

一、压力容器导言

基本设计步骤:需求分析>目标界定>总体结构设计>零部件结构设计>参数设计>设计实施

过程设备的基本安全要求	①安全可靠(强度、抗破坏、刚度、抗震、韧性冲击) ②满足功能要求和寿命要求 ③易于操作、维护、控制 ④有优良环境性能
压力容器为什么会发生爆炸?	本质直接原因是内部压力超过承载极限 根本原因:结构设计不当(如开孔位置未做补偿,导致局部应力超标) 焊
质量问题的六大组成部分	(如材料选择不当,造成材料缺陷等) 气蚀、密封、支座、接口接管、密封装置、安
附件形式(压力容器是板壳组合而成的焊接结构)	角接接头、搭板接头

介质危害性: 毒性(主)、易燃性(主)、腐蚀性、氧化性
压力容器盛装的易燃介质主要是指易燃气体和液化气体
易燃介质压力容器的所有焊缝均应采用全焊透结构
可燃气体或蒸气与空气组成混合物,当混合液中可燃气体含量满足完全燃烧条件时,则其燃烧反应会更加剧烈。**爆炸**下限小于 10%,或爆炸上下限和燃点之差值大于 20%的介质,一般称为易燃介质
压力容器可按设计压力(p)大小分为四个压力等级
低压(代号 L)容器 $0.1 \text{ MPa} \leq p < 1.6 \text{ MPa}$
中压(代号 M)容器 $1.6 \text{ MPa} \leq p < 10.0 \text{ MPa}$;
高压(代号 H)容器 $10 \text{ MPa} \leq p < 100 \text{ MPa}$;
超高压(代号 U)容器 $p \geq 100 \text{ MPa}$ 。

设计压力 p 指人为设定的容器顶部的最高压力

国外规范标准 ASME: 1911 年世界上第一部有关压力容器规范

ASME 四个层次: 规范, 规范案例, 条款释义, 规范附录

欧盟将压力容器、压力管道、安全附件、承压附件等以流体压力为基本载荷的设备统称为承压设备。

欧盟压力容器规范标准
 76/767/EEC《压力容器一般指令》87/404/EEC《简单压力容器指令》
 97/23/EC《承压设备指令》-(PED) EN13445:《非火焰接触压力容器》
 EEC/EC 指令侧重于安全管理方面的要求
 PED 是法规,具有强制性、原则性和稳定性;而 EN13445 是标准,具有推荐性、工程性和时效性。

按 EN13445 设计、制造的压力容器,自然满足 PED 要求,自然满足 PED 要求,对人身和财产安全有较危险性的设备总称,包括锅炉、压力容器、压力管道、电梯等。

特种设备=承压类特种设备+机电类特种设备

《中华人民共和国特种设备安全法》是中国历史上第一部对特种设备安全法律做统一、全面规范的法律

特种设备安全实施分类管理、全过程的安全监督管理

检验和检测分监督检验、定期检验、型式试验和设计文件鉴定四类

TSG 21《固定式压力容器安全技术监察规程》(简称“固容规”)适用于同时具备下列条件的固定式压力容器:

①工作压力大于或者等于 0.1MPa; ② 容积大于或者等于 0.03 m³ 且内直径(非圆形截面积)大于或者等于 10mm; ③ 盛装介质为气体、液化气体及介质最高工作温度高于或者等于其标准沸点的液体

GB/T 150-2024《压力容器》是一系列标准组成的、分通用要求、材料、设计、制造检验和验收四大部分,扩大了标准的设计温度适用范围: -269℃~800℃,设计压力从 0.1 到 35MPa。

二、压力容器应力分析

载荷: 荷, 能够在压力容器上产生应力、应变的外力及其他因素
 动态载荷: 荷, 大小和/或方向随时间变化的载荷
 正常操作工况: 容器长期稳定运行时的工况
 特殊载荷工况: 容器包括运行、停工及检修等工况
 通式: 在制造厂内进行压力试验时, 考虑一般处于水平位置。对于立大型容器, 用制造厂试验方法进行压力试验, 当考虑液柱静压力时, 试验压力要大于其设计压力
 于其做强度校核: 试验时所承受的静压力, 此时有可能导致致设计壁厚不足, 试验前

壳体: 工作在容器设计阶段不予考虑。一般由工艺系统工程师考虑。
壳体内径: 两个曲面间距离之比。
壳体外径: 两个曲面等距半径的比值。
壳壁厚度: 两个曲面曲率半径 R 的比值 $(t/R) \max \leq 1/10$ 。
厚壁圆筒: 外径与内径的比值 $(Do/Di) \max \leq 1.1$ 。
薄壁圆筒: 外径与内径的比值 $(Do/Di) \geq 1.2$ 。
弹性小变形: 壳体材料连续、均匀、各向同性; 受载后的变形是弹性的。
内压: 垂直于壳壁各点纤维在受力后不挤压; 应力沿壁厚方向均匀分布。
轴向外力: σ_θ , 周向应力 σ_ϕ , 径向应力 σ_r (壁厚方向)。
回转薄壳: 中面是由一条平面曲线或直线绕平面内的轴线回转 360° 而成。
母线: 绕轴线的 (回转轴) 回转形成中面的平面曲线或直线。

极点: 中面与回转轴的交点。
 经线平面: 通过回转轴的平面。 经线: 经线平面与中面的交线。
 第二主曲率半径 R_2 : 过考察点的经线在该点的曲率半径。
 第一主曲率半径 R_1 : 过考察点的经线法与回转轴交点与该点之间的距离。
 平行圆半径 r : 平行圆, 垂直于回转轴的平面与中面的交线称为平行圆。
 中面法线: 过中面上的点且垂直于中面的直线, 法线必与回转轴相交。
 对回转薄壳来说, 沿壁厚方向的应力与其它应力相比很小, 其它应力不随厚度而变。因此中面上的应力和变形可以代表薄壳的应力和变形。
 椭球壳上各点的应力是不等的, 它与各点的坐标有关。
 椭球壳应力与内压 p 、壁厚 δ 有关, 与长轴与短轴之比 b/a 有关。
 椭球壳承受均匀内压时, 在任何 a/b 值下, σ_θ 恒为正值, 即拉伸应力, 且由顶点处最大值向赤道逐渐递减至最小值。
 当 $a/b > 2$ 时, 应力 σ_ϕ 将变号。从拉应力变为压应力。
 随周向压力增大, 大直径薄壁椭圆形环状加强局部屈曲。
 结论: 整体或局部增加厚度, 局部采用环头出现局部屈曲。
 工程上常用标准椭圆形环头, 其 $a/b=2$ 。
 支座处应力的计算, 必须用有力矩理论进行分析, 而上述无力矩理论计算得到的壳体薄膜应力, 只有远离支座处才与实际相符。
 无力矩理论应用条件

① 壳体的厚度、中间曲率和载荷连续,没有突变,且构成壳体的材料的物理性能相同。——连续性(结构、材料、载荷);

② 壳体的边界处不受沿切线方向、弯矩和扭矩作用。

③ 壳体的边界处约服从横切面的切线方向,不得限制边界处的转角与挠度。

对很多实际问题,无力矩理论求解 + 有力矩理论修正

圆柱和球壳可以采用材料力学中的圆筒或球壳的公式,而一般壳体却不能。实际壳体满足无力矩理论的通用条件

① 圆柱壳和球壳由圆柱壳、圆筒壳、平板等基本壳体组合而成,在基本壳体连接处由于结构不连续,组合壳在连接处附近的局部区域出现衰减很快的应力增大现象,称为不连续效应或边缘效应。

② 厚壳、薄连接壳、圆柱壳边缘处的最大应力为壳体内部面的轴向应力,远大于远离连接壳不连续处圆柱壳中的应力。

一般钢材: $\mu=0.3$

厚壁圆筒应力分析 处于三向应力状态；应力仅是半径的函数，与轴向和周向位置无关，周向位移为零，只有径向位移和轴向位移
 内压载荷引起的弹性应力(拉麦公式)
 仅在内压作用下，圆筒中的应力分布规律：周向应力 σ_θ 及轴向应力 σ_ϕ 均为拉应力(正值)，径向应力 σ_r 为压应力(负值)
 内壁上径向应力 σ_r 有最大值，外壁处减至最小，径向应力 σ_r 内壁上为 $-\frac{p_i}{2}$ ，随半径 r 增加，径向应力绝对值逐渐减小，在外壁处 $\sigma_r = 0$ 轴向应力为一常量，沿壁厚均匀分布，且为周向应力与径向应力之和的一半
 $\sigma_\theta > \sigma_r$ 沿壁厚的不均匀程度与径比 K 有关， K 愈大不均匀程度愈严重
 温度变化引起的弹性热应力，热应力大小与内外壁温差成正比，热应力沿壁厚方向是变化的，内压与温差同时作用引起的弹性应力
 热应力特点：随温度升高或降低而增大；与零应力相等；是自平衡应力；热应力自限性：随流体温度或高温高压增大，可使热应力降低；在构件内是变化的，只要把利用内压屈服和塑性垮塌压力等结合起来。前者假设材料为理想弹性性，后者把材料屈服的实际应力与屈服关系
 当径比 K 大到一定程度后，用增加厚度的方法来降低应力的效果不明显，因此对于压力很高的压力容器，通常对方筒施加高压或自增强处理，使内层材料受到高压预压，而外层材料处于拉仲状态。
 为使内层施加高压的方法有多种，最常用的是采用多层圆筒结构。通过超工内压处理，由筒壁自身多层材料的弹性收缩引起残余应力的方法，称为自增强。

平板的几何特征：中面是一个平面，厚度小于其它方向的尺寸
平板的分类：厚板与薄板，大挠度板和小挠度板
弹性薄板的小挠度理论建立基本假设——克希霍夫
①中面中性假设：面内无变形，仅有法向挠度 w
②直线线假设：同一法线上各点挠度相等
③互不挤压假设：法向应力可忽略，仅有平面两应力
周边固支圆平板：在支承处不允许有挠度和转角，最大应力是板边缘上、下表面的径向应力
周边简支圆平板：最大弯矩和相应的最大应力均在板中心 $r=0$ 处，
周边固支时，最大挠度在板中心，周边简支时，即最大挠度在板中心
周边简支板的最大挠度大于周边固支板的挠度
周边固支圆平板中的最大正应力为边缘处的径向应力，其值为
周边简支圆平板中的最大正应力为板中心处的径向应力，其值为
即：周边简支板的最大正应力大于周边固支板的应力
挠度：反映板的刚度，应力则反映强度
周边固支圆平板在刚度和强度两方面均优于周边简支圆平板
对于薄板 $R \gg L$ ，板内的正应力近似均等于周边

降低板正应力与挠度的措施
若构成板的材料和荷载已确定, 则减小半径或增加厚度都可减小挠度和降低最大正应力
工程中较多的是采用改变其周边支承结构, 使它更趋近于固支条件
工程上正交板、圆板加厚加固平面的方法来提高板的强度与刚度

薄圆板应力特点
圆板厚度呈线性分布, 在板的上下表面有最大值, 是纯弯曲
应力, 应力 σ_{θ} 、 σ_r 沿半径的分布与周边支承方式有关, 工程实际的圆板周边支承力 q_0 与固支之分。

薄板结构的最大弯曲应力与 $(R/t)^2$ 成正比,而薄壳的最大拉(压)应力与 R/t 成正比,故在相同条件下,薄板所需厚度比薄壳大。由于承受外压载荷的壳体,当外界压强增大到某一值时,壳体可能会突然失去原来的形状,出现被压扁或出现波折等现象。

由于外压壳体破坏的常见形式之一,屈曲时对应的载荷为临界载荷。按屈曲的分类,极值屈曲,在载荷与位移曲线最高点处发生的增弯;分叉屈曲,结构从一种平衡状态向另一种平衡状态转变,结构的位移将突然发生很大的改变。

静力学求临界载荷只适用于分叉屈曲。按轴对称性,轴对称屈曲时轴压圆筒的临界应力:轴对称小挠度理论不适用于实际圆筒的屈曲问题;非线性力学理论没有考虑实际圆筒的形状缺陷(内压下,有消除不圆度的趋势);外压下,不圆度加大,且产生附加应力——临界应力降低,也没有考虑局部区域中的折皱、膨胀、凹陷,故引入形状缺陷修正系数。

另外,临界压力理论仅适用于线性弹性范围;局部应力的产生:局部缺陷,不连续效应;局部应力危害:过大的局部应力使结构处于不安定状态;在交变载荷下,易产生裂纹,可能导致应力失效。

降低应力集中系数措施: 减小接管半径; 增大接管、壳体的壁厚; 合理布置接管; 应力集中系数曲线有一定适用范围

椭圆形封头上接管连接处的局部应力, 只要将椭圆曲率半径折算成球的半径, 就可采用球壳上接管连接处局部应力的计算方法

应力指数: 应力分量与壳体在开孔接管时的环向应力之比

应力数值计算——有限单元法的基本思路:

将连续体离散为有限个单元的组合物, 以单元节点量为基本未知量, 单元内的相应参数用单元节点上的数值插值, 将个连续体的无限自由度问题变成有限自由度的问题, 再利用整体分析求出未知量。显然, 随着单元数目的增加, 近似程度将不断改进, 如单元满足收敛要求, 近似解也最终收敛于精确解

应力测试: ①电测法: 点测量, 表面应力测量
②光弹性法: 场测量, 表面及内部应力测量

降低局部应力的措施

- ①合理的结构设计:减少两连接件的刚度差,尽量采用圆头过渡,选择合理的开孔位置;如孔尽量开在应力水平比较低的部位,椭圆孔的长轴应与开孔处的最大应力方向平行,以降低局部应力;局部区域补强(如在壳体与附件之间加一块垫板)
- ②减少附件传递的局部载荷:对管道、阀门等设备附件设置支撑或支架、对接管等附件加设隔热保冷元件
- ③尽量减少结构中的缺陷:尽可能避免气孔、夹渣、未焊透等缺陷

三、压力容器材料及环境和时间对其性能的影响

压力容器本体主要采用钢板、管材和锻件，其紧固件采用棒材
钢板主要用途：筒体、封头、板头构件
锻件主要用途：接管、换热管等，或作筒体（当筒体直径较小时）
锻件主要用途：高压容器的平盖、端部法兰与长颈对焊法兰等
压力容器用钢按化学成分分类：碳素钢、低合金钢、高合金钢
碳素钢：含碳量 0.02~2.11%（一般低于 1.35%）的铁碳合金
强度高，塑性和可焊性较好，价格低廉；常用于常压或中、低压容器；也可用作垫板、支座等零件材料
低合金钢：字母 Q 代表屈服强度，数字表示屈服强度的数值。例如，Q235 表示屈服强度为 235MPa 的碳素结构钢
字母 1 为 A、B、C、D，表示钢材质量等级。A 级钢中硫、磷含量最高，D 级钢中硫、磷含量最低
字母 2 为 F、Z、T，表示脱氧程度，分别代表沸腾钢、镇静钢、特殊镇静钢。特殊镇静钢冶炼时的脱氧程度最高，沸腾钢脱氧程度最低
例如，Q355AF 表示屈服强度为 355MPa 的 A 级沸腾钢
低合金钢是在碳素钢基础上加入少量合金元素的合金钢
字母 3 为 45、60、16Mn、20MnTi 等，表示钢的牌号
高合金钢：压力容器中采用的低铁或超低碳高合金钢大多是耐腐蚀、耐高温合金钢、镍铬合金、高合金钢也具有良好热稳定性
镍钢具有较高的强度、塑性、韧性和良好的切削加工性能，是常用的铁素体不锈钢，在室温的稀硝酸及弱有机酸中有一定的耐腐蚀性，但不耐硫酸、盐酸、热磷酸等强酸的腐蚀
复合板：基层与介质不接触，主要起承载作用，通常为碳素钢和低合金钢。一般要求复合板的未结合率不超过 5%，界面剪切强度达到 100~210MPa。

接接头往往是耐腐蚀的薄弱环节,因此壁厚较薄、直径小的压力容器最好不用复合板。

有色金属在高温状态下的强度比碳钢低,所以一般在退火状态下使用。有色金属有价值的性能是在低温下保持较高的塑性和冲击韧性,是制造深冷设备的良好材料。纯铜的导热率是压力容器用各种金属材料中最高的,纯铜和黄铜的设计温度不低于 200℃。

铝钎焊(密度约为钢的三分之一)在低温下具有良好的塑性和韧性;耐浓硝酸、醋酸、碳酸、氢氟、尿素等,不耐碱,可用来制作压力较低的贮罐、塔、热交换器,防止污染产品的设备及深冷设备。设计压力应不大于 16MPa 钛及钛合金,设计温度范围为-268~903℃,由于价格高一般只用于制造特殊要求的压力容器。

钛及钛合金具有密度小($\rho=4510\text{kg/m}^3$)、强度高(相当于 Q245R)、低温性能好、粘附力小等优点。设计温度不高于 315℃。在介质腐蚀性强、寿命长的设备中应用。

非金属材料 大多数材料耐热性不高,对温度波动敏感,与金属相比强度较低(除玻璃钢)常用涂料、工程塑料、不透气石墨、搪瓷、陶瓷、热塑性塑料、加热软化、冷却硬化,过程可逆,可反复进行。

热固性塑料仅第一次加热时软化流动,以后为不可逆过程。

材料在载荷下的一次变形:弹性变形(卸载后能够恢复)

塑性变形(卸载后不能恢复)

塑性变形对材料性能的影响

1) 应力强化 金属在常温或低温下发生塑性变形后,随塑性变形量增加,其强度、硬度提高,塑性、韧性下降的现象(加工硬化、冷作硬化)

采用应力强化,可显著提高奥氏体不锈钢的许用应力,降低容器重量。

2) 按金属材料塑性加工是否完全消除加工硬化,可分为冷加工和热加工。

冷、热加工的分界是金属的再结晶温度。

热加工(热变形)高于再结晶温度。热变形时加工硬化和再结晶现象同时出现,但加工硬化被再结晶消除,变形后具有再结晶组织,因而无加工硬化现象。

加工硬化现象。由于低温时再结晶温度高，冷变形中不再结晶出现，因而有加工硬化现象。由于低温时有加工硬化现象，塑性降低，每次的冷变形程度不宜过大，否则金属将产生断裂破坏。

垂直于纤维组织的性能变化：平行纤维组织方向的强度、塑性和韧性提高，垂直于纤维组织的性能降低，加工方向异性一般不能通过热处理消除

本构模型：双线性弹性、幂指数模型、Ramberg-Osgood(模型)

焊接方法：熔焊（压力容器制造中应用最广）、压焊、钎焊

熔焊如电弧焊、激光焊、电焊、摩擦焊、电阻焊、钎焊如烙铁钎焊

焊接接头组成：焊缝区（由填充和母材部分金属材料组成）
热影响区（加热时在金属的固相线和液相线之间，组织不均匀、最薄弱）
熔合区（热影响区与焊缝区的交界面，经历了一次特殊的热处理。）
如低碳钢的正火区：焊接中组织和性能最好的区域
如低碳钢正火区：焊接温度度存在焊接应力和变形
焊接残余应力：由于接头各处存在温度梯度且冷却速度不一致，焊后残留在焊件内部的焊接应力导致局部应力过高，使结构承载能力下降，引起裂纹，甚至导致结构失效。
如果是在焊接过程中，焊件能较自由地伸缩，则：焊后的变形较大而焊接残余应力小；反之，焊后焊件小，焊接残余应力大
减少焊接应力和变形的措施：尽量减小焊接头数量，焊缝不要布置在角部或边长上，相邻两焊道应保证足够的间距，尽可能避免出现十字焊缝，焊前预热，当焊接造成残余应力会影响结构安全运行时，还需设法焊后热处理消除焊接残余应力。

裂纹是焊接接头中最危险的缺陷，压力容器的破坏事故多数是裂纹引起的。热处理按目的可分为焊后热处理、恢复性能热处理、改善性能热处理。按处理对象可分为原材料热处理、零部件热处理、产品热处理等三种。

焊后热处理利用金属在高温下屈服强度下降的降低,使应力高的地方产生塑性流动,从而达到消除或降低焊接残余应力目的,一种热处理,属于去应力退火作用。消除或降低焊接残余应力,提高抗应力腐蚀性能;消除消除应力峰硬化,改善接头的塑性和韧性,提高接头抗脆断能力;稳定焊接构件形状,避免或者减少在焊后机加工和使用过程中的变形;稳定焊缝中的氢向外扩散。

金属处理:焊后立即将工件加热到200~350℃并保温0.5h以上,使焊缝金属处于过饱和状态的氢原子扩散出去,以降低容器产生延迟裂纹可能性。如熔焊金属有延迟裂纹倾向的低碳钢和低合金钢需要进行焊后热处理,而需要通氧时,则需要进行焊后热处理。压力容器需要焊后热处理,而需要通氧时,则需要进行焊后热处理。

恢复性能热处理:冷成形和温成形后恢复性能热处理,相当于去应力退火作用。

加热工艺和恢复性能热处理 (根据设计要求的钢材使用状态进行热处理) 热轧加工后恢复性能的钢材, 加热加工后, 应重新进行热处理。

经电渣铸的焊缝组织, 应进行正火处理, 以恢复力学性能和消除应力。

改善性能热处理: 固溶处理、稳定化处理、调质处理 (淬火 + 高温回火)。

奥氏体不锈钢的正常交货状态就是固溶状态。

稳定化处理只适用于在晶间腐蚀环境下选用含稳定化元素 (Ti 或 Nb) 奥氏体不锈钢的场合。

调质处理可以使低合金钢具有较好的综合力学性能。

不同用途压力容器的工作温度不同。钢材在低、中、高温的性能不同。

随着温度降低, 碳素钢和低合金钢的强度提高, 韧性降低, 奥氏体不锈钢在温度提高的同时仍有良好的韧性并非常所有金属都有明显的低温变脆现象。

温度升高, 抗拉强度和屈服强度降低。

在温度较高时, 仅仅根据常温下钢材抗拉强度和屈服强度来决定许用应力是不够的, 一般还应考虑设计温度下材料的屈服强度。

蠕变: 金属在长时间的高温、低载荷作用下缓慢地产生塑性变形。

应力松驰：蠕变使压力容器材料产生蠕变变形，蠕变脆化、蠕变断裂、应力松弛、蠕变曲线、减速蠕变、恒速蠕变、加速蠕变
当应力较小时或温度很低时，第二阶段(恒速)的持续时间很长，甚至无第三阶段；相反，当应力较大或温度较高时，第二阶段持续时间短，甚至完全消失
蠕变极限：高温长期载荷作用下，材料抵抗变形的能力
持久强度：一高温长期负荷条件下，材料抵抗抗断的能力
应力松驰：在高温和应力作用下，随着时间的增长，如果变形总量保持不变，则因蠕变而逐渐增加的塑性变形将逐步代替原来的弹性变形，从而使零件内的应力逐渐降低，这种现象称为应力松驰。如高温压力容器中的连接螺栓，可能因松驰而引起现象泄漏
在高温下工作的钢材材料的劣化即引起蠕变脆化的原因主要有珠光体石墨化、石墨化、回火脆化、氢脆
已发生石墨化的钢材可采用热处理的方法使之恢复原来的组织
石墨化只出现在一定的高温范围
如何提高其抗蠕变能力：
①根据高压氢气环境下原位测量获得的力学性能数据，进行基于失效模式的设计。
②选择与高压氢气相容性优良的 material，如钎合金 6061-T6、S31603
预防高温氢脆：钢中加入铜、铝、钒、铌、钨等能形成预碳化物元素(奥氏体不锈钢没有碳化物，不存在高温氢脆)
制造时通过采用低氢型焊材、焊后热处理等措施来控制内部氢含量
③不可将降温随压力的降低而降低，容器在停车时，应先降压，再降温，切忌先降压力后降温。开车时相反，即先升温再升压
应力腐蚀开裂(SSC)：金属在拉应力和特定腐蚀介质共同作用下导致的脆性断裂
特征：拉应力、特定介质和金属的组合、一般为延迟脆性断裂
裂纹扩展的三个阶段：I—形成亚临界裂纹；II—快速扩展；III—最终破裂

1. 孕育阶段——逐步形成应力腐蚀裂纹;
2. 裂纹稳定扩展阶段——在应力和腐蚀介质作用下, 裂纹缓慢扩展;
3. 裂纹失稳阶段——最终发生的突然断裂。

断裂前往往没有明显塑性变形, 是突发性的, 很难预防, 危险性很大。第三阶段不一定总会发生, 因为在第二阶段形成的裂纹有可能使压力容器泄漏, 导致压力、应力下降, 即发生木楔先漏。

常见的应力腐蚀开裂: a. 碱溶液 (碱脆)、b. 湿硫化氢 (硫酸)、c. 液氨 (氨脆)、d. 氯化物溶液 (氯脆)。

[illegible]

四、压力容器设计

要求:参考TSG 21-2016的3.1.5设计方法,要综合考虑所有相关因素、失效模式和足够的安全裕量,以保证压力容器具有足够的强度、刚度、稳定性和耐腐蚀性,同时还应当考虑支座、底座圈、支耳及其他型式支承件与压力容器本体的焊接(粘接)接头的强度要求,确保压力容器在设计使用年

限内的安全 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、密度和腐蚀性等）；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设计寿命）；6、几何参数和管口方位（常用容器结构图表示，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、防腐性要求、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（失效边缘）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、韧性断裂（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、腐蚀和腐蚀、环境应力开裂

循环失效模式：棘轮或称滞塑增性变形、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——是指压力容器局部不连续处因材料延性耗尽而产生的裂纹或者撕裂。

脆性断裂：脆性断裂的原因：材料脆性和缺陷

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载荷和交变载荷作用而产生且按逐个循环新增的累积塑性变形

每次载荷新增的塑性应变——新增塑性应变

蠕变——在保持应力不变的条件下，应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反应而产生的破坏现象

刚度失效：由于压力容器刚度不足，发生过度的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泄介质侵入的现象

原因：密封系统失效（占比大）、局部断裂穿孔、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，塑性失效设计准则：整个危险面屈服。韧性材料各处应力分布均匀，如薄壁容器

爆破（塑性垮塌）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，爆破压力大于全屈服压力

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，不发生蠕变断裂的最大应力

蠕变极限是表征材料对高温蠕变最大的抗力，在给定温度下，使试样在蠕变第二阶段产生规定稳态蠕变速率的最大应力。

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顶部可能产生的最高压力）

计算压力——是指在相应设计温度下，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

厚壁圆筒（Do/δe≥20）厚壁圆筒（Do/δe<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：将长圆筒简化为短圆筒，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，Lmax 值减小、筒体厚度减小

带加强圈外压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、锥壳、受压段、平盖、紧缩口

凸形封头又分为半球形封头、椭圆形封头、碟形封头、球冠形封头

半球形封头应用于高压容器，优点：薄膜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，整体冲压困难，大直径采用分瓣冲压后其拼焊工作量也较大；

椭圆形封头应用于中、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 Ri 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：不连续曲面，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

球冠形封头：蝶形封头当 r=0 时，球面与筒体直接连接

优点：结构简单、制造方便，常用于容器中两独立受压室中间封头，端盖。

缺点：无转角过渡，存在大的不连续应力，应力分布不合理

锥壳特点：结构不连续，应力分布不理想

可拆卸装置：螺栓连接、卡箍式连接、螺栓法兰连接

失效形式：主要为泄漏，泄露形式：界面泄漏(漏主) 渗透泄露

密封分类：中压密封：螺栓法兰结构，强制式密封。

高压密封：多为自紧式密封、半自紧式密封

影响密封性能的主要因素：密封预紧力、垫片性能、压紧面的质量、法兰刚度、操作条件

法兰压紧面主要根据工艺条件、密封口径以及垫片等进行选择。以突面、凹凸面、榫槽面最为常用

管道法兰不用焊接，而用螺栓连接

高压密封结构基本分为：承力构件：大螺栓、螺栓连接、内螺栓、抗剪销等

密封元件：平垫、双锥环、八角垫、椭圆垫等

提高高压密封性能的措施：改善密封接触表面，改进垫片结构，采用焊接密封元件

开孔带来的问题：削弱器壁的强度、产生高的局部应力

补强结构：局部补强和整体补强，局部补强包括：

补强圈补强：补强圈贴焊在壳体与接管连接处，中低压容器应用最多

厚壁接管补强：补强处于最大应力区域，能更有效地降低应力集中系数

整体补强特点：抗疲劳性能好

开孔补强设计准则：弹性失效设计准则——等面积补强法，塑性失效准则——极限载荷补强法，压力面积补强法

强度裕量：接管和壳体实际厚度大于强度需要的厚度，接管根部有填角焊缝，焊接接头系数小于 1 但开孔位置不在焊缝上等

支座是用来支撑容器及设备重量，并使其固定在某一位置的压力容器附件。分为立式支座(耳式支座、支撑式支座、腿式支座、裙式支座)和卧式支座(板式支座、圈式支座、支腿支座)

检查孔目的：检查容器在使用过程中是否有裂纹、变形、腐蚀等缺陷产生。

符合：人孔、手孔等，其位置应便于观察或清理容器内部

包含下列 5 个条件之一，不必开设检查孔：① 筒体内径小于等于 300mm 的压力容器；② 盖子上设有可拆卸的封头、盖板或其它能够开闭的盖子；③ 其封头、盖板或盖子的尺寸不小于所规定检查孔的尺寸；④ 无腐蚀或轻微腐蚀，无需做内部检查和清理的压力容器；⑤ 制冷装置用压力容器；⑤ 换热器。

超压泄放装置：保证压力容器安全运行，超压时能自动卸压，防止发生超压爆炸的附属机构。包括安全阀、爆破片，以及两者的组合装置

原理：1. 正常工作压力下运行时，保持严密不漏；超过限定值时，能自动、迅速地排泄出容器内介质，使容器内的压力始终保持在许用压力范围以内。

2. 自动报警作用

超压泄放装置的额定泄流量应不小于容器的超压泄流量

安全阀主要由阀座、阀瓣和加载机构组成，通过阀的自动开启排出气体来降低容器内过高的压力，当安全阀不能起到有效保护作用时，必须用爆破片或爆破片与安全阀的组合装置

利用爆破片在标定爆破压力下即发生断裂来达到泄压目的，泄压后爆破片不能继续有效使用，容器也被迫停止运行。

特点：密封性能好，能做到完全密封；破裂速度快，泄压反应迅速

压力容器焊接结构设计的基本原则：尽量采用对接接头、尽量采用全熔透的结构，不允许产生未熔透缺陷、尽量减少焊缝处的应力集中

选择合适的焊缝坡口，方便焊丝伸入坡口根部，以保证全熔透。

尽量减少填充金属量，保证强度；避免产生焊接缺陷；减少焊接变形

耐压试验：内压容器试验目的：在超设计压力下，考核缺陷是否会发生快速扩展造成破坏或开裂造成渗漏，检验密封结构的密封性能。

外压容器试验目的：检查是否存在穿透性缺陷

应力分类：一次应力 P、二次应力 Q 和峰值应力 F

一次应力指平衡外加机械载荷必需的应力。必须满足外载荷与内力及内力矩的静力平衡关系。基本特征：非自限性，对容器失效影响最大

一次总体薄膜应力 Pm 特征：存在于容器器总部位，沿壁厚均匀分布，达到屈服强度后应力不会重新分布，直接导致容器破坏

二次应力由相邻部件的约束或结构的自身约束所引起的正应力或切应力。

基本特征：自限性

峰值应力是由局部结构不连续和局部热应力的影响而叠加到一次二次应力之上的应力增量，具有高度的局部性和自限性，因而不引起任何明显的变形，比二次应力 Q 的危险性还低，其危害性仅是可能引起疲劳破坏或脆性断裂

课后题&作业题

1 标准椭圆形封头长短轴之比 a/b=2 原因：从应力分布、制造考虑，a/b=2 时，椭圆封头应力过渡相对合理、与筒体连接适配性好，便于标准制造

2 单层厚壁圆筒承受内压时，其应力分布特征：径向应力线性分布，环向、轴向应力非线性。

3 承受均布内压的圆筒承受内压时，不能仅增加壁厚提高承载能力，因为厚壁筒应力沿壁厚分布不均，内层应力大，加厚对缓解内层应力效果有限，且不经济。

3 两个径比 K 和材料均相同的厚壁圆筒，一个单层一个多层，其爆破压力不同。多层圆筒因层间相互压紧等，应力分布更均匀，爆破压力更高，单层应力集中在内压，爆破压力相对低

4 预应力法提高厚壁圆筒屈服承载能力的基本原理：通过预加应力，使厚壁筒在内压时，内层预压应力抵消部分内压产生的拉应力，外层预拉应力不超过允许值，从而提高屈服承载能力

5 承受均布内压的回转壳破坏的形式：外压回转壳破坏形式有失稳（弹性、弹塑性）与内压相比，内壳主要是强度破坏，外压壳是失稳破坏，失效机理和形式不同

6 设计厚度=计算厚度+腐蚀裕量，名义厚度=设计厚度+钢板负偏差

7 常规设计法如 GB150，适用中低压等常规工况，设计流程为公式化计算+经验系数，精度一般，分析设计法如 JB4732，ASME，适用疲劳、蠕变等复杂工况，设计流程为有限元分析、数值模拟等，精度较高

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整，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。

径向自紧式密封原理：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。

轴向自紧式密封原理：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实现密封。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：

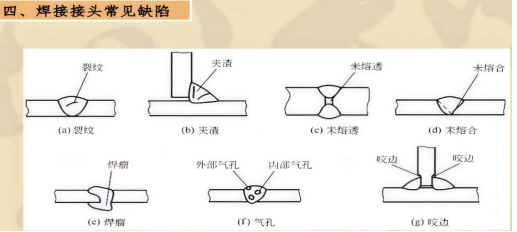
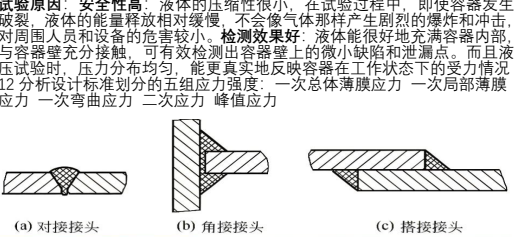
合适的预紧力：安装时需施加足够的螺栓预紧力，使双锥环与密封面之间产生初始密封比压，填满密封面微观间隙，阻止初始泄漏。

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：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、法兰密封面等）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，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



不难发现，**最大弯矩和相应的最大应力均在板中心 r = 0 处**，

$$\left\{ \begin{array}{l} (M_r)_{\max} = (M_\theta)_{\max} = \frac{pR^2}{16} (3 + \mu) \\ (\sigma_r)_{\max} = (\sigma_\theta)_{\max} = \frac{3(3 + \mu)}{8} \frac{pR^2}{t^2} \end{array} \right.$$

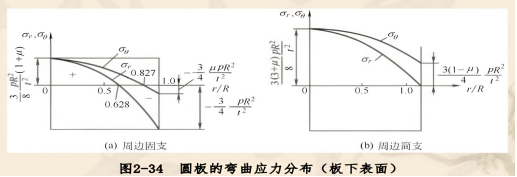


图2-34 圆板的弯曲应力分布（板下表面）

2.3.3 屈服压力和爆破压力

一、爆破过程



图2-26 厚壁圆筒中压力与变形关系

内压厚壁圆筒，中径公式也可按第三强度理论导出

- 应力分量**（拉美公式）：
$$\text{径向应力 } \sigma_r = -\frac{pR_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \left(1 - \frac{R_o^2}{r^2}\right) \text{ (负号表示压应力)},$$
$$\text{环向应力 } \sigma_\theta = \frac{pR_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \left(1 + \frac{R_o^2}{r^2}\right) \text{ (拉应力)},$$
$$\text{轴向应力 } \sigma_z = \frac{pR_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \text{ (拉应力)}.$$
- 第三强度理论**：相当应力 $\sigma_{eq3} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$ （ σ_1 厚壁圆筒中，内壁上（ $r = R_i$ ）应力最危险： $\sigma_1 = \sigma_\theta|_{r=R_i} = \frac{p(R_o^2 + R_i^2)}{R_o^2 - R_i^2}$ （环向拉应力最大）， $\sigma_3 = \sigma_r|_{r=R_i} = -p$ （径向压应力最大）。代入第三强度理论：
$$\sigma_{eq3} = \frac{p(R_o^2 + R_i^2)}{R_o^2 - R_i^2} - (-p) = \frac{2pR_o^2}{R_o^2 - R_i^2} \leq [\sigma].$$
- 中径公式简化**：中径 $D_m = R_o + R_i$ ，壁厚 $\delta = R_o - R_i$ ，近似 $R_o^2 - R_i^2 \approx D_m \delta$ （因 $\delta \ll D_m$ ），则 $\frac{2pR_o^2}{D_m \delta} \leq [\sigma]$,

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

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 $p_c = p + 0.03 = 0.43\text{MPa}$ 。（2）**设计厚度** 假使材料的许用应力 $[\sigma]^t = 189\text{MPa}$ （厚度为 $6 \sim 16\text{mm}$ 时），**计算厚度** $\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - p_c} = \frac{0.43 \times 1000}{2 \times 189 \times 0.85 - 0.43} = 1.34(\text{mm})$ **设计厚度** $\delta_d = \delta + C_2 = 1.34 + 2 = 3.34(\text{mm})$ 。对 Q345R，钢板负偏差 $C_1 = 0.3\text{mm}$ ，因而可取名义厚度 $\delta_n = 4\text{mm}$ 。但对低合金钢制的容器，规定至少应取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** $\delta_n = 6\text{mm}$ ， $[\sigma]^t$ 没有变化，故取名义厚度 6mm 合适。

- ① 厚壁圆筒：外经 $\frac{D_o}{D_i} \geq 1.2$ ② 轴向平衡： $\frac{\pi}{4} D^2 p = \pi D t \sigma_\varphi \Rightarrow \sigma_\varphi = \frac{pR}{2t}$ 圆周平衡： $2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p R \sin \alpha d\alpha = 2t \sigma_\theta \Rightarrow \sigma_\theta = \frac{pR}{t}$ （ R 行（行圆半径）= R_2 （第二主曲率半径） $\sin \varphi$ ④ 微元平衡方程： $\frac{R_1}{R_1} + \frac{R_2}{R_2} = \frac{t}{t}$ 。由 $\sigma_{\theta t} R_2 \sin \varphi d\varphi d\theta + \sigma_{\theta t} R_1 d\varphi d\theta \sin \varphi = p R_1 R_2 \sin \varphi d\varphi d\theta$ 区域平衡方程： $V = 2\pi r m t \sigma_\varphi \cos \alpha$ ⑤ 回转薄壳用无力矩理论： $\sigma_\theta = \sigma_\varphi (2 - \frac{R_1}{R_2})$ ⑥ 球形壳体 $\sigma_\varphi = \sigma_\theta = \sigma = \frac{pR}{2t}$ （ R 为 $R_1 = R_2$ ） $\sigma_\theta = \frac{pR}{2t}$ （ $R_1 = R_2 = \frac{a^2}{a}$ ，顶点 $(0, b)$ ）⑦ 抗弯刚度 $D' = \frac{E I^3}{12(1 - \mu^2)}$ ， $\beta = \sqrt{\frac{3(1 - \mu^2)}{R^2 t^3}}$ ⑧ 厚壁圆筒弹性压力：轴向 $\sigma_z = \frac{p(R_o^2 - R_i^2)}{R_o^2 - R_i^2}$ 周向： $\sigma_\theta = \frac{p(R_o^2 + R_i^2)}{R_o^2 - R_i^2} + (p_i - p_o) \frac{R_i^2 R_o^2}{R_o^2 - R_i^2} \frac{1}{r^2}$ 径向： $\sigma_r = \frac{p(R_o^2 - R_i^2)}{R_o^2 - R_i^2} - (p_i - p_o) \frac{R_i^2 R_o^2}{R_o^2 - R_i^2} \frac{1}{r^2}$
- ⑨ 仅在内压作用下： $\sigma_\theta_{\max} = p_i \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$ （内壁周向应力最大） $\sigma_\theta_{\min} = p_i \frac{R_o^2 - R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$ （外壁最小）⑩ 轴向： $\sigma_z = \frac{1}{2}(\sigma_\theta + \sigma_r)$ ⑪ 初始屈服压力： $p_s = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} \cdot \frac{R_o^2 - R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$ 全屈服压力： $p_{s0} = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}} \ln k$ 爆破压力： $p_{bm} = \frac{\sigma_b}{\sqrt{3}} \ln k$ $\sqrt{3}$ $\sigma_s \ln k p_b = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_s (\frac{1}{2} - \frac{\sigma_s}{\sigma_b}) \ln k$ （福贝尔公式）⑫ 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）周边固支圆平板： $M_{\max} = \frac{p R^2}{16} (3 + \mu) \sigma_{\max} = \frac{3(3 + \mu)}{8} \frac{p R^2}{t^2}$ （简支二者均在板中心 $r = 0$ 处， μ 取最大）⑬ 固支板度 $\mu_{\max} = \frac{P R^2}{64 D}$ 简支板度 $\mu_{\max} = \frac{5 + \mu}{64 D} \frac{P R^2}{t^2}$ $\mu = 0.3$ 时， $\frac{\mu_{\max}}{\mu_{\min}} = \frac{1.3}{1.3} = 4.08$ $(\frac{\sigma_r}{\sigma_\theta})_{\max} = \frac{3.3}{2} = 1.65$ ， $\tau_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{p R}{t}$ （圆平板边缘中面处）⑬ 均布轴压圆筒临界压力： $\sigma_{cr} = \frac{1}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} \cdot \frac{E R}{L D} \mu^{0.3} \Rightarrow \sigma_{cr} \approx 0.605 \frac{E R}{L D}$ ⑭ 无限长圆筒： $p_{cr} = \frac{2 E}{1 - \mu^2} (\frac{R}{L})^3$ ——二个波 $p_{cr} = \frac{(\mu^2 + 1) E R}{R^3}$ （ $I = \frac{\pi R^4}{4}$ ）—— n 个波纹，短圆筒 $p_{cr} = \frac{2.59 E I^2}{L D \sqrt{D/t}}$ ，临界长度 $L_{cr} =$

$1.17 D_0 \sqrt{\frac{D_0}{t}}$ 球壳： $p_{cr} = \frac{2 E}{\sqrt{3(1 - \mu^2)}} (\frac{R}{L})^2 \mu^{0.3} \Rightarrow p_{cr} \approx 1.21 E (\frac{R}{L})^2$ ⑮ 碳当量 $C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Si}{24} + \frac{Ni}{40} + \frac{Cr}{5} + \frac{Mo}{4} + \frac{V}{14}$ ⑯ $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \leq 4 S_t^m$ ⑰ 内压薄壁圆筒：径向 $\sigma_r = \frac{P D}{4 \delta}$ ，周向 $\sigma_\theta = \frac{P D}{2 \delta}$ 中径公式： $\delta = \frac{p D_i}{2(\sigma - p)}$ $\sigma_1 = \sigma_\theta = \sigma_r \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1}$ ， $\sigma_2 = \sigma_z = p_i \frac{k^2 - 1}{k^2 - 1}$ ， $\sigma_3 = \sigma_r = -p_i$ ⑱ 外压圆筒：

长： $p_{cr} = 2.2 E (\frac{\delta}{D_0})^3$ 短： $p_{cr} = 2.6 E \frac{D_i}{D_0 - 0.45 (\frac{\delta}{D_0})^3}$ 失稳时周向应变

$$\epsilon_r = \frac{p_r D_i}{2 E \delta_s} \text{ 半球封头: } \delta = \frac{p_r p_i}{4[\sigma]^t \phi - p_c}$$