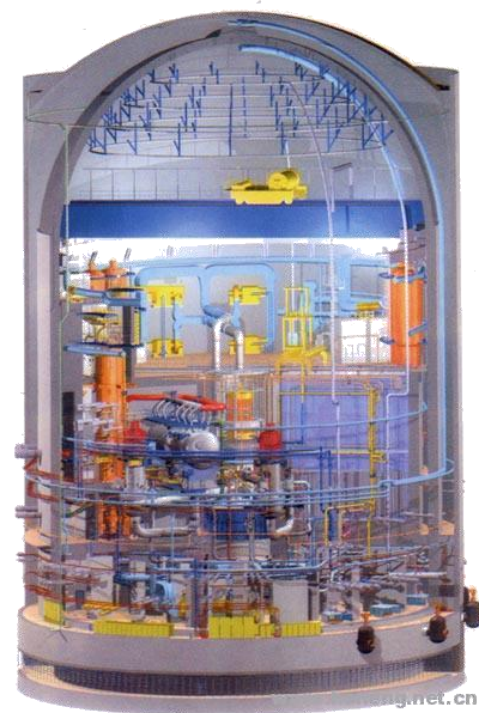
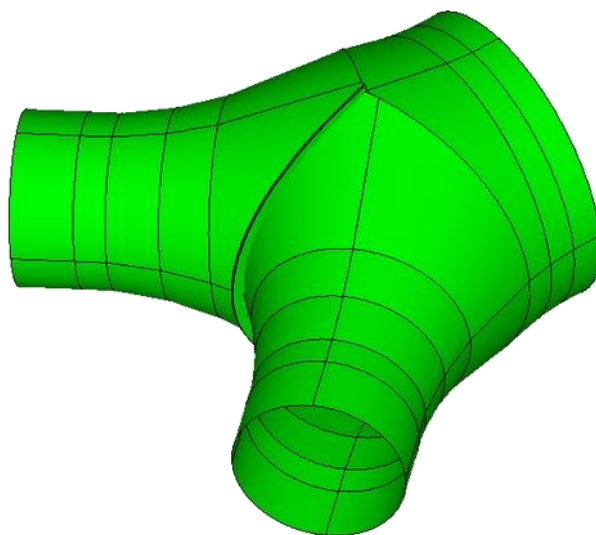
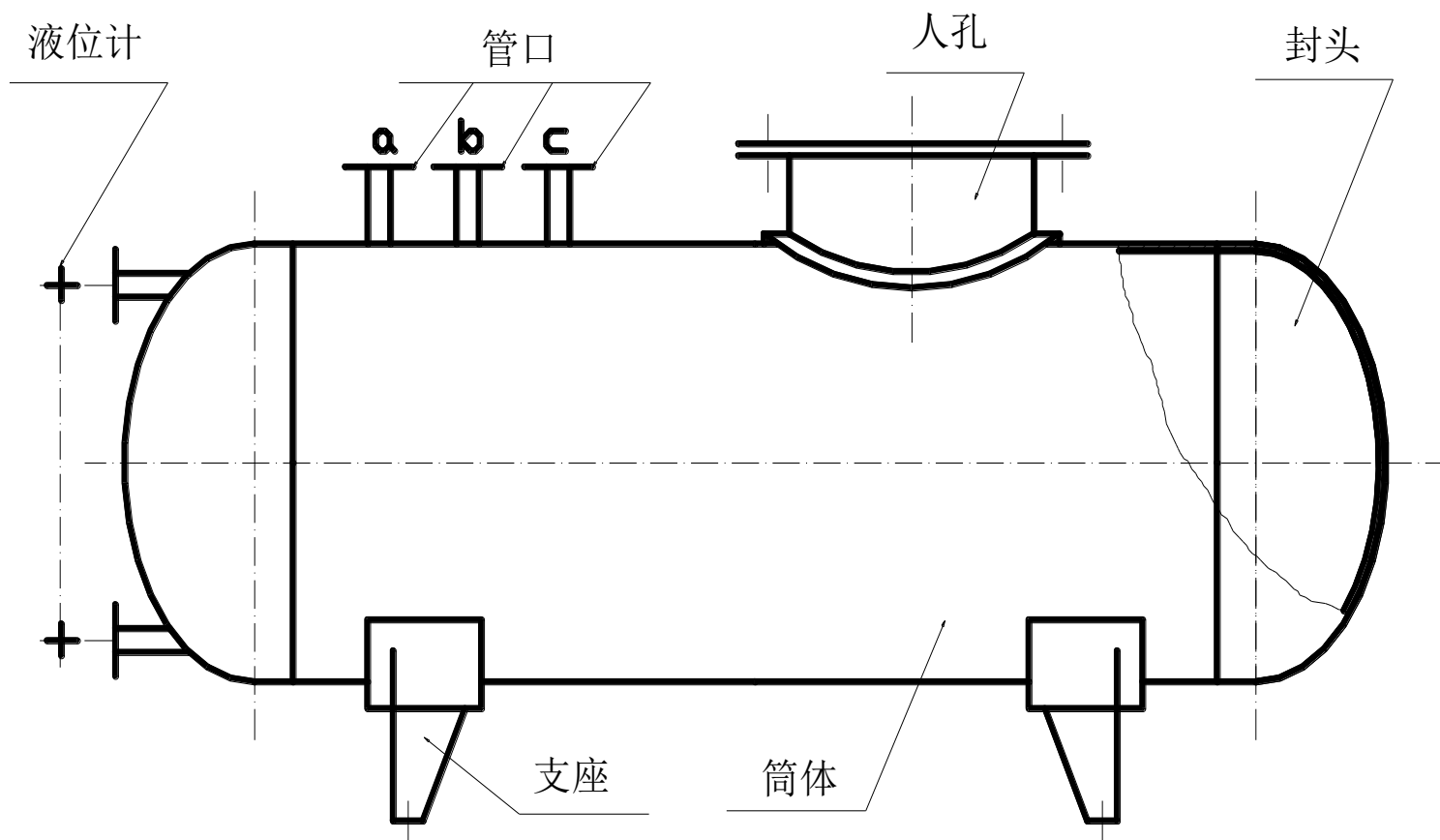


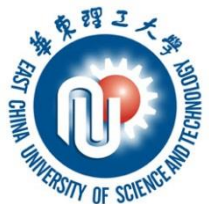
过程设备机械设计基础

8. 压力容器



压力容器典型结构



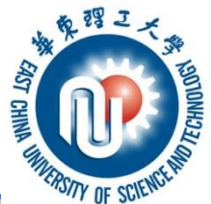


公称直径 (DN)

- 对于用钢板卷制的容器筒体而言，其公称直径的数值等于筒体内径。
- 当容器筒体直径较小时，可直接采用无缝钢管制作时，这时容器的公称直径等于钢管的外径。
- 管子的公称直径（通径）既不是管子的内径也不是管子的外径，而是一个略小于外径的数值。

DN2800 GB/T 9019-2001

DN159 GB/T 9019-2001



公称压力 (PN)

国家标准GB1048-2005将管路元件的公称压力分为以下数个等级：

DIN系列 PN2.5、PN6、PN10、PN16、PN25、PN40、PN63、PN100。

ANSI系列 PN20、PN50、PN110、PN150、PN260、PN420。

DIN：德国工业标准的缩略语

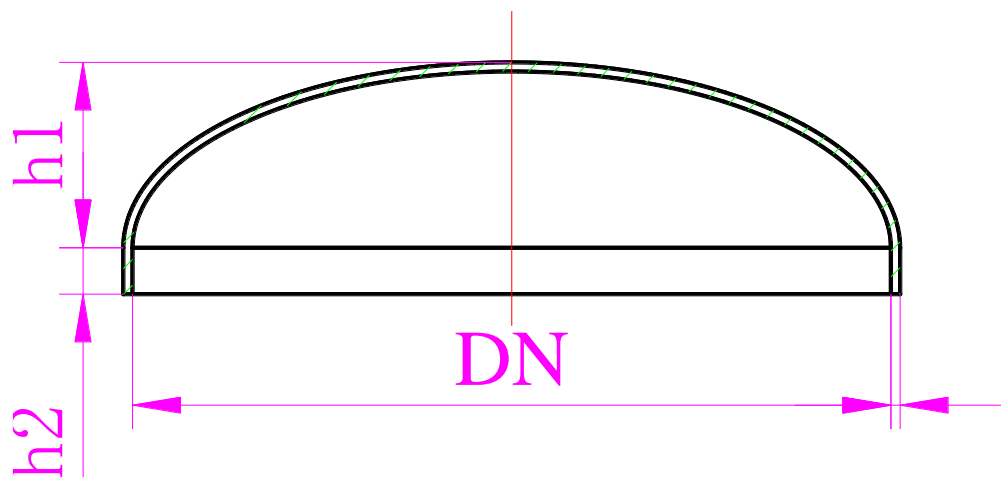
ANSI：美国国家标准学会的缩略语

筒体和封头

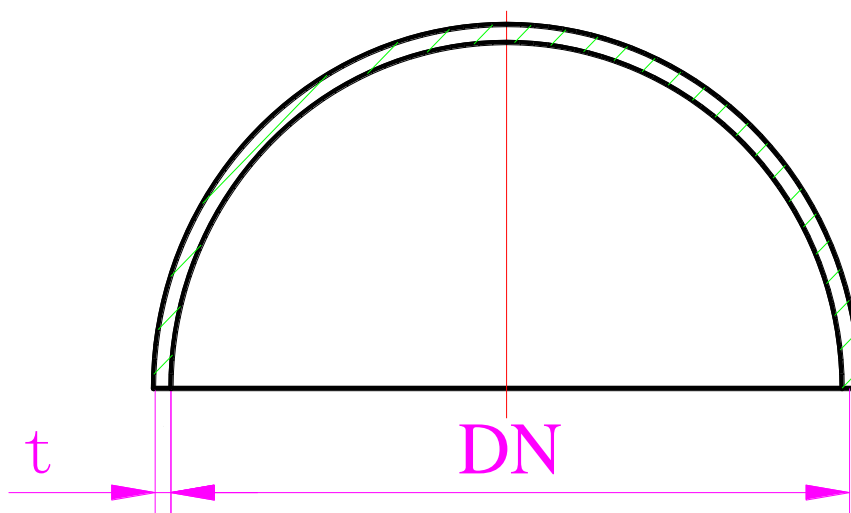


- 筒体和封头是构成压力容器的两个最基本元件，工程上绝大多数压力容器的筒体均为圆筒形。
- 筒体通常由钢板卷焊而成或直接采用无缝钢管。
- 钢板卷焊而成的压力容器公称直径指的是内径；直接采用无缝钢管制作的容器公称直径指的是外径。

封头类型

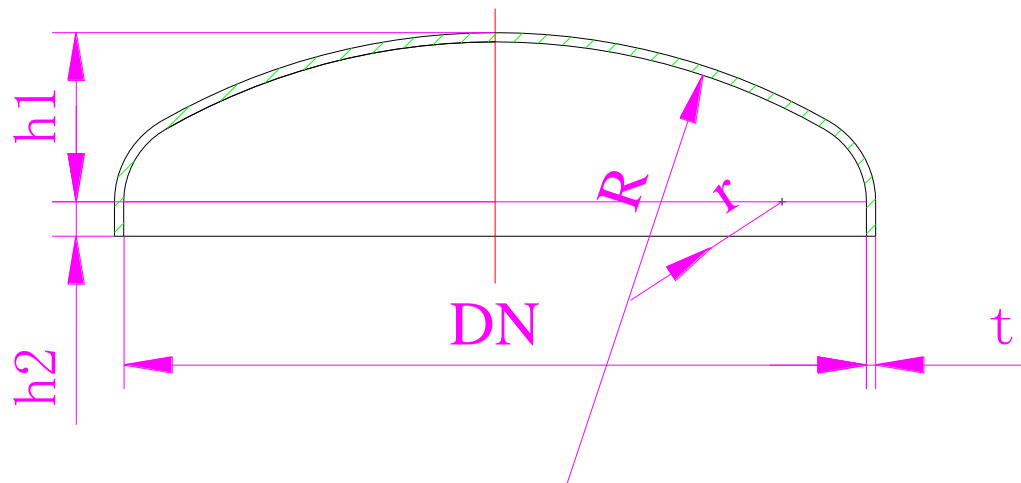


椭圆形封头

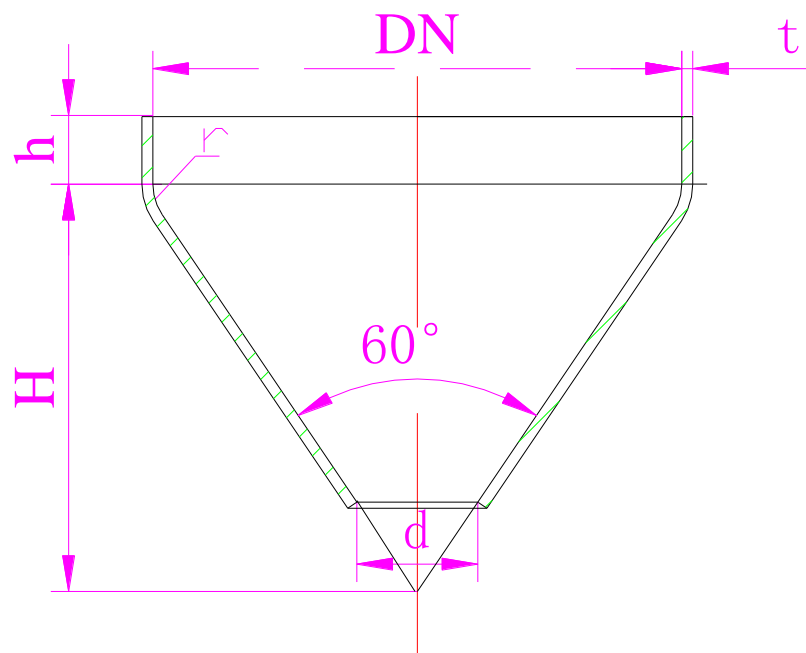


球形封头

封头类型

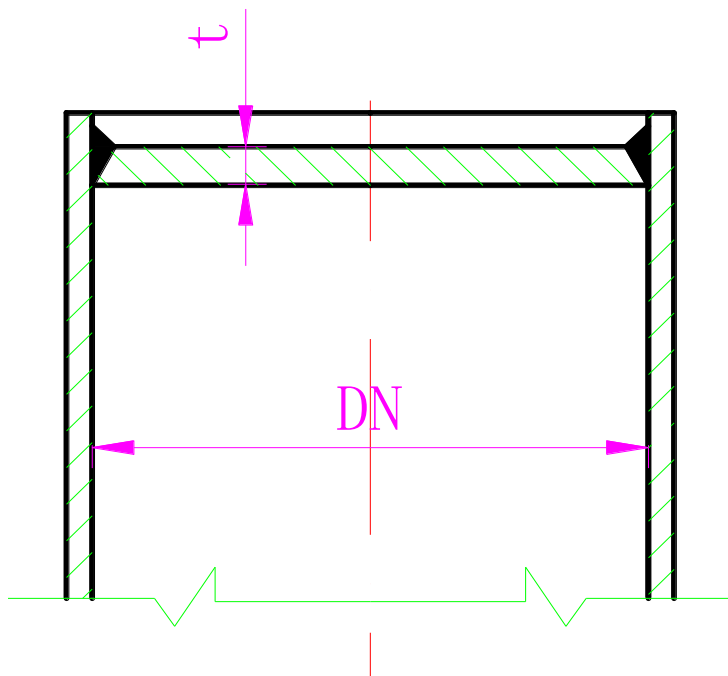


碟形封头

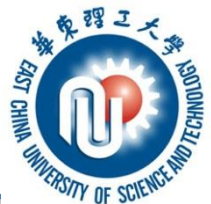


锥形封头

封头类型



平板封头



封头标记方法

按照钢制压力容器封头标准JB/T4746-2002规定：

①②×③—④

①：封头类型代号

②：公称直径，单位mm

③：封头名义厚度，单位mm

④：封头材料牌号

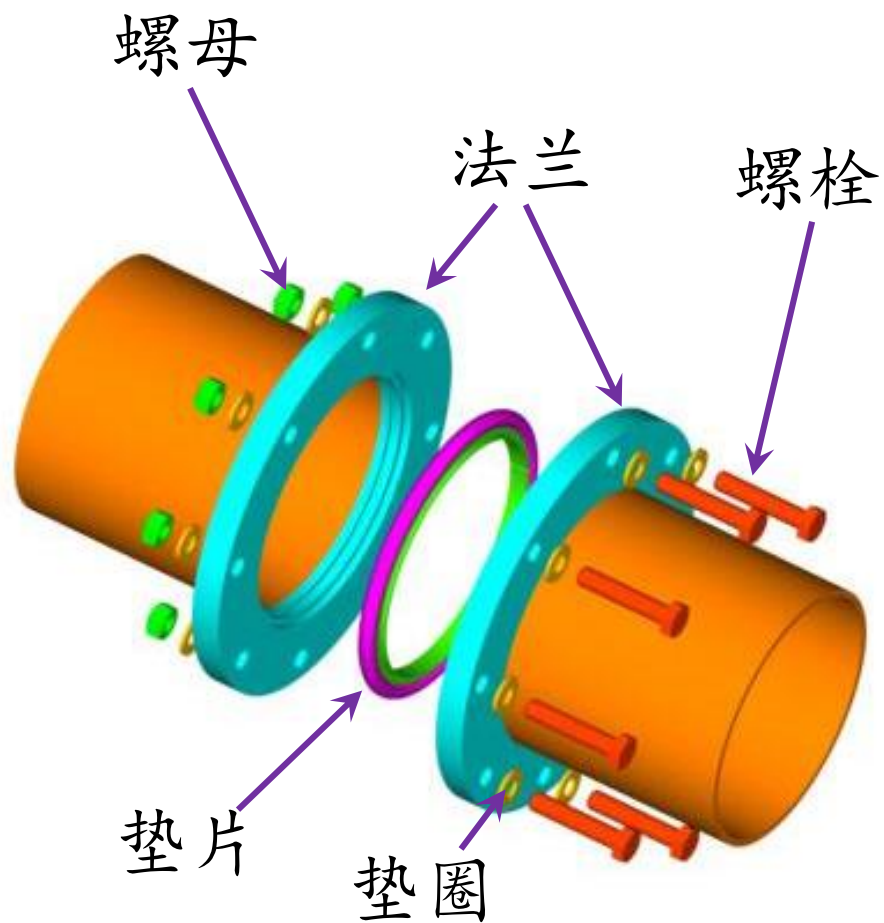
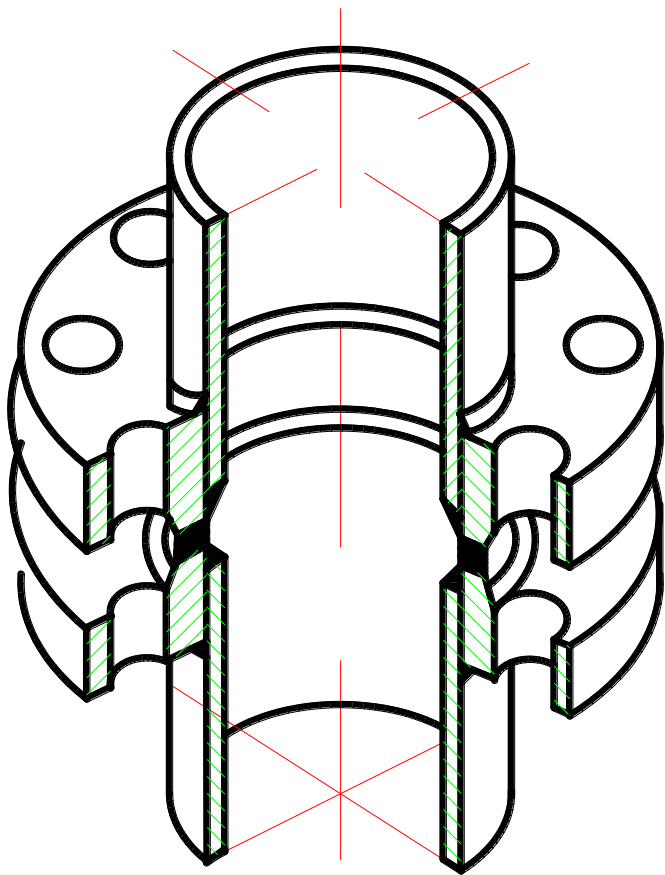
以内径为基准的椭圆形封头：

EHA2400×20-16MnR JB/T4746

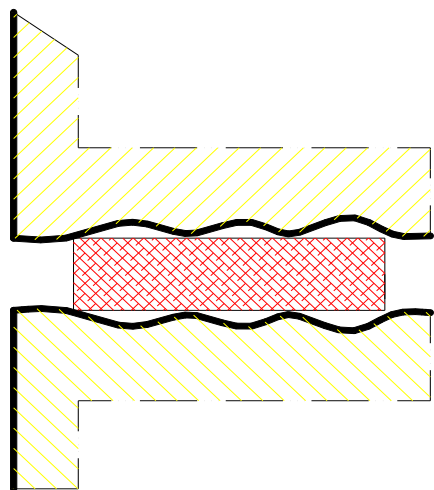
公称直径2400mm、名义厚度20mm蝶形封头

DHA2400 ×20-0Cr18Ni9 JB/T4746

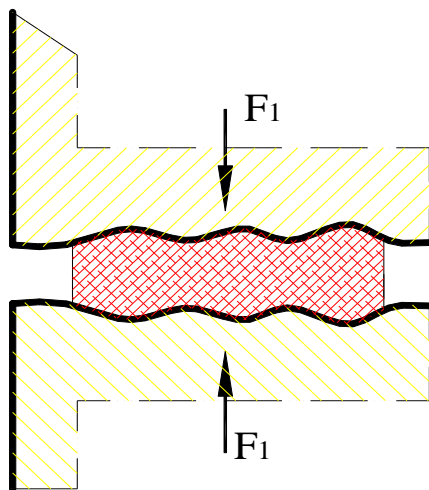
法兰联接



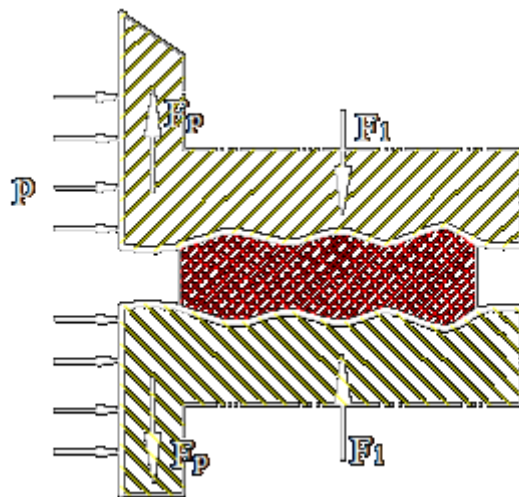
法兰联接的工作原理



(a) 初始状态



(b) 预紧状态



垫片的比压力就是作用到垫片上的单位密封面积预紧力，使垫片在没有内压情况下，提供密封连接的垫片接触面积上的最小压力：

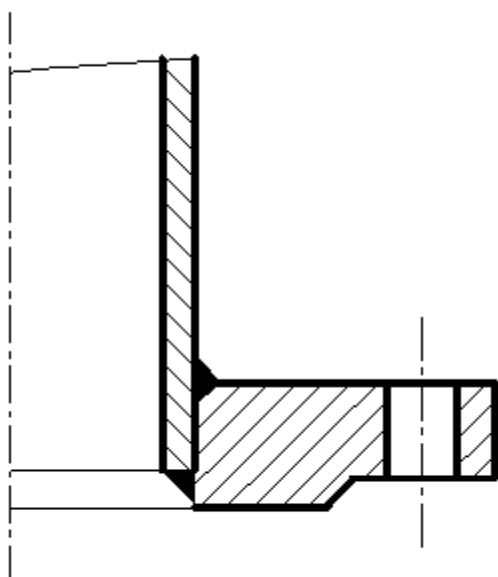
$$y = P/A$$

垫片系数为工作状态下垫片上的残余压紧应力与介质压力之比值：

$$m = P/P_0$$

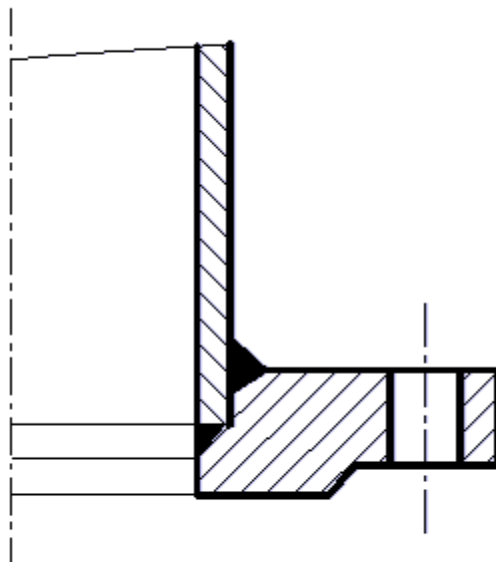
法兰联接的分类

按联接型式分：焊接法兰、活套法兰、螺纹法兰

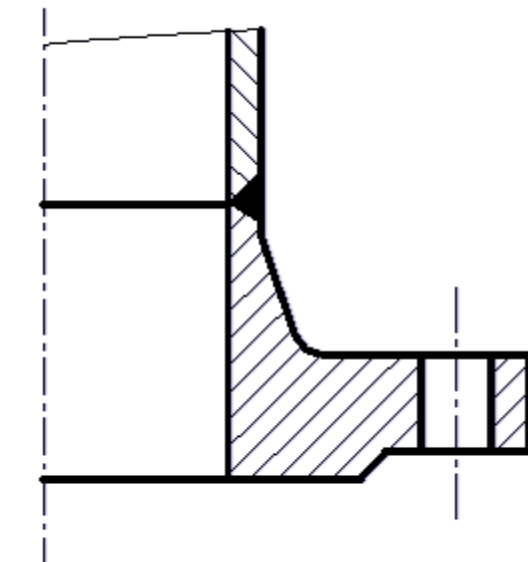


(a)

平焊法兰 (PL)



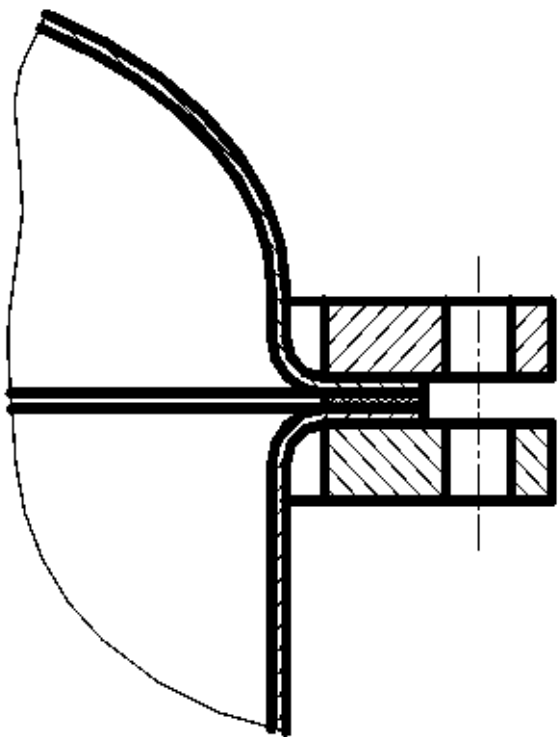
(b)



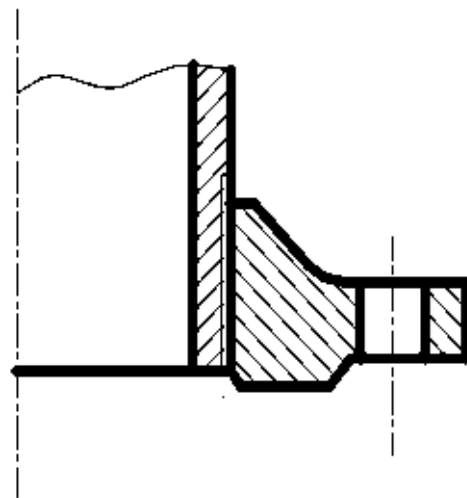
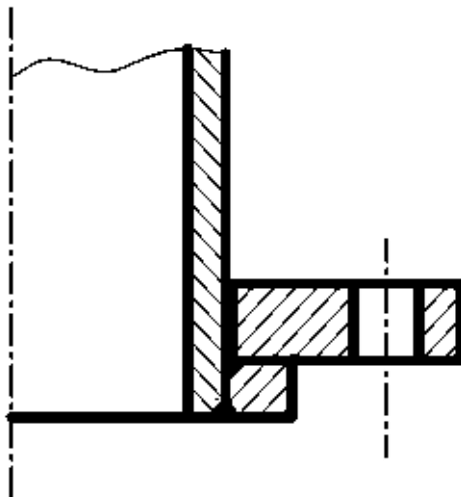
(c)

对焊法兰 (WN)

法兰联接的分类



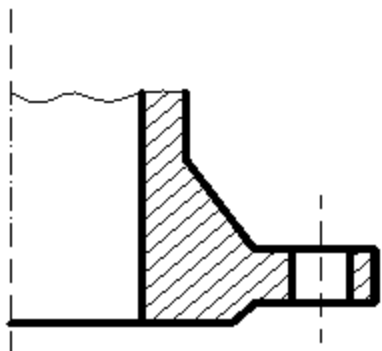
活套法兰



螺纹法兰(Th)

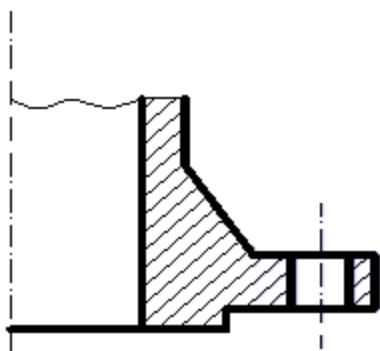
法兰联接的分类

按密封面型式分



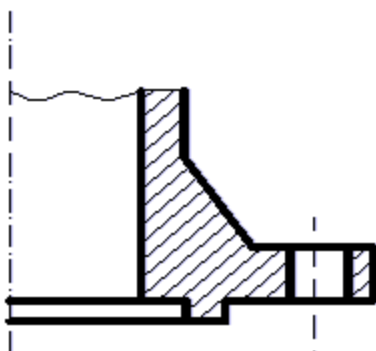
(a)

突面(RF)



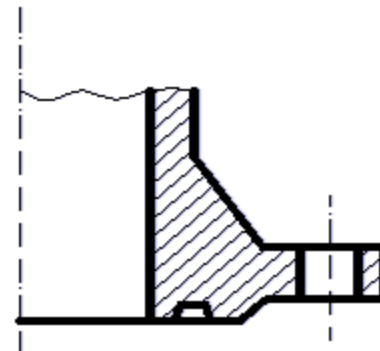
(b)

凹凸面(MFM)



(c)

榫槽面(TG)

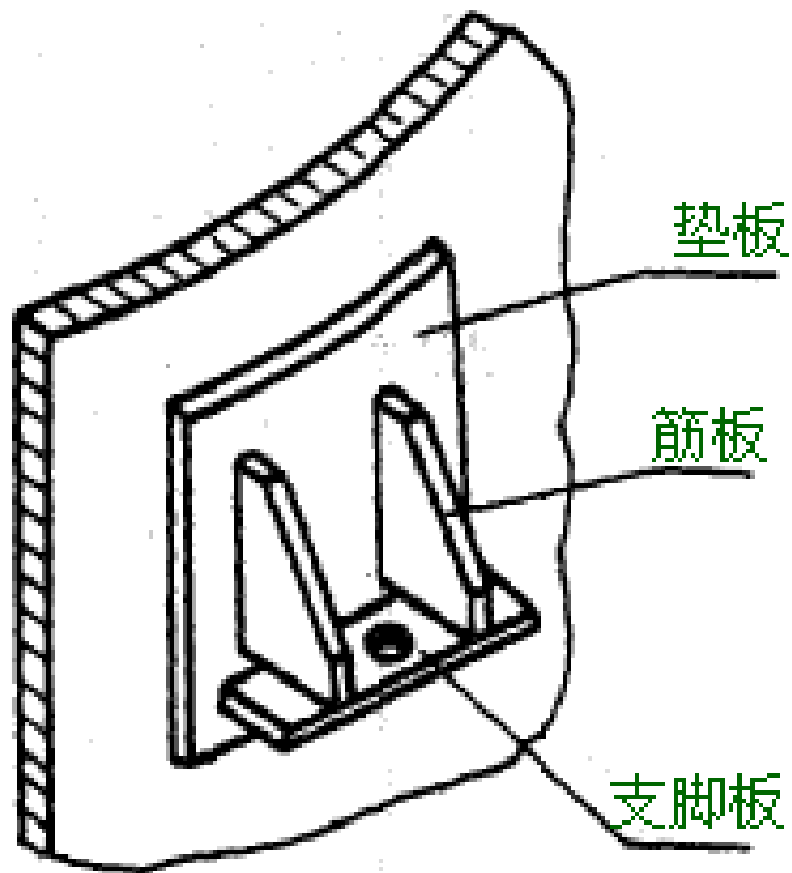


(d)

环密封面(TG)

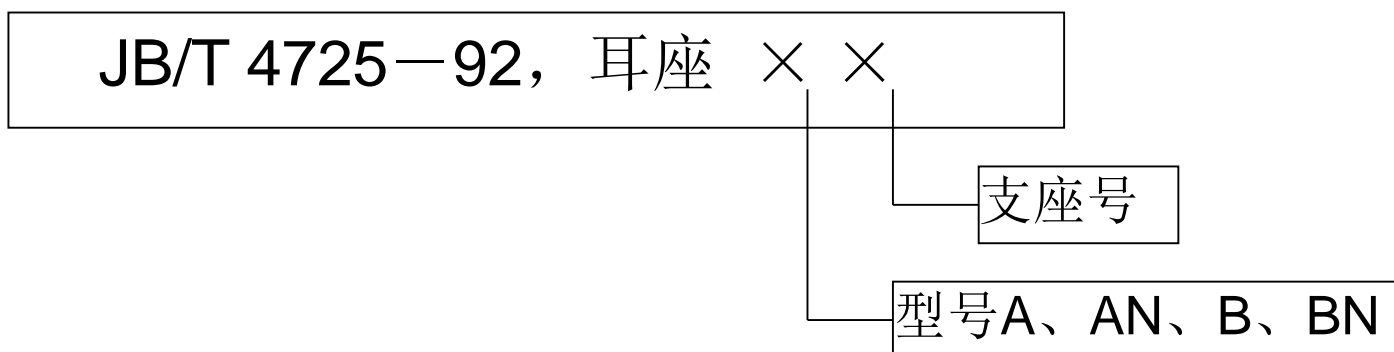
耳式支座

悬挂式支座：通常由两块筋板和一块底板焊接而成



耳式支座（悬挂式支座）

JB/T4724标准规定了耳式支座的标记：



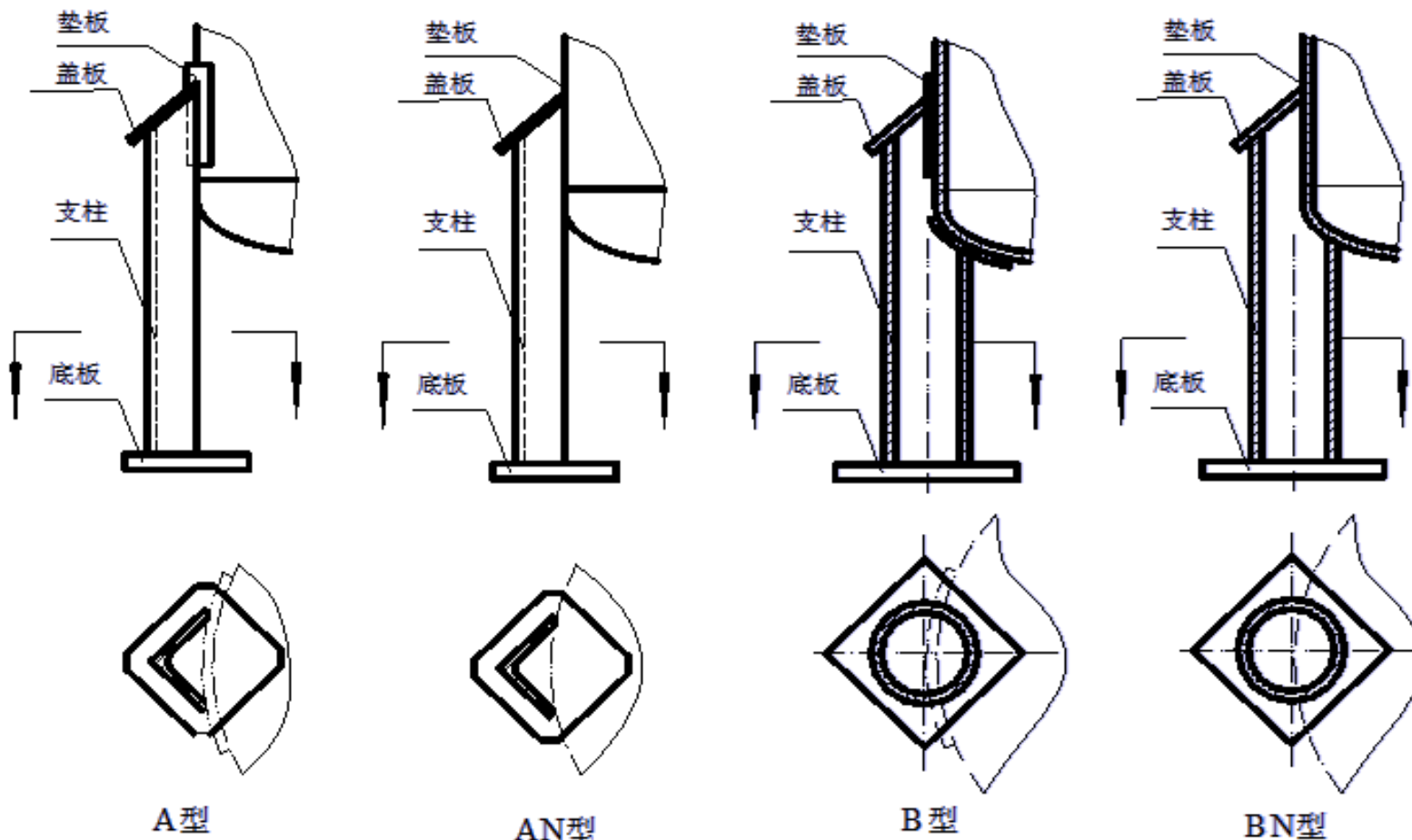
如A型、不带垫板，3号耳式支座，支座材料为Q235A.F

标记为：JB/T4725-92，耳座AN3，Q235A.F

B型臂长长，可用于带保温层的立式容器

支腿式支座

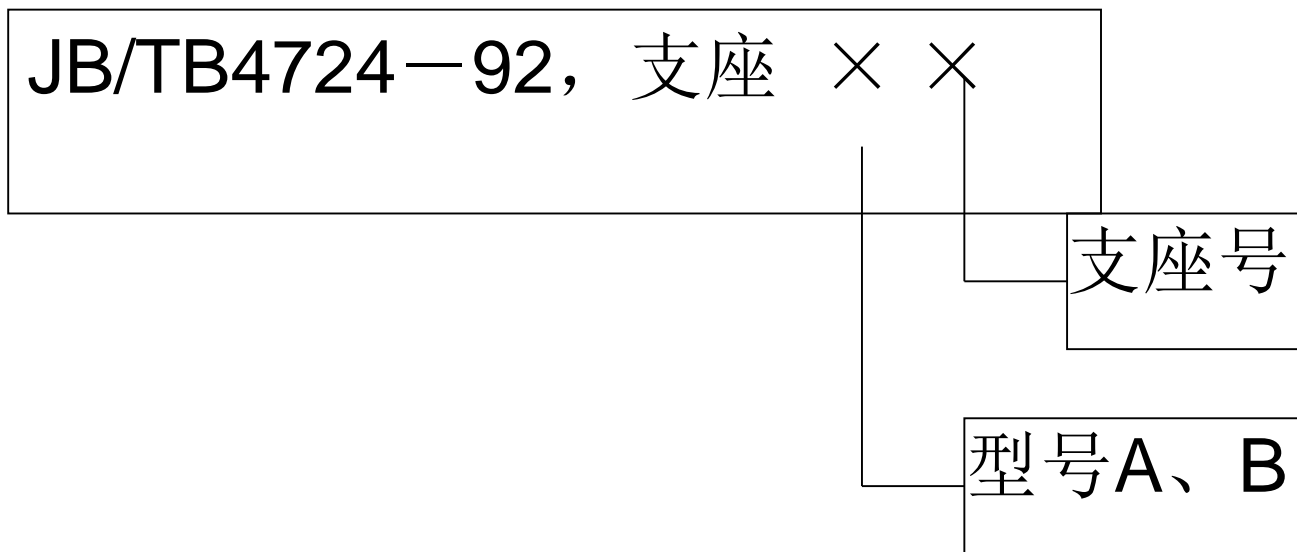
支腿式支座：通常由一块底板、一块盖板、一个支柱焊接而成



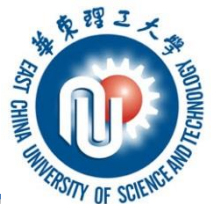
A型为角钢支柱，B型为钢管支柱

支腿式支座

支腿式支座的标记为：



如容器公称直径DN800，角钢支柱支腿，不带垫板，材料为Q235-A.F，支承高度H=800mm。标记为：
JB/T 4713—92，支腿AN3—800



支腿式支座

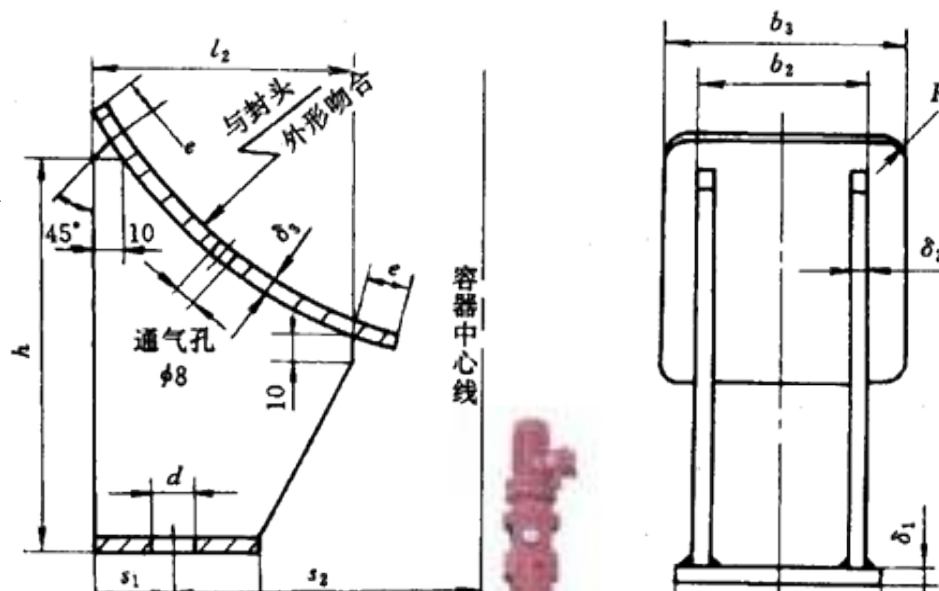
使用范围

- (1) 公称直径 $DN400\sim1600$;
- (2) 圆筒长度 L 与公称直径 DN 之比 $L/DN\leq5$;
- (3) 容器的总高 $H\leq5m$

支腿式支座刚性差，需安装在刚性基础上，不适用于与脉动管道相连的容器。

支承式支座

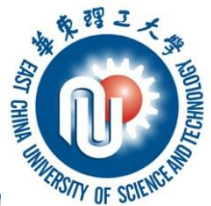
支承式支座由一块底板，两块支承板（钢管）和一块垫板焊接而成。



使用范围

- (1) 公称直径DN800~4000
- (2) 圆筒长度L与公称直径DN之比 $L/DN \leq 5$
- (3) 容器的总高 $H \leq 10m$





支承式支座

支承式支座的标记为：

JB/TB4724—92， 支座 × ×

支座号

型号A、B

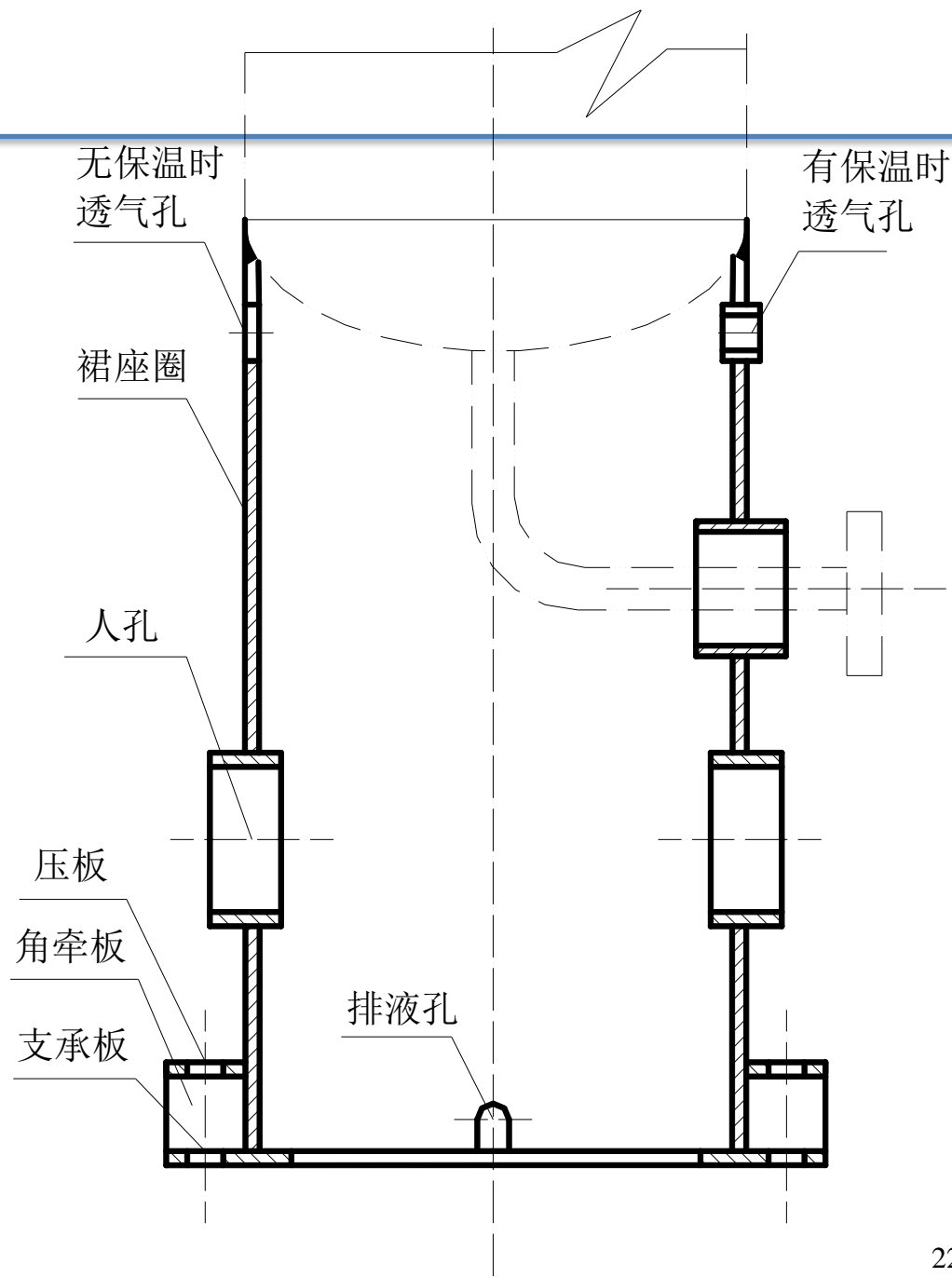
A： 由钢板焊制

B： 由钢管焊制

裙式支座

裙座的结构

裙座多用于高大直立设备



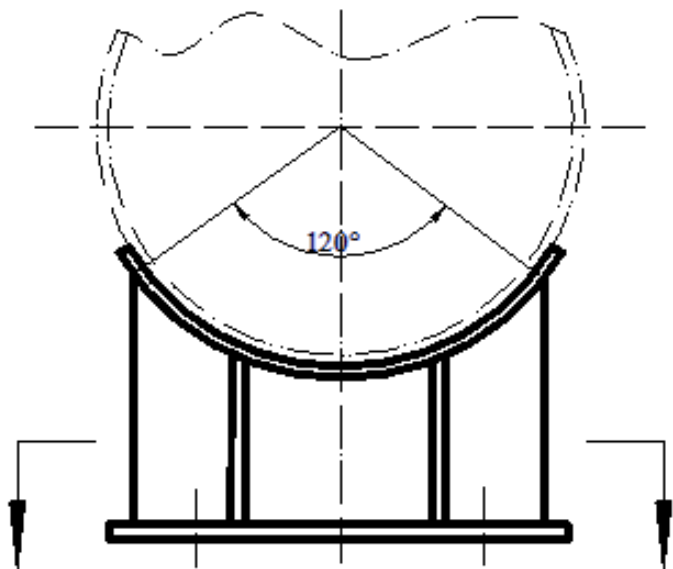
鞍式支座

鞍式支座常用于卧式设备。鞍座由一块底板、一块竖板和若干块肋板焊接而成。

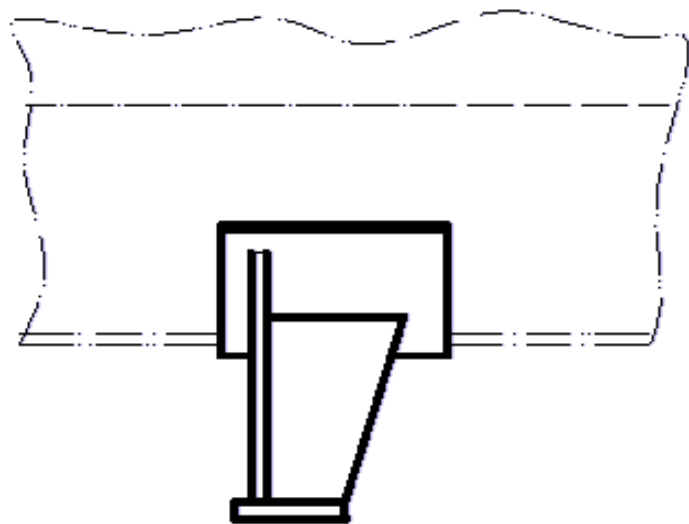


鞍式支座

卧式设备一般采用双支座，一个F型，一个S型。其中F型的螺栓孔为圆孔，S型的螺栓孔为长圆孔。



F型



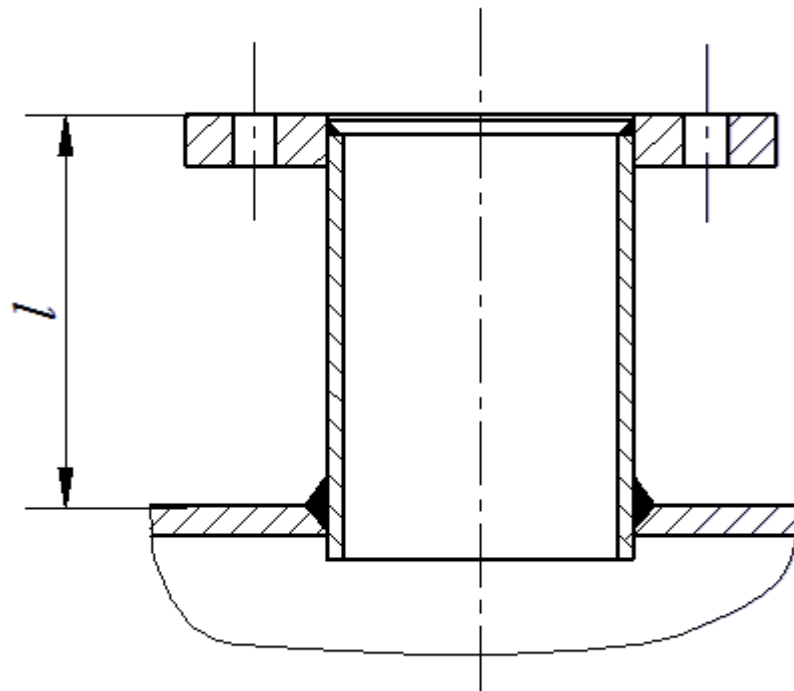
S型

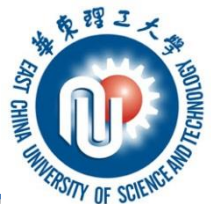
设备开孔的装置

设备的管口与凸缘

人孔

手孔及检查孔





设备安全附件

1) 安全阀

作用：当压力超过正常工作压力，能自动打开，介质迅速排放，使设备内的压力保持在最高许用压力范围内，保证其处于安全状态。

开启压力（整定压力）：

$$p_w(\text{容器最高工作压力}) < p_z(\text{开启压力}) \leq p(\text{容器设计压力})$$

密封试验压力： $p_t < p_w$

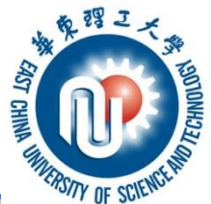
设备安全附件

2) 爆破片

使用场合

- ①容器内的介质易于结晶或聚合，或带有较多的粘性物质，容易堵塞安全阀，或使安全阀的阀芯和阀座粘在一起；
- ②容器的内压由化学反应或其他原因会迅速上升，安全阀难以及时排出所产生的大量气体，且无法及时降压。但不适用于压力剧增，反应速度达到爆轰时的压力容器；
- ③容器内的介质为剧毒或极为昂贵的气体，使用安全阀难以达到防漏要求。

爆破压力： $p_B \leq p$



设备安全附件

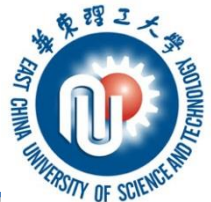
3) 压力表、液面计和测温仪表

压力表选用要求

- ①所选压力表必须与压力容器内的介质相适应；
- ②低压容器使用的压力精度不低于2.5级；中、高压容器使用的压力表精度不应低于1.5级；
- ③压力表盘刻度极限值为最高工作压力的1.5~3.0倍，最好选用2倍，表盘直径不应小于100mm。

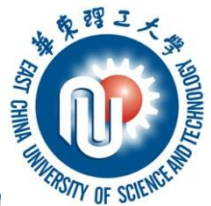
压力表安装要求

- ①装设位置应便于操作人员观察和清洗，且应避免受到辐射热、冻结或震动的不利影响；
- ②压力表与压力容器之间，应装设三通旋塞或针形阀，三通旋塞或针形阀上应有开启标记和锁紧装置，压力表和压力容器之间不得连接其他用途的任何配件或接管；
- ③用于水蒸汽介质的压力表，在压力表与压力容器之间应装有存水弯管；
- ④用于具有腐蚀性或高粘度介质的压力表，在压力表与压力容器之间应装设能隔离介质的缓冲装置。



液位计选用要求

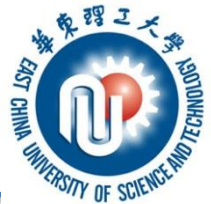
- ①应根据压力容器的介质、最高工作压力和温度选用；
- ②在安装使用前，低、中压力容器用的液面计，应进行1.5倍液面计公称压力的水压试验，高压容器用的液面计，应进行1.25倍液面计公称压力的水压试验；
- ③盛装 0°C 以下介质的压力容器，应选用防霜液面计；
- ④寒冷地区室外使用的液面计，应选用夹套型或保温型结构的液面计；
- ⑤易燃、毒性程度为极度、高度危害介质的液化气体压力容器，应采用板式或自动液面指示计，并应有防止泄漏的保护装置；
- ⑥要求液面指示平稳时不应采用浮子式液面计。



压力容器分类

内压容器	常压	$< 0.1\text{MPa}$
	低压	$0.1\sim 1.6\text{MPa}$
	中压	$1.6\sim 10\text{MPa}$
	高压	$10\sim 100\text{MPa}$
	超高压	$> 100\text{MPa}$

外压容器：设计压力通常为低压



压力容器分类

1. 非易燃或低毒的低压反应容器和储存容器;
2. 有毒和有危害的低压容器

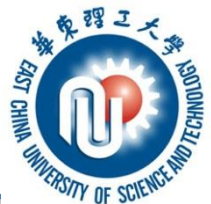
GB5044 《职业性接触毒物危害程度分级》

(1) 极度危害 $<0.1\text{mg}/\text{m}^3$, 氢氟酸、光气等

(2) 高度危害 $0.1\sim1.0\text{mg}/\text{m}^3$, 氟、氟化氢等

(3) 中度危害 $1.0\sim10\text{mg}/\text{m}^3$, 二氧化硫、一氧化碳

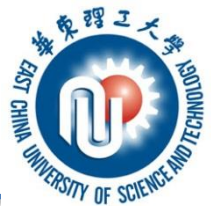
(4) 轻度危害 $>10\text{mg}/\text{m}^3$, 氢氧化钠、丙酮等



压力容器分类

第三类压力容器

1. 高压容器
2. 低压容器(毒性为极度或高度危害介质且 $pV \geq 0.2\text{MPa} \cdot \text{m}^3$)
3. 中压反应容器(易燃或毒性程度为中度危害介质且 $pV \geq 0.5\text{MPa} \cdot \text{m}^3$)
4. 中压储存容器(易燃或毒性程度为中度危害介质且 $pV \geq 10\text{MPa} \cdot \text{m}^3$)
5. 高压、中压管壳式余热锅炉
6. 中压搪玻璃压力容器
7. 球形 ($V > 50\text{m}^3$)和低温储存容器($V > 5\text{m}^3$)
8. 移动式压力容器

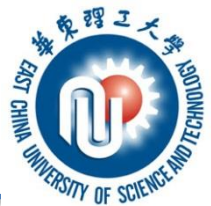


压力容器分类

第二类压力容器

1. 一般中压容器
2. 介质为易燃或毒性程度为中度危害的低压反应容器和储存容器
3. 毒性程度为极度和高度危害介质的低压容器
4. 低压管壳式余热锅炉
5. 搪玻璃压力容器

第一类压力容器：除第二第三类压力容器的低压容器

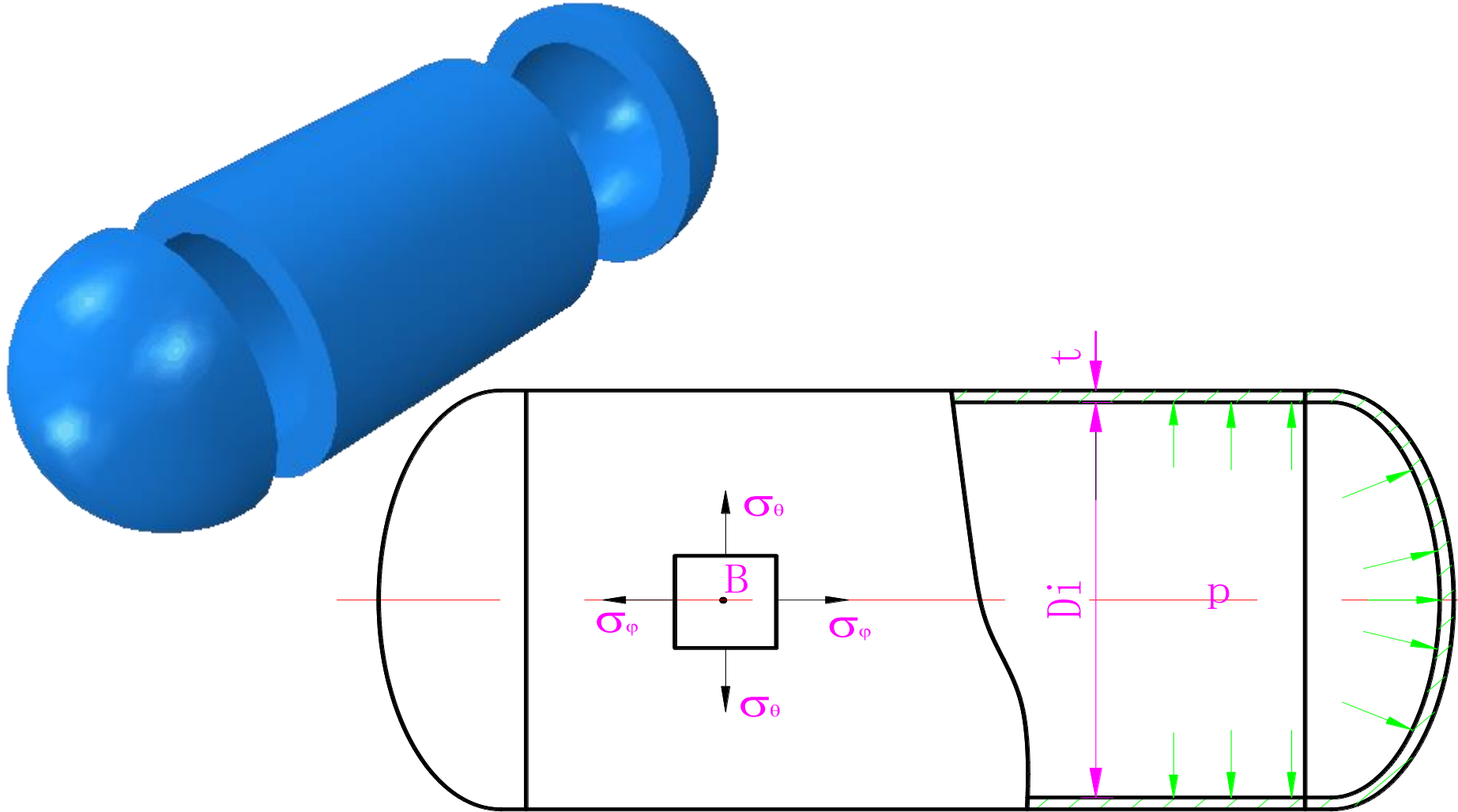


薄壁容器应力分析

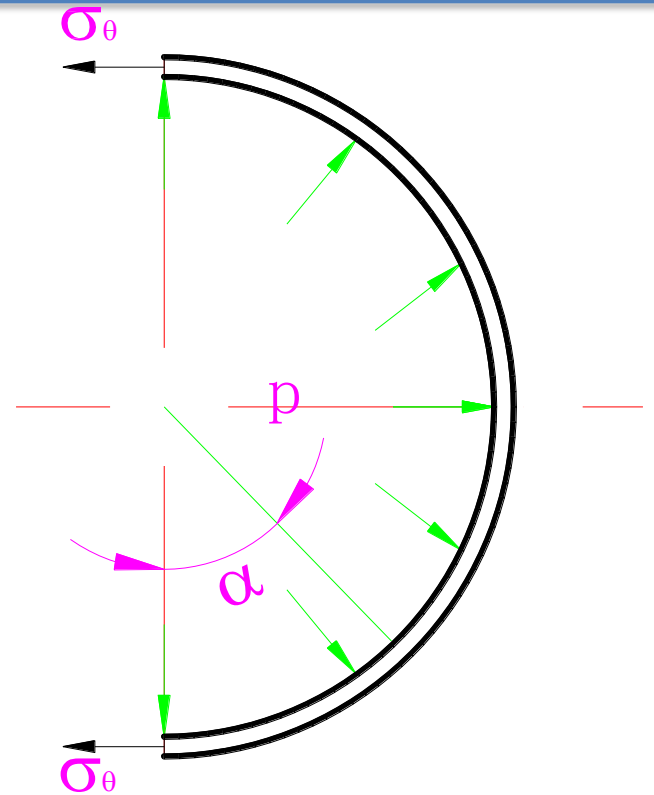
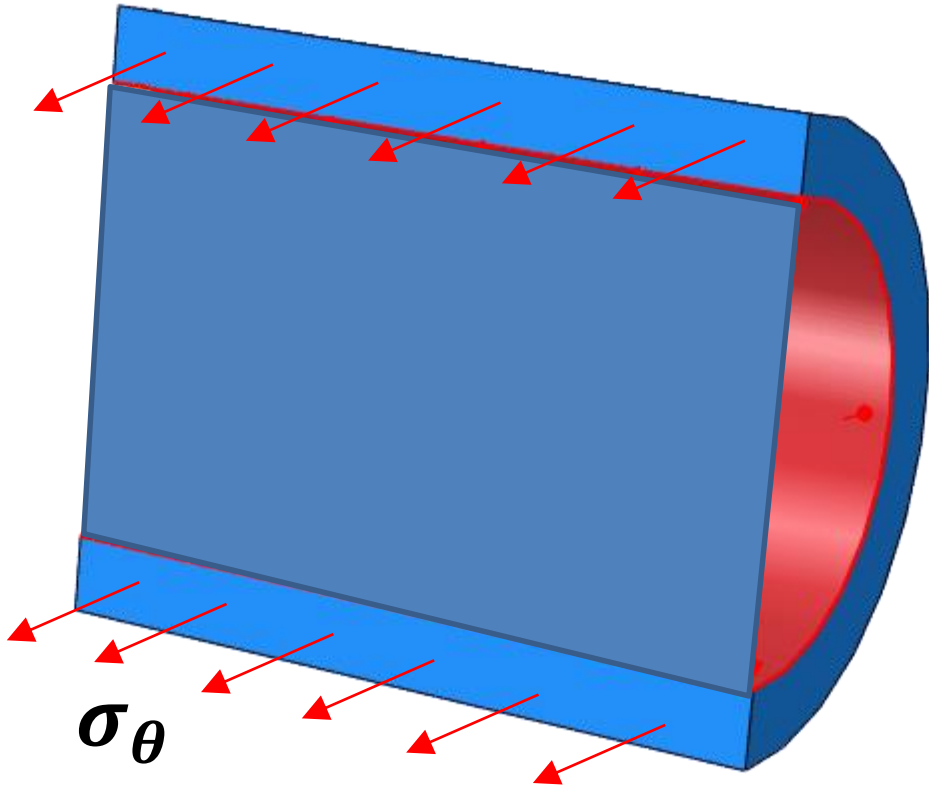
按容器的外径 D_o 和内径 D_i 的比值 K 不同，可将容器分为：

- 1、厚壁容器 $K = D_o/D_i > 1.2$
- 2、薄壁容器： $K = D_o/D_i \leq 1.2$

受压圆筒壳体



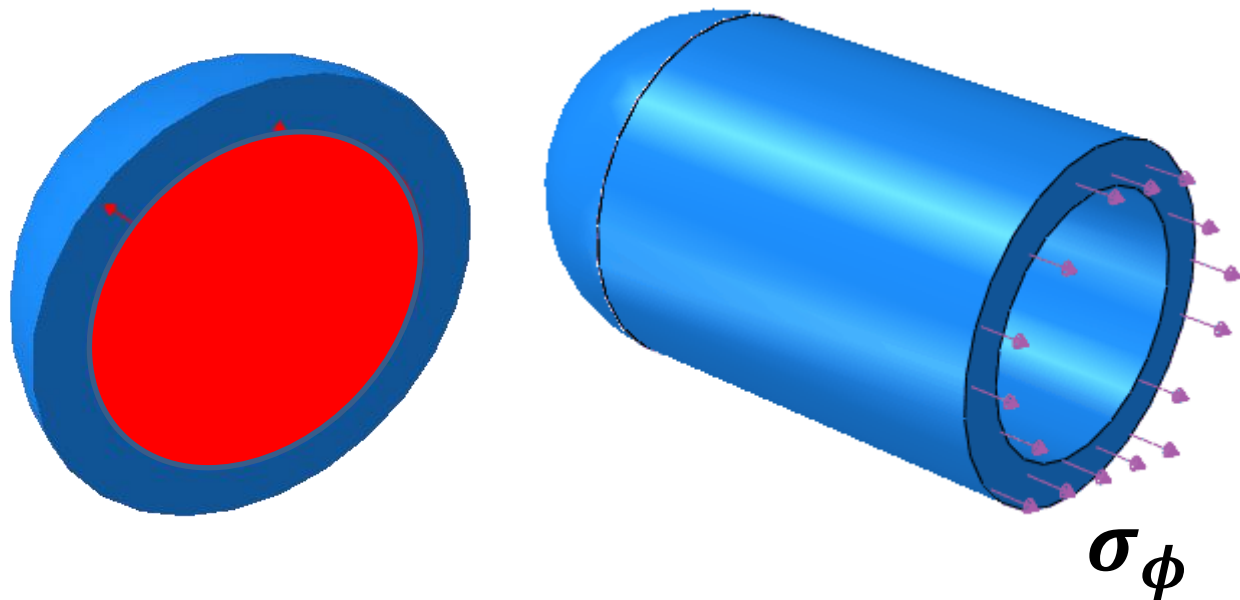
环向应力（周向应力）



静力平衡方程： $pDL = 2\sigma_\theta Lt$

环向应力为：
$$\sigma_\theta = \frac{pD}{2t}$$

轴向应力（经向应力）



静力平衡方程：

$$\frac{\pi D^2}{4} p = \sigma_{\phi} \pi D t$$

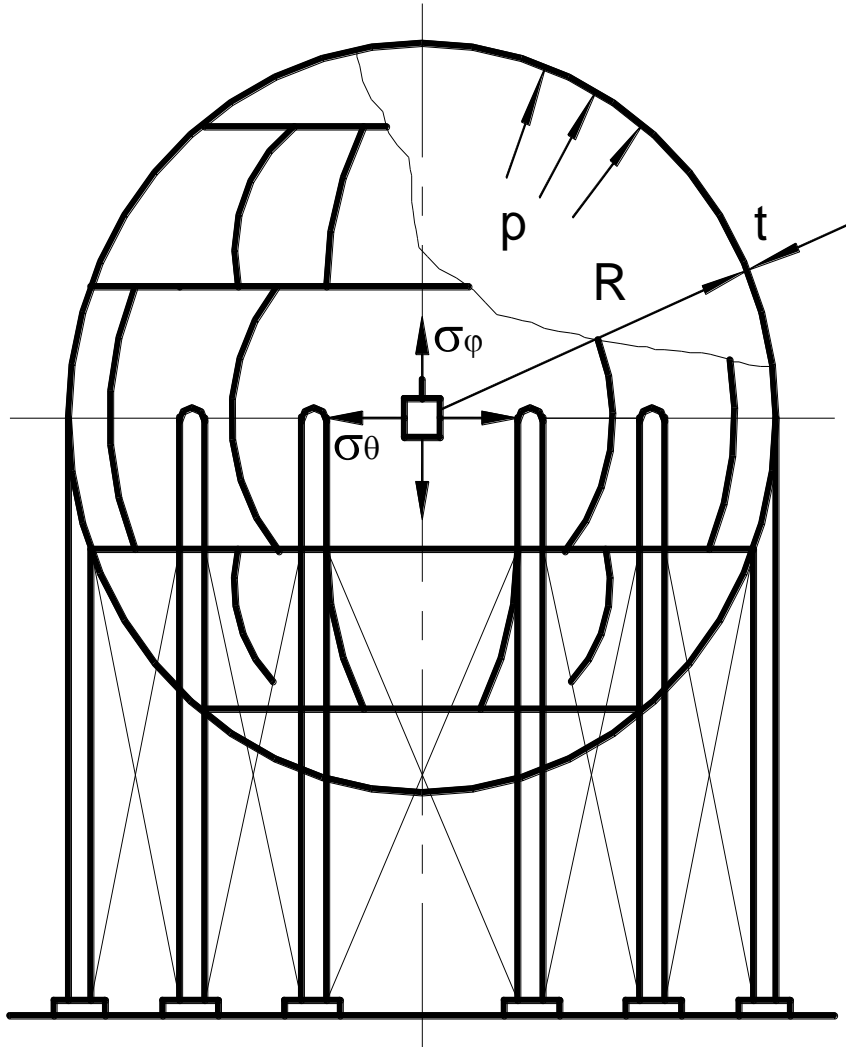
轴向应力为：

$$\sigma_{\phi} = \frac{pD}{4t}$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{pD}{2t}$$

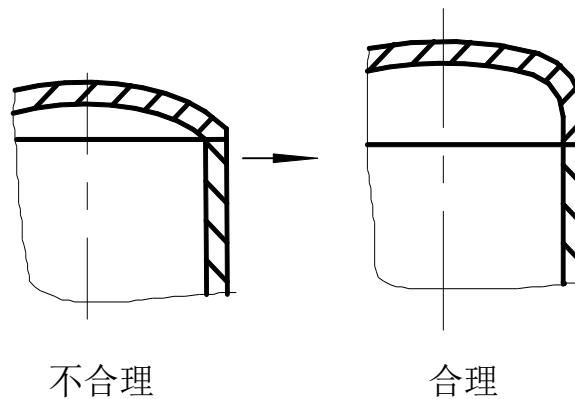
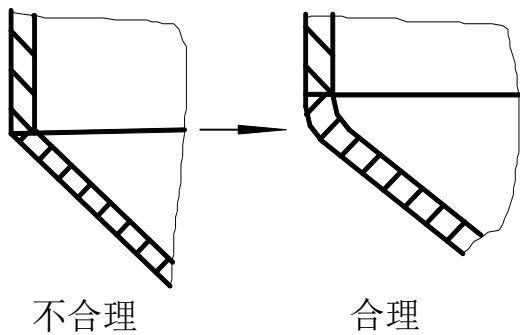
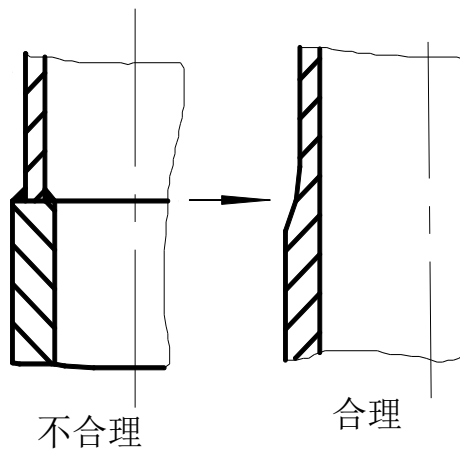
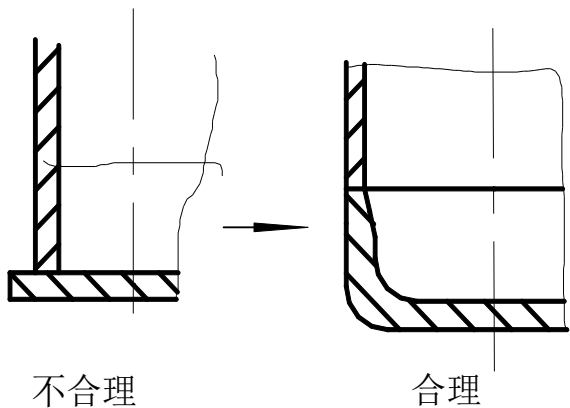
薄壁圆筒形压力容器环向应力为轴向应力的二倍

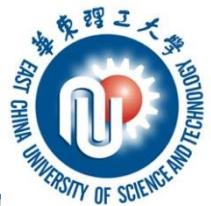
球罐周向和徑向應力



$$\sigma_\theta = \sigma_\phi = \frac{pD}{4t}$$

边缘应力及其处理





内压圆筒形薄壁壳体设计(壁厚公式)

$$\frac{p(D_i + t)}{2t} = [\sigma]^t \phi$$

计算厚度

$$t = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t \phi - p}$$

设计厚度

$$t_d = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t \phi - p} + C_2$$

名义厚度

$$t_n = \frac{pD_i}{2[\sigma]^t \phi - p} + C_1 + C_2 + \Delta$$

有效壁厚




$$\begin{aligned} t_e &= t_n - C_1 - C_2 = t + \Delta \\ &= t_{min} - C'_2 \end{aligned}$$

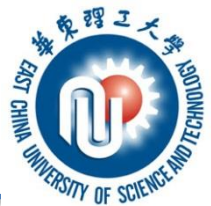
焊接接头系数 ϕ

焊缝系数决定于二个因素：

- 1) 焊缝的结构形式
- 2) 无损探伤水平

表 14-4 焊缝系数

结构简图	焊缝系数 ϕ		
	全部无损探伤	局部无损探伤	不作探伤
	1.00	0.85	—
	0.90	0.80	—
	—	—	0.60



厚度(t)

壁厚附加量 $C = C1 + C2$

C1: 钢板负偏差

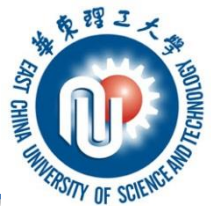
C2: 腐蚀裕量

Δ : 圆整量

最小壁厚

保证设备在运输和安装过程中的安全。

碳钢、低合金钢 $\geq 3\text{mm}$; 高合金钢 $\geq 2\text{mm}$ 。



内压圆筒强度校核

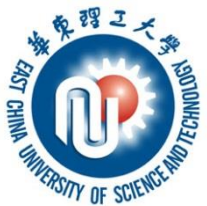
强度校核条件
$$\sigma^t = \frac{p(D_i + t_e)}{2t_e} \leq [\sigma]^t \phi$$

$[\sigma]^t$ —设计温度下材料的许用应力

$$[p_w] = \frac{2t_e[\sigma]^t \phi}{D_i + t_e} \geq p$$

$[p_w]$ —筒体最高允许工作压力

(最高) 工作压力 < 设计压力 < 最高允许工作压力



水压试验

试验压力： $P_T = 1.25P \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t}$ 且不小于 $P + 0.1\text{MPa}$

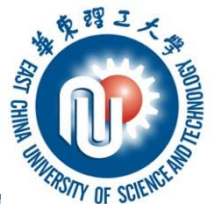
强度条件： $\sigma_T = \frac{P_T(D_i + t_e)}{2t_e} \leq 0.9\phi\sigma_s$



气压试验

试验压力：
$$P_T = 1.15P \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \quad \text{且不小于 } P + 0.1\text{MPa}$$

强度条件：
$$\sigma_T = \frac{P_T(D_i + t_e)}{2t_e} \leq 0.8\phi\sigma_s$$



气密性试验

介质毒性程度为极度、高度危害或设计上不允许有微量泄漏的压力容器，必须进行气密性试验。

气密性试验是检验压力容器的严密性，气压试验是检验压力容器的耐压强度。

气密性试验压力为容器的设计压力。

外压容器

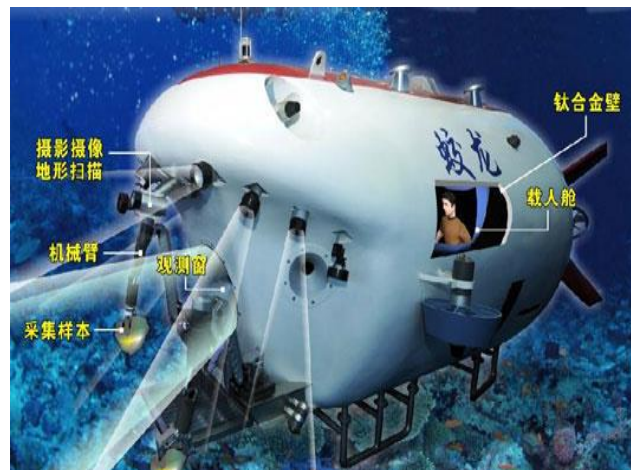
外压容器的定义：外压大于内压的容器。



蒸馏塔



反应釜

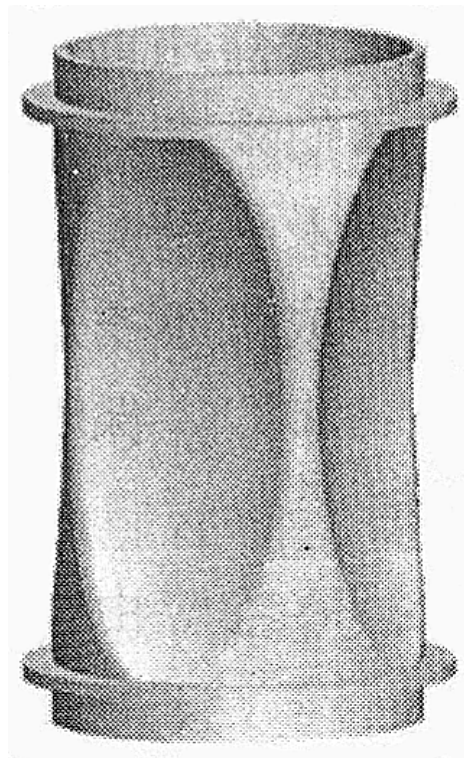


外压失稳

外压圆筒设计

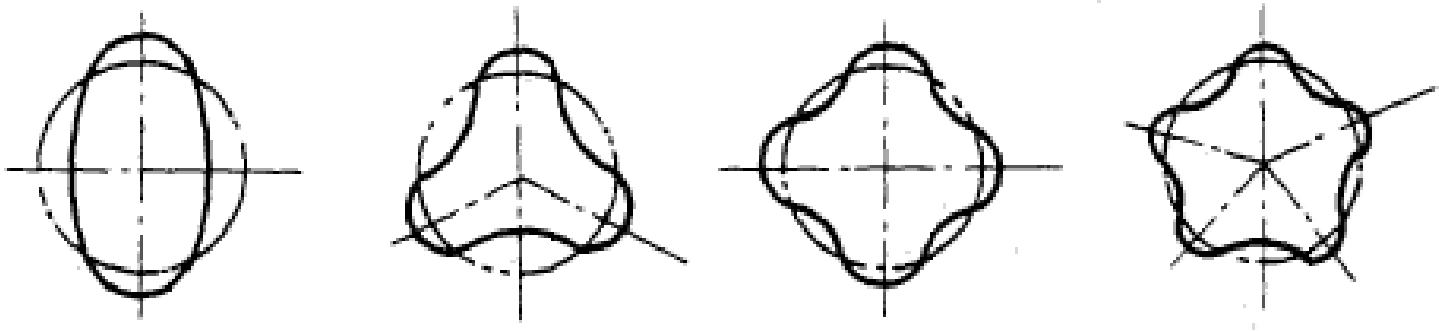
外压容器的失效形式有两种：

- ❖ 发生压缩屈服破坏；
- ❖ 当外压达到一定的数值时，壳体的径向挠度随压缩应力的增加急剧增大，直至容器压扁，这种现象称为外压容器的失稳或屈曲。



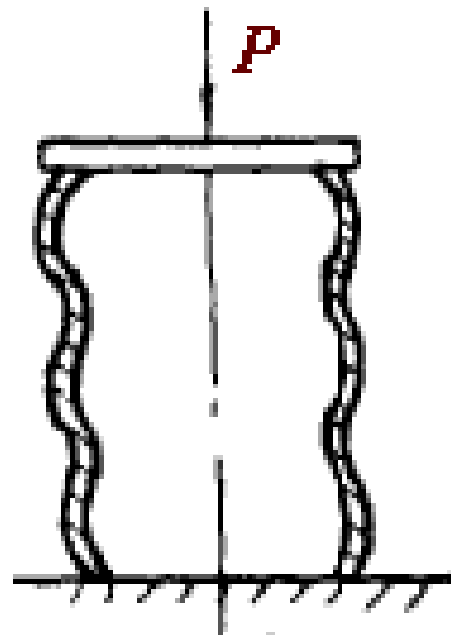
侧向失稳

- 薄壁圆筒受侧向均布外力作用，一旦达到临界压力时，沿周向将形成几个波。
- 壳体横断面由原来的圆形被压瘪而呈现波形，其波形数可以等于两个、三个、四个……。



轴向失稳

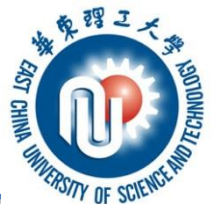
- 壁圆筒承受轴向外压，当载荷达到某一数值时，也会丧失稳定性。
- 失稳，仍具有圆环截面，但破坏了母线的直线性，母线产生了波形，即圆筒发生了褶皱。



轴向失稳



炉罩高温环境下的蠕变失稳

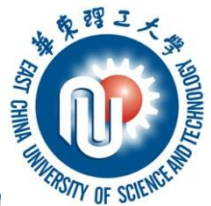


失稳现象的实质

- 外压失稳前，只有单纯的压缩应力，在失稳时，产生了以弯曲应力为主的附加应力。
- 外压容器的失稳，实际上是容器筒壁内的应力状态由单纯的压应力平衡跃变为主要受弯曲应力的新平衡。

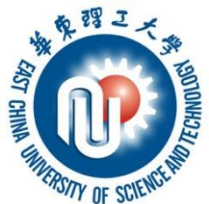
临界压力

- 临界压力：导致筒体失稳的外压， p_{cr}
- 临界应力：筒体在临界压力作用下，筒壁内的环向压缩应力，以 σ_{cr} 表示。
- 外压低于 p_{cr} ，变形在压力卸除后能恢复其原先形状，即发生弹性变形。
- 达到或高于 p_{cr} 时，产生的曲波形将是不可能恢复的。
- 临界压力的大小与筒体几何尺寸、材质及结构因素有关。



外压圆筒分类

- 长圆筒：刚性封头对筒体中部变形不起有效支撑，最容易失稳压瘪，出现波纹数 $n=2$ 的扁圆形。
- 短圆筒：两端封头对筒体变形有约束作用，失稳破坏波数 $n>2$ ，出现三波、四波等的曲形波。
- 刚性圆筒：若筒体较短，筒壁较厚，即 L/D_0 较小， d_e/D_0 较大，容器的刚性好，不会因失稳而破坏。



许用设计外压

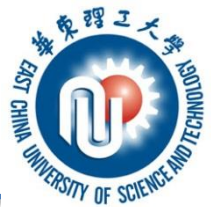
$$[p] \leq \frac{p_{cr}}{m}$$

$[p]$ —许用设计外压，MPa

p_{cr} —临界压力，MPa

m —稳定系数，取决于 p_{cr} 的准确程度、制造技术、焊缝结构形式等因素。

我国钢制压力容器标准取 $m = 3$



压杆失稳和外压失稳比较

压杆失稳的主要因素：

- 1、外载大小
- 2、压杆柔度(细长比)
- 3、材料的力学性能。

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2 A}$$

容器失稳与压杆失稳类似，取决于：

- 1) 圆筒外径与有效壁厚之比 D_o/t_e ;
- 2) 圆筒长度与外径的比值 L/D_o ;
- 3) 材料的力学性能 (E, μ)

长圆筒

当圆筒的长度与直径之比较大时，其中间部分将不受两端封头或加强圈的支持作用，弹性失稳时形成 $n=2$ 的波数，这种圆筒称为长圆筒，长圆筒的临界压力与长度无关，仅与圆筒厚度与直径的比值有关。

长圆筒临界压力：

$$p_{cr} = \frac{2E}{1 - \mu^2} \left(\frac{t}{D_0} \right)^3$$

t : 筒体的有效厚度 D_0 : 筒体的外直径
 E : 圆筒材料的弹性模量 μ : 材料的泊松比

对于钢制圆筒， $\mu=0.3$ ，则

$$p_{cr} = 2.20E \left(\frac{t}{D_0} \right)^3$$

长圆筒的临界压力仅与圆筒的相对厚度 t/D_0 有关，而与圆筒的相对长度 L/D_0 无关。

短圆筒

当圆筒的长度与直径之比较小，失稳波数大于2时，称为短圆筒。

短圆筒的临界压力计算公式为：

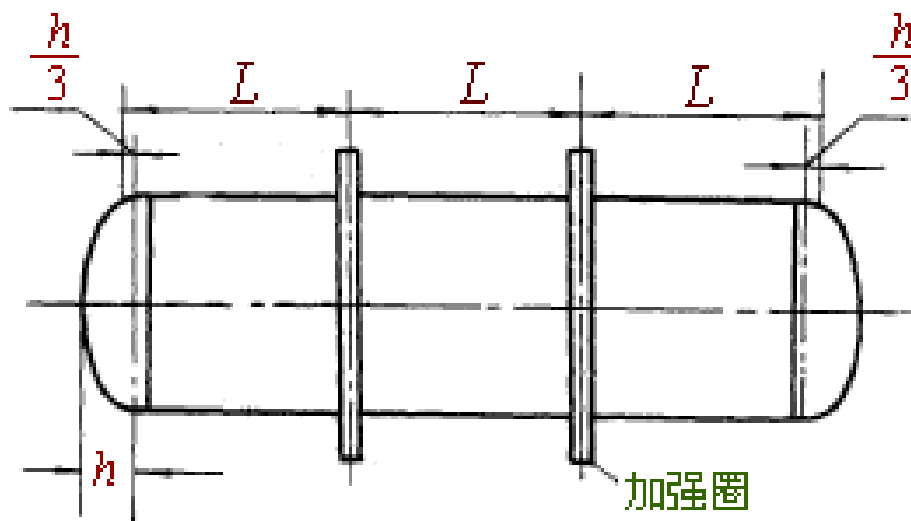
$$p'_{cr} = 2.59E \frac{(t/D_o)^{2.5}}{(L/D_o)}$$

短圆筒临界压力与相对厚度 t/D_o 有关，也随相对长度 L/D_o 变化。

L/D_o 越大，封头的约束作用越小，临界压力越低。

短圆筒

- L 为筒体计算长度，指两相邻加强圈的间距；
- 对与封头相连接的那段筒体而言，应计入凸形封头中的 $1/3$ 的凸面高度。



外压圆筒的计算长度

临界长度

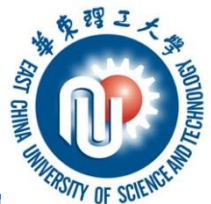
- 实际外压圆筒是长圆筒还是短圆筒，可根据临界长度 L_{cr} 来判定。
- 当圆筒处于临界长度 L_{cr} 时，长圆筒公式计算临界压力 P_{cr} 值和短圆筒公式计算临界压力 P_{cr} 值应相等

$$2.20E \left(\frac{t}{D_o} \right)^3 = 2.59E \frac{(t/D_o)^{2.5}}{(L/D_o)}$$

$$\Rightarrow L_{cr} = 1.17D_o \sqrt{\frac{D_o}{t}}$$

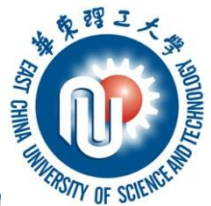
当筒长度 $L \geq L_{cr}$ ， p_{cr} 按长圆筒

当筒长度 $L \leq L_{cr}$ 时， p_{cr} 按短圆筒



临界压力公式使用范围

- 临界压力计算公式在认为圆筒截面是规则圆形及材料均匀的情况下得到的。
- 实际筒体都存在一定的圆度，不可能是绝对圆的，实际筒体临界压力将低于计算值。
- 但即使壳体形状很精确和材料很均匀，当外压力达到一定数值时，也会失稳，只不过是壳体的圆度与材料的不均匀性能使其临界压力的数值降低，使失稳提前发生。



外压圆筒的设计

试算法：

由工艺条件定内径和筒体长度，先假定一个 t
$$L_{cr} = 1.17D_o \sqrt{\frac{D_o}{t}}$$

根据筒体计算长度判断属于长圆筒还是短圆筒，再代入相应临界压力计算式。

$$p_{cr} = \frac{2E}{1 - \mu^2} \left(\frac{t}{D_o} \right)^3 \quad p'_{cr} = 2.59E \frac{(t/D_o)^{2.5}}{(L/D_o)}$$

求出相应的 $[p]$ ：
$$[p] = \frac{p_{cr}}{m}$$

然后比较 $[p]$ 是否大于并接近设计压力 p ，以判断假设是否合理。

图算法的原理

假定材料的应力应变曲线为理想弹塑性模型，则对不同的 t/D_0 值可在双对数坐标纸上标绘强度和失稳失效曲线，如图所示。

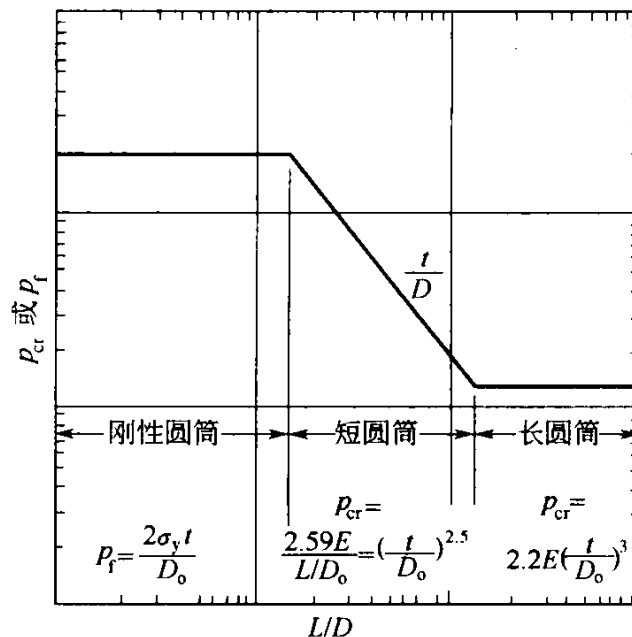


图 4-10 外压圆筒的失效曲线

$$L > L_{cr} \rightarrow \frac{\sigma_{cr}}{E} = 1.1 \left(\frac{t}{D_0} \right)^2 = \frac{1.1}{\left(\frac{D_0}{t} \right)^2}$$

$$L < L_{cr} \rightarrow \frac{\sigma_{cr}}{E} = \frac{1.30 (t/D_0)^{1.5}}{L/D_0}$$

图算法的原理

$$L > L_{cr} \longrightarrow \frac{\sigma_{cr}}{E} = 1.1 \left(\frac{t}{D_o} \right)^2 = \frac{1.1}{\left(\frac{D_o}{t} \right)^2} \longrightarrow A = \epsilon_{cr} = \frac{\sigma_{cr}}{E}$$

$$L < L_{cr} \longrightarrow \frac{\sigma_{cr}}{E} = \frac{1.30 (t/D_o)^{1.5}}{L/D_o}$$

$$\sigma_{cr} = \frac{p_{cr} D_o}{2t}$$

$$[p] = \frac{2AE}{3 \left(\frac{D_o}{t} \right)}$$

$$[p] = \frac{p_{cr}}{m} = \frac{2t\sigma_{cr}}{D_o m} = \frac{2AE}{(D_o/t) m}$$

中国容器标准取 $m=3$

设 \downarrow

$$B = \frac{[p] D_o}{t}$$

$$\longrightarrow B = \frac{2}{3} AE = \frac{2}{3} \sigma_{cr}$$

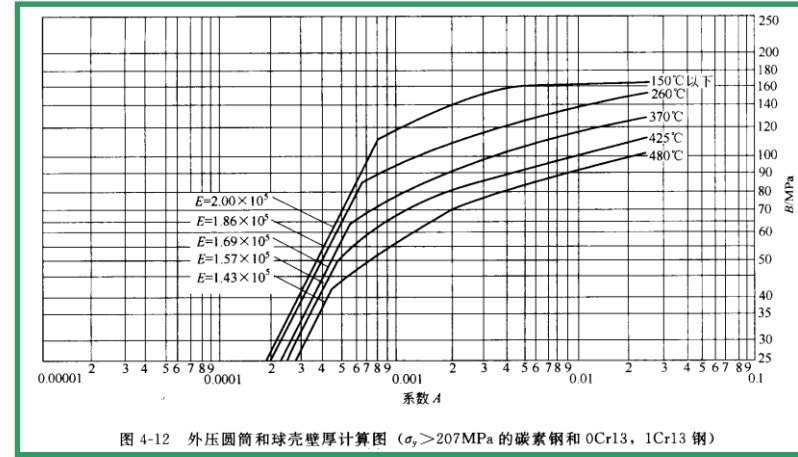
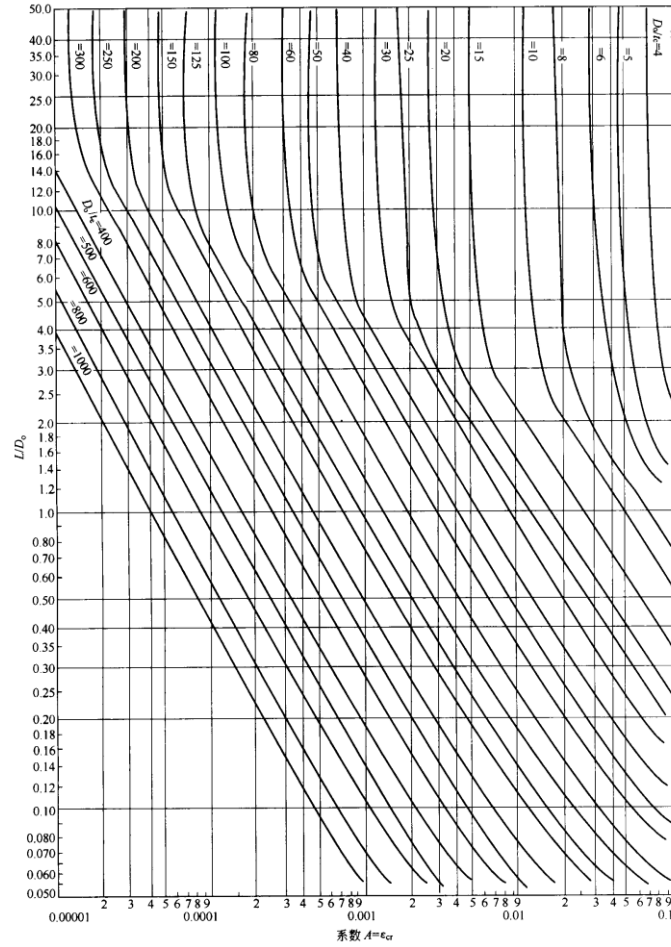


图 4-12 外压圆筒和球壳壁厚计算图 ($\sigma_s > 207 \text{ MPa}$ 的碳素钢和 0Cr13, 1Cr13 钢)

$$B = \frac{2}{3} AE = \frac{2}{3} \sigma_{cr}$$

图算法

① 假设 t_n ，计算出 $\frac{L}{D_o}$ 和 $\frac{D_o}{t_e}$

② 在图8-21的纵坐标上找到 $\frac{L}{D_o}$ 值，由此点沿水平方向移动与 $\frac{D_o}{t_e}$ 线相交（遇中间值用内插法）。若 $\frac{L}{D_o}$ 大于 50，则用 $\frac{L}{D_o} = 50$ 查图。

③ 由此点沿垂直方向向下移，在横坐标上读得系数 A 。

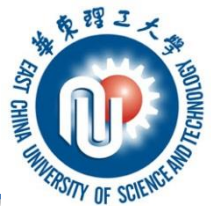
④ 根据筒体材料选用图8-22~图 8-24 在图的横坐标上找出系数 A 。若 A 落在设计温度的材料线的右方，则将此点垂直向上移动，与材料温度线相交（遇中间温度用内插法），再沿此交点水平右移，在图的右方纵坐标上得到 B 值，并按下式计算许可设计外压 $[p]$ ：

$$[p] = \frac{B}{D_o/t_e}$$

若所得 A 值落在材料温度线左方，则按下式计算 $[p]$

$$[p] = \frac{2AE}{3(D_o/t_e)}$$

⑤ 比较 p_c 与 $[p]$ ，若 $p_c > [p]$ ，则须再假设 t_n 重复上述计算步骤，直到 $[p]$ 大于且接近 p_c 时为止。



轴向受压圆筒

在弹性阶段：

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{cr}}{m} = \frac{1}{m} \cdot \frac{0.18Et_e}{R_i} = 0.06E \frac{t_e}{R_i}$$

在弹塑性阶段用B—A图确定 $[\sigma_{cr}]$

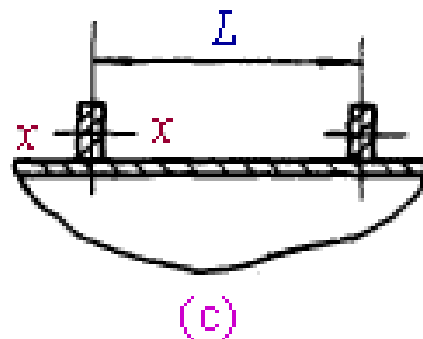
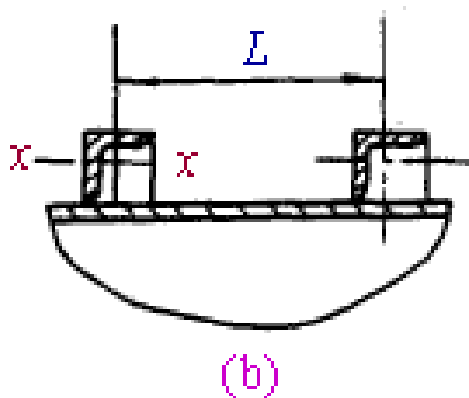
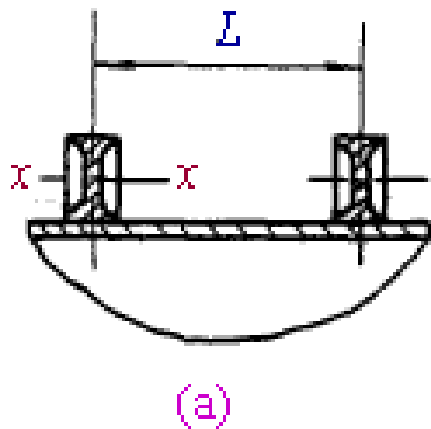
设计压力和压力试验压力

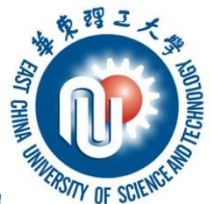
- ◆ 设计压力的定义与内压容器相同，但其取法不同。外压容器的设计压力应取在正常工作过程中可能产生的最大内外压力差；真空容器按外压容器计算。
- ◆ 当装有安全控制装置时，取1.25倍最大内外压力差或0.1MPa两者中的较小值；
- ◆ 当无安全装置时，取0.1MPa。对于带夹套的容器应考虑可能出现最大压差的危险工况，例如当内筒容器突然泄压而夹套内仍有压力时所产生的最大压差。对于带夹套的真空容器，则按上述真空容器选取的设计外压力加上夹套内的设计内压力一起作为设计外压。



加强圈

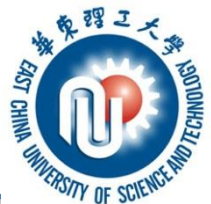
- 外压容器装上一定数量的加强圈，利用圈对筒壁的支撑作用，可以提高圆筒的临界压力，从而提高其工作外压。
- 加强圈可设置在容器的内部或外部。
- 扁钢、角钢、工字钢等都以制作加强圈。





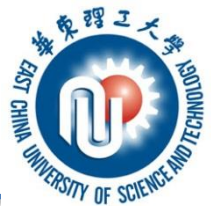
加强圈

- 连续或间断焊接，当加强圈在外面时，每侧间断焊接的总长度不应小于圆筒外圆周长的 $1/2$ ；
- 在里面，焊缝总长度不应小于内圆周长度 $1/3$ 。
- 间断焊最大间距，外加强圈不能大于筒体名义厚度8倍；内加强圈不能大于筒体名义厚度12倍
- 为保证强度，加强圈不能任意削弱或割断。
- 水平容器加强圈须开排液小孔。允许割开或削弱而不需补强的最大弧长间断值。



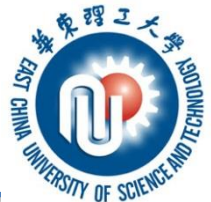
思考题

1. 外压圆筒的失稳形式有哪些？
2. 影响外压圆筒临界压力的因素有哪些？
3. 外压圆筒上设置加强圈的目的的是什么？



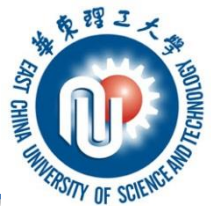
压力容器的安全技术监察

1. 安全技术监察的依据
2. 压力容器的设计监察
3. 压力容器的设计监察



压力容器的安全使用与管理

1. 管理体系与职责
2. 建立压力容器使用档案
3. 压力容器的使用登记
4. 制订容器的安全操作规程
5. 正确操作容器



压力容器的定期检验

1. 定期检验的目的
2. 定期检验的内容与期限