



限的安全

GB/T 4732 与 GB/T 150 同时实施，在满足各自要求的前提下，设计者可选择其中之一使用，但不得混用。

设计文件包括设计计算书（必要时应提供应力分析报告）、设计图样、制造技术条件、风险评估报告（适用于第Ⅲ类压力容器或设计委托方要求时）、安装及使用维修保养说明书（必要时应包括）。

设计条件至少标明：1、容器设计所依据的主要标准和规范 2、操作参数（包括工作压力、工作温度范围、液位高度、接管载荷等）；

3、压力容器使用地及其自然条件（包括环境温度、抗震设防烈度、风雪载荷等）；4、介质组分和特性（介质学名或分子式、密度和危害性等）；5、预期使用年限（设计委托方提出预期使用期限，设计者应当与委托方进行协商，根据压力容器使用工况、选材、安全性和经济性合理确定压力容器的设计寿命）；6、几何参数和管口方式（常用容器结构简图表示，示意性地画出容器本体与几何尺寸、主要内件形状、接管方位、支座形式等）；7、容器服役过程中的超压可能性及原因；8、设计需要的其他必要条件（包括选材要求、防腐蚀要求、表面特殊试验、安装运输要求等）。

失效：压力容器在规定的服役环境和寿命内，因尺寸、形状或者材料性能变化而危及安全或者丧失规定功能的现象。

失效模式：压力容器丧失其规定功能或危及安全的事件及其本质原因分为突发性失效（如塑性垮塌、脆性断裂和退化型失效（如腐蚀、棘轮））。

压力容器超过极限状态（失效边界）就失效。

GB/T 150-2024 涵盖的基本失效模式：

短期失效模式：脆性断裂（如塑性垮塌、局部过度应变），过量变形、屈曲、长期失效模式：蠕变断裂、蠕变过量变形、蠕变失稳、腐蚀和磨蚀、环境助长开裂。

循环失效模式：棘轮或称新增塑性变形、交替塑性、疲劳、腐蚀疲劳。

塑性垮塌——是指在单调加载条件下压力容器因过量总体塑性变形而不能继续承载导致的破坏。原因：壁厚过薄、超压。

局部过度应变——是指压力容器结构不连续处因材料延性耗尽而产生的塑性或撕裂。

脆性断裂——指压力容器未经明显的塑性变形而发生的断裂。

疲劳——交变载荷作用下，容器在应力集中部位产生局部的永久性损伤，并在一定载荷循环次数后形成裂纹或裂纹进一步扩展至完全断裂。

疲劳破坏——包括裂纹萌生、扩展和最后断裂三个阶段。

疲劳断口——疲劳源区、裂纹扩展区和最终断裂区组成。

焊接接头容易产生应力集中、焊接缺陷、残余应力和微裂纹。这些因素的综合作用，使得疲劳成为焊接接头的主要失效形式之一。

疲劳断裂时容器的总体应力水平较低，断裂往往在容器正常工作条件下发生，没有明显的征兆，是突发性破坏，危险性很大。

棘轮——是指压力容器由于同时承受恒定载荷和交变载荷作用而产生且按逐个循环渐增的累积塑性变形。

每次载荷均循环后产生塑性应变——渐增塑性应变。

蠕变——在保持应力不变的条件下，应变随时间延长不断增加。长期在高温下工作，蠕变会导致压力容器壁厚变薄、直径增大，甚至断裂。

腐蚀——金属与其周围介质发生化学或者电化学作用而产生的破坏现象。

刚度失效：由于压力容器刚度不足，发生过度弹性变形而导致的失效。

屈曲失效：在压应力作用下，压力容器突然失去其原有的规则几何形状而引起的失效。

泄漏失效：压力容器本体或连接件失去密封功能。压力容器内部介质非预期逸出或外部介质侵入的现象。

原因：密封系统失效（占比大）、局部腐蚀穿孔、贯穿性裂纹。

强度失效的两种主要形式：屈服、断裂。

常用的强度失效设计准则：

弹性失效设计准则——将容器总体部位的初始屈服视为失效。

韧性材料——按弹性失效设计准则——以屈服强度为基准。

防止断裂失效——同时用抗拉强度作为计算许用应力基准。

弹性失效设计准则：危险点的应力强度达到许用应力。韧性材料各处应力分布均匀，如薄壁容器。

强度失效设计准则：整个危险面屈服。

韧性材料——按弹性失效设计准则——容器爆破作为失效判据，压力容器一般具有应变硬化现象，爆破压力大于屈服压力。

弹塑性失效设计准则——又称为安定性准则，认为载荷变化范围达到安定载荷，容器就失效。

蠕变失效设计准则：将应力限制在由蠕变极限和持久强度确定的许用应力以内。

持久强度是指材料在一定温度下和规定时间内容，不发生蠕变断裂的最大应力。

蠕变极限是表征材料对高溫蠕变变形的抗力。在给定温度下，使试样在蠕变第二阶段产生规定蠕变速率时的最大应力。

设计压力——设定的容器顶部的最高压力，其值不得低于工作压力（容器在正常工作过程中可能产生的最高压力）。

设计压力——是指在相同时温下，用以确定元件厚度的压力，其中包

括液柱静压力；通常：计算压力=设计压力+液柱静压力。

焊接接头系数=焊缝金属与母材强度的比值。

薄壁圆筒（ $D_o/\delta_e \geq 20$ ），厚壁圆筒（ $D_o/\delta_e < 20$ ）失稳。

设计参数：设计压力、稳定性安全系数、外压计算长度等。

真空容器设计压力：按承受外压考虑。a.当装有安全控制装置时（如真空泄放阀），设计压力取1.25倍最大内外压力差或0.1MPa两者中的较小值；b.当无安全控制装置时，取0.1MPa。

加强圈的设计：将长圆筒转化为短圆筒，可以有效地减小筒体厚度、提高筒体稳定性，考虑加强圈的间距、截面尺寸、结构设计。

设置加强圈，必须使其属于短圆筒才有实际作用。加强圈数量增多， $L_{max}$ 值减小，筒体厚度减薄。

带加强圈外圆筒有三种失效形式：（1）加强圈与圆筒同时失稳。

（2）加强圈两侧的圆筒失稳。（3）加强圈本身失稳。

封头种类：凸形封头、锥形、变径段、平盖、紧缩口。

凸形封头又分为半球形封头、椭圆形封头、蝶形封头、球冠形封头。

半球形封头应用于高压容器，优点：薄壁应力为相同直径圆筒体的一半，是最理想的结构形式。

缺点：深度大，直径小时，整体冲压困难，大直径采用分瓣冲压其拼焊工作量也较大。

7. 常规设计法如 GB150，适用于中、低压容器，直边段作用：避免封头和筒体的连接焊缝处出现经向曲率半径突变，以改善焊缝的受力状况。

蝶形封头结构：带折边球面封头，由半径为  $R_i$  的球面体、半径为  $r$  的过渡环壳和短圆筒等三部分组成。优点：过渡环壳降低了封头深度，方便成型，且压制蝶形封头的钢模加工简单，应用广泛。

缺点：连续曲线，存在较大边缘弯曲应力。边缘弯曲应力与薄膜应力叠加，使该部位的应力远远高于其它部位，故受力状况不佳。

椭圆形封头：碟形封头当  $r=0$  时，球面与筒体直接连接。优点：结构简单、制造方便，常用作容器中两个独立压室中间封头，端盖。

缺点：无转角过渡，存在大的不连续应力，应力分布不甚合理。

锥壳特点：结构不连续，应力分布不合理。可拆密封装置：螺栓连接、螺栓法兰连接、密封条连接。不可拆密封装置：螺栓连接、螺栓法兰连接、环向自紧密封原理：依靠螺栓的预紧力，将垫片压紧在密封面上，使垫片产生塑性变形，填满密封面的微观不平度，阻止介质泄漏。在整個工作过程中，密封力主要靠螺栓预紧力维持，与介质压力无关。

轴向自紧密封原理：利用介质压力作用在密封元件上，使密封元件产生径向变形，从而增加对密封面的压紧力，达到密封目的。随着介质压力升高，密封元件对密封面的压紧力增大，密封性能增强。

双锥环密封保证正常工作条件：

合适的预紧力：安装时施加足够的螺栓预紧力，使双锥环与密封面之间产生初始密封比压，填满密封面微观间隙，阻止初始泄漏。

良好的密封面质量：密封面应具有足够的光洁度和平整度，保证双锥环与密封面紧密贴合，防止介质泄漏。

合理的结构尺寸（如锥角、厚度等）：要设计合理，以保证在介质压力作用下能有效产生自紧作用，同时自身不会因应力过大而损坏。

11. 压力试验目的：检查强度。检验压力容器在规定压力下的强度，确保容器在正常工作压力及可能出现的超压情况下，不会因强度不足而发生破裂或塑性变形。

检查密封性：检查容器各连接部位，如焊接接头、法兰密封等的密封性能，防止介质泄漏，保证容器安全运行。尽可能采用液压试验方法。

试验原因：安全性高，液体的压缩性很小，在试验过程中，即使容器发生破裂，液体的能量释放相对缓慢，不会像气体那样产生剧烈的爆炸和冲击，对周围人员和设备的危害较小。

检测效果好：液体能很好地充满容器内部，与容器壁充分接触，可有效检测出容器壁上的微小缺陷和泄漏点。而且液压试验时，压力分布均匀，更能更真实地反映容器在工作状态下的受力情况。

12. 分析设计标准划分的五组应力强度：一次总体薄膜应力 一次局部薄膜应力 一次弯曲应力 二次应力 峰值应力

8. 高压容器圆筒的对接深环焊缝不足：焊接难度大，残余应力集中，有腐蚀风险。避免方法：采用整体锻造，绕板结构；层间涂上防腐涂层。

9. 半球形封头受力最好，椭圆形封头其次，平盖封头最差。

椭圆形封头和蝶形封头均设置短圆筒原因：避免边缘应力影响。

10. 强制式密封原理：依靠螺栓的预紧力，将垫片压紧在密封面上，使垫片产生塑性变形，填满密封面的微观不平度，阻止介质泄漏。在整个工作过程中，密封力主要靠螺栓预紧力维持，与介质压力无关。

径向自紧密封原理：利用介质压力作用在密封元件上，使密封元件产生径向变形，从而增加对密封面的压紧力，达到密封目的。随着介质压力升高，密封元件对密封面的压紧力增大，密封性能增强。

轴向自紧密封原理：介质压力作用在密封元件上，使其产生轴向位移或变形，进而增加对密封面的压紧力，同样，压力越高，密封力越大，密封性能越好。

双锥环密封保证正常工作条件：

合适的预紧力：安装时施加足够的螺栓预紧力，使双锥环与密封面之间产生初始密封比压，填满密封面微观间隙，阻止初始泄漏。

良好的密封面质量：密封面应具有足够的光洁度和平整度，保证双锥环与密封面紧密贴合，防止介质泄漏。

双锥环的尺寸（如锥角、厚度等）：要设计合理，以保证在介质压力作用下能有效产生自紧作用，同时自身不会因应力过大而损坏。

11. 压力试验目的：检查强度。检验压力容器在规定压力下的强度，确保容器在正常工作压力及可能出现的超压情况下，不会因强度不足而发生破裂或塑性变形。

检查密封性：检查容器各连接部位，如焊接接头、法兰密封等的密封性能，防止介质泄漏，保证容器安全运行。尽可能采用液压试验方法。

试验原因：安全性高，液体的压缩性很小，在试验过程中，即使容器发生破裂，液体的能量释放相对缓慢，不会像气体那样产生剧烈的爆炸和冲击，对周围人员和设备的危害较小。

检测效果好：液体能很好地充满容器内部，与容器壁充分接触，可有效检测出容器壁上的微小缺陷和泄漏点。而且液压试验时，压力分布均匀，更能更真实地反映容器在工作状态下的受力情况。

12. 分析设计标准划分的五组应力强度：一次总体薄膜应力 一次局部薄膜应力 一次弯曲应力 二次应力 峰值应力

某内压圆柱形简体，其设计压力  $p = 0.4MPa$ ，设计温度  $t = 70^{\circ}C$ ，圆筒内径  $D_i = 1000mm$ ，总高  $3000mm$ ，盛装液体介质，介质密度  $\rho = 1000kg/m^3$ ，圆筒材料为 Q345R，腐蚀裕量  $C_2 = 2mm$ ，焊接接头系数  $\phi = 0.85$ 。已知设计温度下 Q345R 的许用应力，厚度为  $6 \sim 16mm$  时， $[\sigma]^t = 189MPa$ ；厚度为  $16 \sim 36mm$  时， $[\sigma]^t = 185MPa$ 。求该筒体厚度。

解：(1) 确定计算压力：液柱静压力为  $0.03MPa$ ，已大于设计压力的 5%，故应计入计算压力中，则  $p_c = p + 0.03 = 0.43MPa$ 。(2) 设计厚度：假定材料的许用应力  $[\sigma]^t = 189MPa$ （厚度为  $6 \sim 16mm$  时）。计算厚度  $\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t - p_c} = \frac{0.43 \times 1000}{2 \times 189 \times 0.85 - 0.43} = 1.34(mm)$ 。设计厚度  $\delta_d = \delta + C_2 = 1.34 + 2 = 3.34(mm)$ 。对 Q345R，钢板公偏差  $C_1 = 0.3mm$ ，因而可取名义厚度  $\delta_n = 4mm$ 。但对低合金钢制的容器，规定不包括腐蚀裕量的最小厚度应不小于  $3mm$ ，若加上  $2mm$  的腐蚀裕量，名义厚度至少应取  $5mm$ 。由钢材标准规格，名义厚度取为  $6mm$ 。(3) 检查  $\delta_n = 6mm$ ， $[\sigma]^t$  没有变化，故取名义厚度  $6mm$  合适。

① 厚壁圆筒：外径  $D_o \geq 1.2$  ② 轴向平衡： $\frac{\pi}{4} D_o^2 p = \pi D t \sigma_{\varphi} \Rightarrow \sigma_{\varphi} = \frac{p D}{2 t}$  圆周平衡： $2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p R \sin \alpha d\alpha = 2 t \sigma_{\varphi} \Rightarrow \sigma_{\varphi} = \frac{p R}{t}$  ③  $R$  (平行圆半径) =  $R_2$  (第二主曲率半径)  $\sin \varphi$  ④ 微元平衡方程： $\frac{\sigma_{\varphi}}{R_1} + \frac{\sigma_{\theta}}{R_2} = \frac{p}{t}$  由  $\sigma_{\varphi} R_2 \sin \varphi d\varphi + \sigma_{\theta} R_1 d\varphi d\theta \sin \varphi = p R_1 R_2 \sin \varphi d\varphi d\theta$  区域平衡方程： $P = 2\pi r_m t \sigma_{\varphi} \cos \varphi$  ⑤ 回转薄壳用无力矩理论： $\sigma_{\varphi} = \sigma_{\theta} = \frac{p R}{2(R_1 - R_2)}$  ⑥ 球形壳体  $\sigma_{\varphi} = \sigma_{\theta} = \sigma = \frac{p R}{2(R_1 = R_2)} = R$  椭球： $\sigma_{\varphi} = \sigma_{\theta} = \sigma = \frac{p R}{2b}$  ⑦ 球壳刚度  $D' = \frac{E t^3}{12(1-\mu^2)}$  ⑧ 厚壁圆筒弹性力学：轴向  $\sigma_z = \frac{p L^2 - p_o L^2}{R_o^2 - R_i^2}$  周向： $\sigma_{\theta} = \frac{p R^2 - p_o R^2}{R_o^2 - R_i^2} + (p_i - p_o) \frac{R_o^2 R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$  ⑨ 内压在内作用下： $\sigma_{\theta max} = p_i k_{\theta}^{-1}$  (内壁周向应力最大)  $\sigma_{\theta min} = p_i k_{\theta}^{-2}$  (外壁最小) ⑩ 向外： $\sigma_{\theta} = \frac{1}{2} (\sigma_{\theta} + \sigma_{\theta})$  ⑪ 初始屈服压力： $p_s = \frac{\sigma_{\theta}}{\sqrt{1-\mu^2}}$  ⑫ 全屈服压力： $p_{s0} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{\theta} \ln k$  爆破压力： $p_{b max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{\theta} \ln k$  ⑬  $p_{b min} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{\theta} \ln k p_b = \frac{2}{\sqrt{3}} (\sigma_{\theta} - \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{\theta}) \ln k$  (福贝尔公式) ⑭ 周边固支圆平板： $\sigma_{max} = \pm \frac{3 P R^2}{4 t^2}$  (板边缘上，下表面径向应力取最大) 周边简支圆平板： $M_{max} = \frac{3}{16} (3 + \mu) \sigma_{max} = \frac{3 + \mu}{16} \cdot \frac{P R^2}{t^2}$  (简支二者均在中心  $= 0$ ) ⑮  $\mu$  取最大！⑯ 固支撑端  $w_{max}^f = \frac{P R^3}{64 D t}$  简支端  $w_{max}^s = \frac{5 + \mu}{64 + 64\mu} \cdot \frac{P R^3}{t^2}$   $\mu = 0.3$  时， $\frac{w_{max}^f}{w_{max}^s} = \frac{5.3}{1.3} = 4.08$   $(\frac{\sigma_{\theta}}{\sigma_{\theta}})_{max} = \frac{3}{2} = 1.65$ ,  $T_{max} = \frac{3}{4} \cdot \frac{P R^3}{t^2}$  (圆平板边) ⑰ 中间面处！⑯ 均布轴压圆筒临界压强： $\sigma_{cr} = \frac{1}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} \cdot \frac{E t}{R} \xrightarrow{\mu=0.3} \sigma_{cr} \approx 0.605 \frac{E t}{R}$  ⑯ 无限长圆筒： $p_{cr} = \frac{2 E}{1+\mu^2} (\frac{t}{R})^2 - 2 \text{ 个波 } p_{cr} = \frac{(p_e^2 + 1) E t}{R^3}$  ( $I = \frac{\pi t^3}{12}$ ) —— n 个波纹，短圆筒  $p_{cr} = \frac{2.59 E t^2}{L D \sqrt{D/t}}$ ，临界长度  $L_{cr} =$  ⑰ 1.17  $D_0 \sqrt{\frac{D}{t}}$  球壳： $p_{cr} = \frac{2 E}{\sqrt{3(1-\mu^2)}} (\frac{t}{R})^2 \xrightarrow{\mu=0.3} p_{cr} \approx 1.21 E (\frac{t}{R})^2$  ⑯ 碳当量  $C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Si}{24} + \frac{Cr}{40} + \frac{Mo}{5} + \frac{V}{14}$  ⑰  $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \leq 4S^4 m$  ⑱ 内压薄壁圆筒：经向  $\sigma_r = \frac{p D}{48}$ ，周向  $\sigma_{\theta} = \frac{p D}{28}$  中径公式： $\delta = \frac{p D_0}{2[\sigma]^t - p}$  ⑲  $\sigma_1 = \sigma_{\theta} = p_i k_{\theta}^{-1}$ ， $\sigma_2 = \sigma_z = p_i k_{\theta}^{-1}$ ， $\sigma_3 = \sigma_r = -p_i$  ⑳ 外压圆筒： $\sigma_{cr} = \frac{p D_0}{2 E \delta_c}$  半球封头： $\delta = \frac{p_{cr} D_0}{4[\sigma]^t - p}$  ㉑ 失稳时周向应变

图 2-34 圆板的弯曲应力分布（板下表面）

图 2