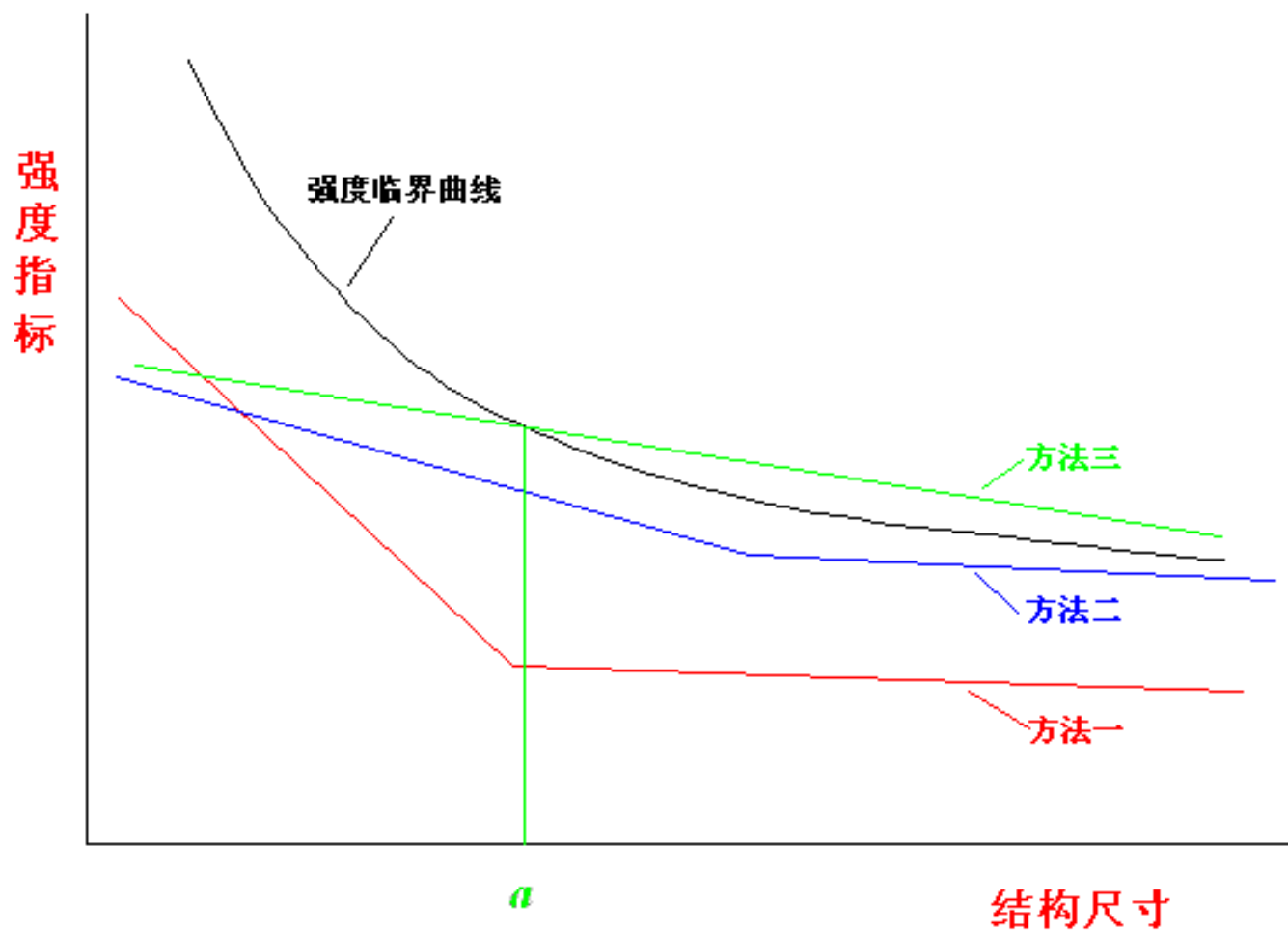
沿壁厚方向全屈服





GB150.3 《压力容器-设计》

● 工程设计方法与结构的安全性





● 球壳的壁厚设计

中径公式:

$$\sigma \cdot \pi \cdot D \cdot \delta = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p$$

$$\sigma = \frac{p \cdot D}{4\delta} \Rightarrow \begin{cases} \sigma = \frac{p \cdot (D_o - \delta)}{4\delta} \\ \sigma = \frac{p \cdot (D_i + \delta)}{4\delta} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \delta = \frac{p_c \cdot D_o}{4[\sigma]' \phi + p_c} \\ \delta = \frac{p_c \cdot D_i}{4[\sigma]' \phi - p_c} \end{cases}$$

● 半球形封头壁厚计算公式与圆筒壁厚计算公式对应





GB150.3 《压力容器-设计》

- 用弹塑性力学解得到的球壳极限压力

$$p_{L2} = 2[\sigma]\phi \ln K$$

- GB150规定球壳中径公式的适用范围为 $p/[\sigma]\cdot\phi \leq 0.6$
(即 $K \leq 1.35$, 相对误差约为 -0.7%)





□ 受外压壳体的刚度设计

- GB150中关于外压壳体的计算所考虑的主要失效模式是结构在外压载荷作用下的周向失稳，也兼顾结构的塑性强度破坏
- 无限长圆筒失稳时的波数为2，失稳临界压力可以下式求得：

$$p_{cr} = 2.2E \left(\frac{\delta}{D_o} \right)^3$$





GB150.3 《压力容器-设计》

- 短圆筒的失稳临界压力可按简化的米赛斯公式计算：
- 失稳临界压力可按以下通用公式表示：
- 圆筒失稳时的环向应力和应变：





GB150.3 《压力容器-设计》

定义

$$A = \varepsilon_{cr} = f\left(\frac{L}{D_o}, \frac{D_o}{\delta}\right)$$

—— 外压应变系数

定义

$$B = \frac{2A \cdot E}{3}$$

—— 外压应力系数

注：有了 A 和 B 的定义后，受外压筒体可用图算法进行设计，该方法计及了圆筒的非弹性失稳。

- 受外压球壳的临界压力计算公式





□ 受外压圆筒和外压计算曲线

在GB150-2011中对外压壳体计算用的 B 值曲线作了扩充，所有GB150给出的材料都对应有相应的 B 值曲线（见表4-1）





□ 各种封头的设计计算方法

- GB150中关于各种封头的设计计算考虑的主要失效模式有结构在内压作用下的塑性强度破坏和局部失稳、结构在外压载荷作用下的失稳以及封头与筒体连接处可能发生的累积塑性变形引起的失效





GB150.3 《压力容器-设计》

- 锥形封头的壁厚设计
- 对于承受外压的锥形封头应首先满足该设计条件下的强度要求 (**GB150-2011新增的要求**)
- 受内压无折边锥壳大端与筒体连接处的应力校核
(包括两部分)
 - 1) 压力作用下为满足变形协调产生的边缘应力校核
(**GB150-1998包括的计算内容**)
 - 2) 轴向力 Q_L 作用下, 为满足连接边缘的力平衡和变形协调所产生的应力校核 (**GB150-2011新增的计算校核内容**)





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 无折边锥壳小端与筒体连接处的加强计算

1) 压力作用下为满足变形协调产生的边缘应力校核
(GB150-1998包括的计算内容)

2) 轴向力 Q_s 作用下, 为满足连接边缘的力平衡和变形协调所产生的应力校核 (GB150-2011新增的计算校核内容)

■ 有折边锥壳与筒体连接处进行的加强计算方法同GB150-1998中的方法





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 外压力作用下的无折边锥形封头也需要对轴向力 Q_L 作用下，为满足连接边缘的力平衡和变形协调所进行的应力校核
(GB150-1998包括的计算内容)

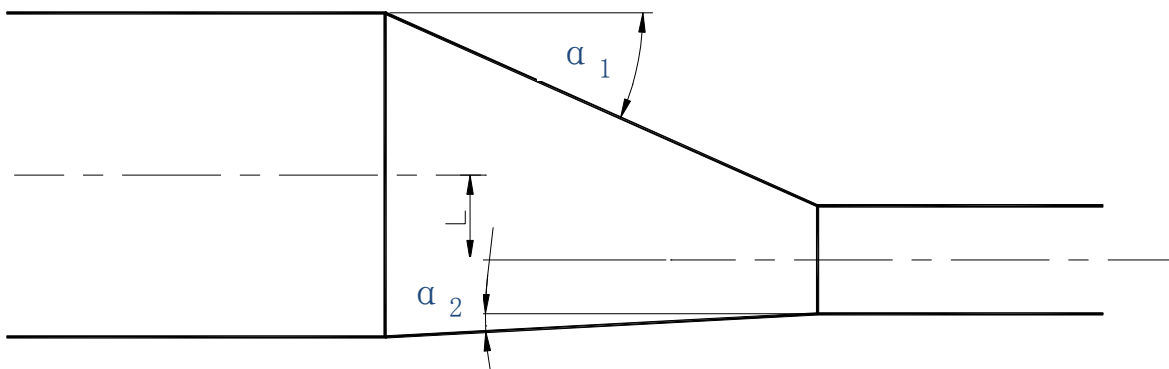
1) 分析结果表明在锥壳大端与筒体连接处的最大压应力为经向应力：

2) 无折边锥壳小端与圆筒连接处是否需加强直接先计算需要的加强面积(式5-29)：





■ 偏心锥壳的厚度计算



- 1) 受内压偏心锥壳，取 α_1 和 α_2 中大值，按正锥壳计算；
- 2) 受外压偏心锥壳，分别取 α_1 和 α_2 ，按正锥壳计算。





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 平盖设计

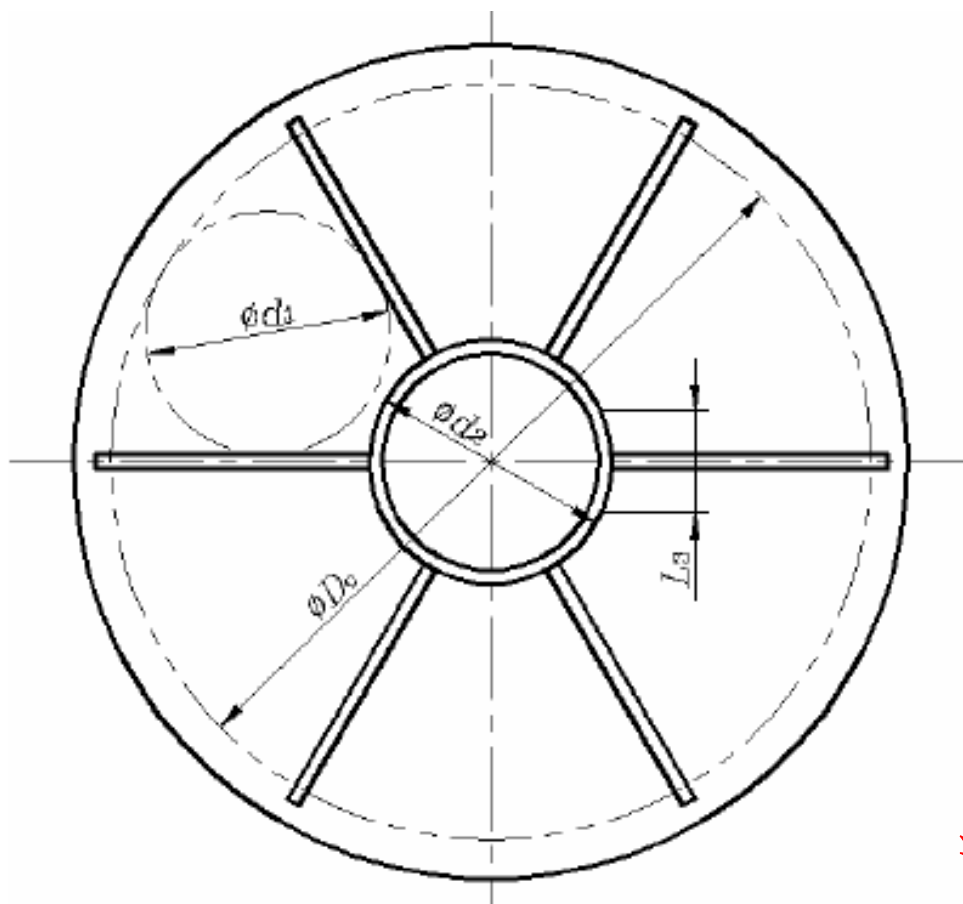
- a) 平盖厚度计算公式同GB150-1998，但结构形式和计算系数 K 有所不同
- b) 在GB150-2011中新增了结构13、14、16、17





GB150.3 《压力容器-设计》

c) 加筋的圆形平盖



$$\delta_p = d \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma]^t}}$$

式中： d 取图5-23所示 d_1 和 d_2 中较大者，其中

$$d_1 = \frac{\sin(180/n)}{1 + \sin(180/n)} D_c$$

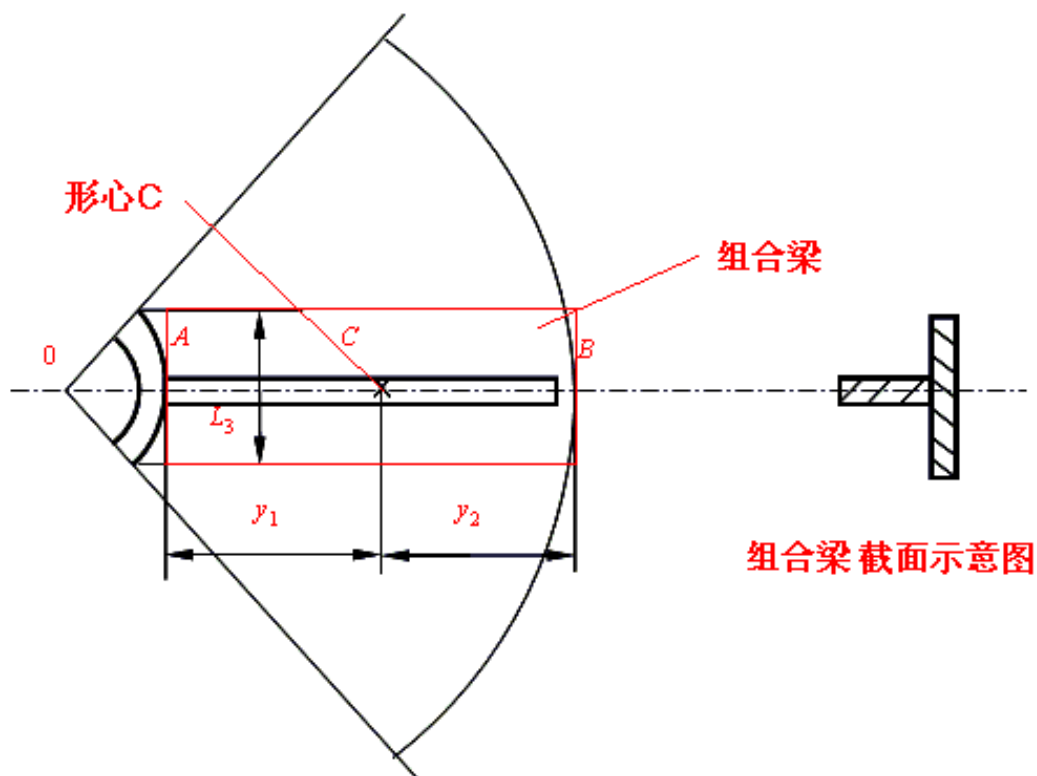
$$K = 0.44$$

注：筋板数 $n \geq 6$ ；应尽可能使 $d_1 = d_2$





GB150.3 《压力容器-设计》



当采用矩形截面筋板，将组合梁看成A端为固支，B端为简支，扇形区承受的压力作用在组合梁的形心C。这样，筋板与平盖组合截面抗弯模量 W 应满足：

$$W \geq 0.08 \frac{p_c \cdot D_c^3}{n[\sigma]_r}$$

注：

- a) 如采用矩形截面筋板，其高厚比一般为5~8；
- b) 筋板与平盖之间应采用双面焊；
- c) 平盖中心加强圆环截面的抗弯模量不小于加强筋板的截面抗弯模量。





GB150.3 《压力容器-设计》

d) 拉撑结构的设计

适用于以棒材、管材或板材（以下简称“拉撑”）支撑的凸型封头、平封头及筒体的设计及计算

$$\delta_c = L \sqrt{\frac{P_c}{[\sigma]^t K}}$$

1) 规则拉撑结构的系数 L 和 K : $L = \max(L_1, L_2, L_3)$





GB150.3 《压力容器-设计》

2) 不规则拉撑结构的系数 L 和 K :

- (a) 取通过3个支撑点的内部没有支撑的最大圆直径为 d , 则支撑的间距 $L = d_c / \sqrt{2}$
- (b) 按最大圆通过的相应支撑点类型, 系数 K 取表 5-14的平均值 (当支撑结构中存在不同支撑点类型)。





GB150.3 《压力容器-设计》

3) 拉撑件的强度校核:

a) 无孔板的支承载荷:

b) 多孔板的支撑载荷:

c) 拉撑所需要的最小截面面积

$$a = \frac{1.1W}{[\sigma]_t}$$





□ 开孔补强的设计方法

- GB150中关于开孔补强计算所考虑的失效模式是开孔接管结构在压力载荷作用下的局部高应力而引起的开裂(没有考虑循环载荷引起的疲劳破坏)
- 开孔补强的目的:





GB150.3 《压力容器-设计》

- 不需另行补强的最大孔直径见表6-1，并应满足以下要求：
 - a) 设计压力 $p \leq 2.5 \text{ MPa}$;
 - b) 两相邻开孔中心的间距（对曲面间距以弧长计算）应不小于两孔直径之和；对于3 个或以上相邻开孔，任意两孔中心的间距（对曲面间距以弧长计算）应不小于该两孔直径之和的2.5 倍；
 - c) 开孔不得位于A、B 类焊接接头上。





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 开孔补强的计算截面选取

所需的最小补强面积应在下列规定的截面上求取：

- a) 对于圆筒或锥壳开孔，该截面通过开孔中心点与筒体轴线；
- b) 对于凸形封头或球壳开孔，该截面通过封头开孔中心点，沿开孔最大尺寸方向，且垂直于壳体表面





■ 平盖上开孔的补强计算方法

a) 平盖上开单个孔且开孔直径不大于 $0.5 D_o$ （ D_o 取平盖计算直径，对非圆形平盖取短轴长度），可用等面积法进行补强计算，所需最小补强面积

$$A = 0.5 d_{op} \cdot \delta_p$$

b) 平盖上开有多个孔时，可采用增加平盖厚度进行补强的方法。计算削弱系数 v ：

$$v = \frac{D_c - \sum b}{D_c}$$





■ 圆筒径向接管开孔补强设计的分析法

a) 适用范围

- 1) 适用于内压作用下具有单个径向接管的圆筒，当圆筒具有两个或两个以上开孔时，相邻两开孔边缘的间距不得小于 $2\sqrt{D_i\delta_n}$ ；
- 2) 圆筒、接管或补强件的材料，其标准室温屈服强度与标准抗拉强度下限值之比 $R_{eL}/R_m \leq 0.8$ ；
- 3) 接管或补强件与壳体应采用截面全熔透焊缝，从而确保补强结构的整体性；
- 4) 对圆筒或接管进行整体补强，应满足补强范围尺寸（自接管、圆筒交线至补强区边缘的距离：对于圆筒 $l > \sqrt{D_i\delta_n}$ ，对于接管 $l_i > \sqrt{d_o\delta_{mi}}$ ），或整体加厚圆筒体；补强范围内的A、B类焊接接头不得有任何超标缺陷，必要时应对此提出无损检测要求；





GB150.3 《压力容器-设计》

5) 圆筒与接管之间角焊缝的焊脚尺寸应分别不小于 $\delta_n/2$ 和 $\delta_{nt}/2$, 接管内壁与圆筒内壁交线处圆角半径在 $\delta_n/8$ 和 $\delta_n/2$ 之间;

6) 本设计方法适用下列参数范围:

$$\rho \leq 0.9$$

$$\max[0.5, \rho] \leq \frac{\delta_{et}}{\delta_e} \leq 2$$





b) 分析法的基本原理

1) 采用解析法得到壳体开孔接管处的应力分布（其结果的精确程度与有限元法的结果相当）

2) 按应力分类法将危险部位的应力进行划分，确定一次局部薄膜应力和一次+二次应力

3) 按强度条件限制应力水平为：

$$\text{等效薄膜应力 } S_{II} \leq 2.2 [\sigma]^t$$

$$\text{等效弯曲应力 } S_{IV} \leq 2.6 [\sigma]^t$$

注：对于特殊要求的压力容器，等效薄膜应力的限制值可为 $1.5 \sim 2.2[\sigma]^t$





GB150.3 《压力容器-设计》

c) 分析法的计算步骤

1) 等效应力校核

2) 补强结构尺寸设计





GB150.3 《压力容器-设计》

可按两种方式校核结构强度是否合格：

(1) 方式一

令 $h=h^{(0)}$ ，查图6-14，遇中间值采用内插法得到 g_{min} ；

计算： $(\delta_t)_{min} = g_{min} \cdot \delta_t$

校核： $(\delta_t)_{min} \leq \delta_{et}^{(0)}$

(2) 方式二

令 $g=g^{(0)}$ ，查图6-14，遇中间值采用内插法得到 h_{min} ；

计算： $(\delta)_{min} = h_{min} \cdot \delta$

校核： $(\delta)_{min} \leq \delta_e^{(0)}$





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 关于一次局部薄膜应力的强度条件

a) 来源和组成

除了平衡外载荷所需要的应力部分外, 还包括为了满足不同结构边缘变形协调而产生的边缘应力部分

b) 特性

一次局部薄膜应力有局部性和自限性





GB150.3 《压力容器-设计》

c) 一次局部薄膜应力的强度条件

由其局部性和限性可允许该应力（**线弹性分析得到的名义应力**）水平超过材料的屈服点或许用应力

按工程经验，标准规范中一般规定：

$$S_{II} \leq 1.5[\sigma]^t$$





GB150.3 《压力容器-设计》

d) 对于受内压的筒体上法向开孔接管结构，实验证明，使结构发生失效的一次局部薄膜应力水平可达 $2.2 [\sigma]^t$

而对于受内压的锥壳小端与筒体连接结构，当一次局部薄膜应力的最大值达到 $1.5[\sigma]^t$ 时，超过一倍许用应力的区域将大于 $\sqrt{R\delta}$ ，结构可能是不安全的





□ 关于法兰设计计算和选用

- 法兰设计应考虑的主要失效模式是整个法兰接头的泄漏，还需顾及螺栓、垫片和法兰的强度

- 影响法兰接头密封性能的因素：

- 基于Waters法的法兰设计方法

注：Waters法的假定条件之一是结构处于线弹性状态下，当法兰颈部屈服后，Waters的分析结果将于实际应力分布状况不符。上述强度条件4即为补偿法兰颈部屈服而引起的计算应力值和实际应力值之间的偏差。





GB150.3 《压力容器-设计》

- 规范中规定的法兰设计强度条件:

注: Waters法的假定条件之一是结构处于线弹性状态下, 当法兰颈部屈服后, Waters的分析结果将于实际应力分布状况不符。上述强度条件4即为补偿法兰颈部屈服而引起的计算应力值和实际应力值之间的偏差。





GB150.3 《压力容器-设计》

- 法兰中的最大环向应力与法兰环的转角成正比，该转角对法兰接头的密封性能有较大影响。

GB150-2011增加了关于整体法兰的刚度条件：

- **GB150-2011中规定的带颈法兰制造条件：**





□ 关于最大允许工作压力(MAWP)的确定方法

- 对于需安装安全泄放装置且需进行气密性试验的容器，为使安全泄放装置的整定压力高于气密性试验压力(一般为设计压力)，应确定设备的最高允许工作压力(MAWP)
- 一台设备的最高允许工作压力(MAWP) 是客观存在的，在工程设计中一般可不要求得到其精确值
- 如在图纸上标注了设备的MAWP，则应以该值来确定压力试验的最低值





■ 确定MAWP的一般方法

- 1) 利用关于壳体(包括筒体和封头)的最高允许工作压力计算公式求得该设备壳体的 p_{max} ;
- 2) 以该 p_{max} 对设备上所有其他的受压元件进行校核;
- 3) 如所有的校核计算结果都合格, 则就取该 p_{max} 为设备的 MAWP; 如有一个或多个受压元件校核不合格, 则应适当降低该 p_{max} 值后对不合格的元件重新校核, 直到所有受压元件都校核合格。





□ 附录A“非圆形截面容器”

- 本附录的内容即为GB150-1998附录D的内容，计算公式和强度条件基本相同
- 本附录中考虑的载荷为压力和其他机械载荷，因此，本标准中将计算得到的薄膜应力都作为一次总体薄膜应力加以限制，将计算得到的弯曲应力都作为一次弯曲应力加以限制





■ 非圆形容器壳体强度条件:

1. 压力和机械载荷引起的薄膜应力应不大于 $[\sigma]^t\phi$;
2. 压力和机械载荷引起的总应力(即薄膜应力与弯曲应力之和)应不超过以下数值:

a) 无加强容器 (图A.1~A.5) 的侧板或外加强带圆角矩形截面容器上无加强圆角处, (图A.7) 取 $1.5[\sigma]^t\phi$;

b) 外加强容器的组合截面处

1) 碳素钢、低合金钢、铁素体不锈钢取: $\frac{R'_{eL}}{1.5}\phi$;

2) 奥氏体不锈钢取: $0.9R'_{p0.2} \cdot \phi$ 和 $\frac{R_{p0.2}}{1.5}\phi$ 两者中小值。





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 对于上述的 2 b) 条给出的强度条件，这是考虑到当受弯矩作用的截面由两部分面积（这两部分面积代表的材料强度还可能是不一样的）组成时，使得整个截面发生屈服的最大名义应力有可能小于 $1.5\sigma_s$ ，即在考虑安全系数和焊接接头系数后，其强度条件应限制最大名义应力不超过 $(R_{eL}/1.5) \cdot \phi$ 。对于奥氏体不锈钢，可允许采用高应力的概念，即可采用强度条件 2 b) 2)。





GB150.3 《压力容器-设计》

- 在对侧板上的A、B类焊缝处进行校核时，强度条件中的焊接接头系数应按本标准中规定取值；当对两侧板的角接焊接接头处进行校核时，强度条件中的焊接接头系数可取为1.0，条件是该角接接头按图D.11或图D.13
- 本附录中A.4~A.6节给出了非圆形截面容器横截面上最大弯矩处的应力，当焊接接头不在最大弯矩处而在侧板的其他部位时，应对该焊缝处的应力按表A.5另行进行计算和校核。

图 D. 11





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 本附录中A.4~A.6节给出了非圆形截面容器横截面上最大弯矩处的应力，当焊接接头不在最大弯矩处而在侧板的其他部位时，应对该焊缝处的应力按表A.5另行进行计算和校核。



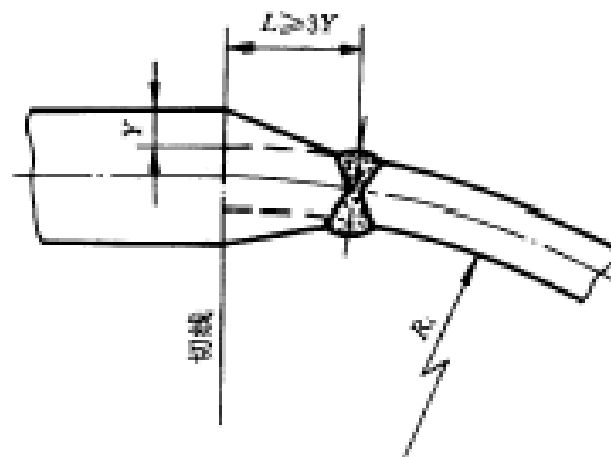


□ 附录D“焊接接头结构”

■ 本附录仅列出一些常用的焊接接头结构供设计和制造选用

■ A、B类焊接接头结构

1. 取消了GB150-1998中关于封头厚度方向中面与筒节厚度方向中面对齐的焊接结构（如图）



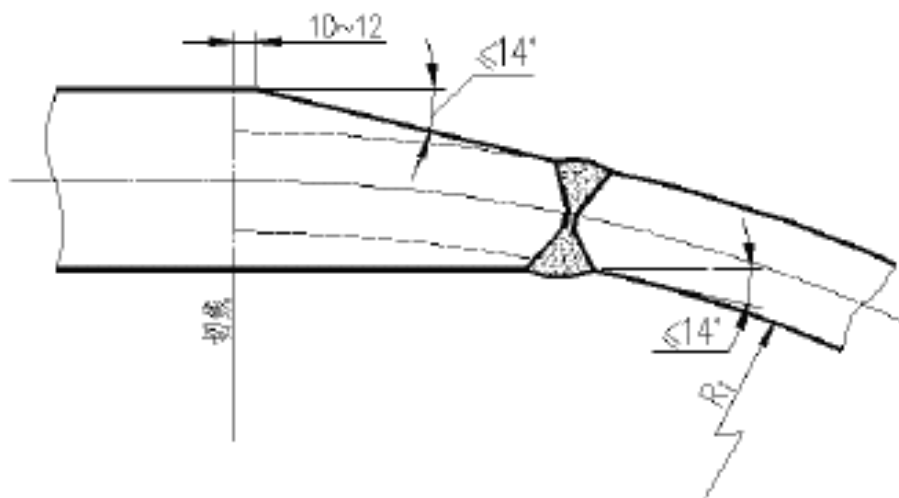
(d) 封头厚度小于圆筒厚度





GB150.3 《压力容器-设计》

2. 增加了另一封头厚度小于圆筒厚度的焊接接头结构（如图）



f) 封头厚度小于圆筒厚度





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 接管、凸缘与壳体的连接

1. 本附录给出了常见的插入式、嵌入式和安放式接管与壳体的焊接结构供参考
2. 取消了GB150-1998中原图J. 6 (d) 和图J. 9 (c) 的焊接接头结构（如图）
3. 增加两个不全焊透的带补强圈接管与壳体的焊接接头结构





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 平封头与圆筒的连接

参照ASME VIII-1标准，增加了一些典型的连接结构供选用

■ 凸形封头与圆筒的搭接连接

删除了GB150-1998附录J中图J11中关于“当圆筒厚度 $\delta_n \leq 16\text{mm}$ 时，可用做端封头”的注，即不推荐设计时采用此结构型式用作端封头与圆筒的连接





GB150.3 《压力容器-设计》

■ 多层容器

GB150-1998附录J图J14(e)、(f)，图J18(a)、(b)、(c)、(h)、(i)、(l)、(m)，考虑使用场合较少，本次不再列出

■ 钢带错绕容器端部焊接结构

增加了该端部焊接结构以同本标准附录B配套，但选用此焊接结构需同时满足附录B的要求





■ 夹套封闭件结构

本附录所推荐的夹套封闭件结构设计，仅表示焊接接头的型式，并不包括设计及制造的所有细节，且所列结构并不意味着只限于本附录图示或所述的结构型式

■ 非受压附件与受压元件的连接

该部分为新增内容，给出常用非受压附件与受压元件之间连接的E类焊接接头连接结构型式。

承受较大载荷的设备吊耳等附件与容器壁或其垫板的连接应尽量采用全焊透的连接结构





□ 附录E”关于低温压力容器的基本设计要求”

■ 关于低温压力容器的界定

■ 关于低温低应力工况

1. 指壳体或其受压元件的设计温度虽然低于 -20°C ，但容器元件实际承受的最大一次总体薄膜和弯曲应力小于或等于钢材标准常温屈服强度的 $1/6$ ，且不大于 50 MPa 时的工况





2. 对于不要求焊后热处理的容器，应将设计温度加40℃确定是否仍符合低温容器而选择材料和制造条件，更加严格了适用“低温低应力工况”的条件

3. “低温低应力工况”并没有改变低温容器的“设计温度”这一参数，不能认为温度 $T(\Delta)$ 是调整后的容器设计温度。在图样或设计文件中应另行表明 $T(\Delta)$ 是选材和确定制造技术要求的温度依据





4. 不能用于低温条件的Q235系列钢板材料仍然不能用于“低温低应力工况”

■ 低温压力容器的材料性能要求、结构设计、制造要求





GB150.3 《压力容器-设计》

谢 谢！

