# 化工压力容器常规设计要点与壁厚校核工程分析

王旭岗

中国化学赛鼎宁波工程有限公司　浙江　宁波　315103

**摘　要：**压力容器是化工核心设备，其设计质量直接关系装置安全运行。本文以 GB/T 150 和 TSG 21 为基准，系统梳理了化工压力容器常规设计的方法体系与工程要点。文章从标准规范体系入手，阐述了常规设计的基本理念与设计参数的确定方法；进而从材料选择、壳体设计、封头设计、开孔补强、法兰连接五个方面论述了设计要点；在此基础上，重点分析了内压工况下基于薄膜理论的壁厚校核方法及外压工况下的稳定性校核流程。研究旨在为化工压力容器设计人员提供系统的设计思路与参考。

**关键词：**化工压力容器；常规设计；薄膜理论；壁厚校核

**引言：**化工压力容器广泛应用于石油化工、煤化工等领域。其工作条件复杂，介质多具有易燃、有毒、腐蚀等危险特性，一旦失效将造成重大损失。因此，科学设计是保障容器本质安全的第一道防线。以 GB/T 150 为代表的常规设计方法因概念清晰、计算简便，仍是中低压容器的首选路径。然而，部分设计人员对标准条款的理解停留在机械套用层面，对设计要点与校核方法的工程本质把握不够深入。本文立足常规设计框架，系统归纳设计要点，重点阐释壁厚校核方法，以期为设计实践提供参考。

## 1 压力容器常规设计的标准体系与基本要求

### 1.1 国内压力容器标准规范体系

我国压力容器设计遵循以法规为统领、以标准为支撑的层级化体系。最上层为《中华人民共和国特种设备安全法》，确立安全监管的基本法律框架。其下为 TSG 21《固定式压力容器安全技术监察规程》，作为综合性安全技术规范，对设计、制造、检验和使用提出强制性基本要求，是设计必须满足的最低法定门槛。在技术标准层面，GB/T 150《压力容器》是最核心的设计产品标准，系统规定了钢制压力容器的全部技术内容。另外，GB/T 151《热交换器》、GB/T 12337《钢制球形储罐》等产品标准与 GB/T 150 配套使用，共同构成完整体系。设计人员必须正确理解各层级标准之间的引用关系和适用边界，确保设计合法合规。

### 1.2 常规设计的基本理念与设计准则

常规设计建立在弹性失效准则之上，以最大主应力强度理论为基础来确定主要受压元件的尺寸，即将容器视为理想弹性体，认为工作载荷下不允许产生明显塑性变形，安全裕度通过许用应力来保证。设计以薄膜理论为主要工具，将一次总体薄膜应力限制在材料许用应力以下，同时对局部应力和弯曲应力给予适当限制[1]。常规设计的优势在于计算简便、参数化程度高，工程设计人员依据标准公式即可完成设计。但其局限也不容忽视：不区分弹性区和塑性区，不进行详细应力分类，对结构不连续处的峰值应力缺乏精细分析。因此，设计压力不大于 35MPa（符合 GB/T 150.1 适用范围的条件下）、壁厚在一定范围内的韧性材料容器，超出此范围应考虑采用分析设计方法。

### 1.3 设计参数的确定

设计参数的合理确定是压力容器设计的第一步。设计压力应根据容器可能出现的最高工作压力确定，装有安全泄放装置的容器，设计压力不应低于安全阀开启压力；无安全泄放装置时，取最高工作压力的 1.0~1.1 倍。设计温度应以正常工作时金属壳体可能达到的最高温度为依据，存在温差时应分别确定。焊接接头系数考虑焊缝对壳体强度的削弱，取值 0.85~1.0，取决于对接接头的焊缝形式和无损检测比例。腐蚀裕量为补偿使用寿命内介质腐蚀以及机械磨损造成的壁厚减薄，等于腐蚀速率乘以设计年限。此外，当钢材标准中规定了厚度负偏差时，应一并计入厚度附加量。

## 2 压力容器常规设计的关键要点

### 2.1 材料选择

材料选择是压力容器设计的首要环节，直接关系到容器的安全性和经济性。压力容器常用钢材按化学成分和性能特征划分为非合金钢和合金钢两大类，其中合金钢又可分为低合金钢和高合金钢。代表性牌号有

Q345R、16Mn（低合金钢）以及 S30408、S30403（高合金钢）等。选材时应综合考虑设计温度、设计压力、介质特性以及制造工艺要求等因素。在低温工况下，应选用具有足够低温冲击韧性的材料，防止脆性断裂；在高温工况下，材料的蠕变和持久强度成为控制因素，需选用耐热钢；在腐蚀性介质环境中，应优先考虑不锈钢或采取防腐蚀措施。许用应力的取值是材料选择中的核心量化指标，其确定依据为材料的强度极限、屈服极限和持久强度除以相应的安全系数，并取其中的最小值。随着设计温度的升高，材料的许用应力呈下降趋势，设计者应依据 GB/T 150.2 中逐温度给出的许用应力值进行查取，不得随意外推。

2.2 圆筒壳体设计

圆筒壳体是压力容器最常用的主体结构形式，其壁厚设计以薄膜理论为基础。对于内压薄壁圆筒，其应力分析源于拉美公式——揭示了厚壁圆筒内壁处周向应力最大、径向应力最小的分布规律。薄壁圆筒（$Do/\delta e \geq 20$）简化为薄膜理论，环向应力为控制应力，按中径公式计算：

$$\sigma h = pDi / (2\delta e)$$

该式以中面直径为基准，精度优于薄壁公式。强度校核条件为将环向应力限制在材料许用应力与焊接接头系数的乘积以内，即 $\sigma h \leq [\sigma] \cdot \varphi$。由此反解导出内压圆筒最小壁厚计算公式：

$$\delta = pDi / (2[\sigma]\varphi - p)$$

该公式与 GB/T 150.3 中内压圆筒壁厚计算公式一致。实际设计中，由该式计算理论壁厚，再叠加腐蚀裕量 C2 和厚度负偏差 C1 得到名义壁厚，最后向上圆整至钢材标准规格厚度。对于外压圆筒，失效模式为失稳而非强度不足，设计依据为稳定性条件。外压计算采用图算法，根据 Do/δe 和 L/Do 查取应变系数，迭代试算确定壁厚或加强圈间距，需同时校核周向和轴向稳定性。

2.3 封头设计

封头是圆筒端部的封闭构件，其结构型式直接影响容器受力状态和制造工艺。椭圆形封头是应用最广泛的封头型式，其壁厚计算公式与圆筒类似，但需引入形状系数 K 来反映封头曲率变化对应力的影响。K 值取决于封头长短轴之比，标准椭圆形封头（长短轴比为 2）的 K 值为 1.0，所需壁厚与同直径圆筒相同，这一特性使其成为最经济合理的选择。半球形封头的受力状态最优，壁厚约为同直径圆筒的一半，材料消耗最少，但冲压深度大、制造难度高，一般适用于高压容器[2]。碟形封头由球面部分、过渡弧和直边段组成，几何形状不连续导致过渡区存在较大的弯曲应力，其形状系数 M 一般大于 1.0，所需壁厚大于椭圆形封头，且存在过渡区应力集中问题，近年有被逐步替代的趋势。锥形封头主要用于异径连接或利于排料的工艺需求，其壁厚随半锥角的增大而增加，设计计算时需同时考虑薄膜应力和边缘应力。

2.4 开孔补强设计

压力容器壳体开孔破坏了结构连续性，引起孔边缘应力集中，峰值应力可达薄膜应力的数倍。常规设计采用等面积补强法弥补强度削弱，其原理为：开孔削弱的壳体截面积应由补强材料在有效补强范围内以等面积补足。有效补强范围的界定依据为应力衰减长度，距开孔边缘一定距离外应力集中影响基本消失。GB/T 150 对允许不另行补强的最大开孔直径作出明确规定，不超过该限制时可凭壳体自身强度裕量满足要求。补强圈是最常用的补强结构，制造简单、成本低廉，但 GB/T 150.3—2024 对补强圈的使用已有更严格限制（疲劳、低温、大变形等工况不宜采用），需保证良好的焊接质量。

2.5 法兰连接设计

法兰连接承担着连接和密封的双重功能。法兰类型主要包括平焊法兰、对焊法兰和活套法兰，对焊法兰带长颈结构、刚性较好，适用于高温高压；平焊法兰结构简单、造价低，用于低压常温。法兰设计的关键在于合理选配螺栓与垫片。垫片材质和型式决定密封性能，非金属垫片适用于低压和非腐蚀性介质，金属缠绕垫片和金属垫片适用于高温高压及渗透性强的工况。螺栓设计应保证提供足够的预紧力确保初始密封，同时法兰在工作压力下不发生过大变形。螺栓强度校核包括预紧和操作两种工况。法兰强度计算涉及力矩平衡和应力校核，步骤繁琐，工程中常采用标准法兰选型简化设计，非标法兰则需按标准逐项校核[3]。

## 3 壁厚校核的工程分析方法

3.1 设计壁厚的初步确定与校核流程

壁厚校核是对设计方案进行全面验证的环节，以标准规定的各项校核条件为判据，确认初定壁厚能安全承受所有可能出现的载荷工况。完整校核流程包括：汇总初定名义壁厚及设计参数；进行内压强度校核，确认环向应力满足强度条件；涉及外压时进行稳定性校核，确认许用外压大于设计外压；对壳体上所有开孔逐一进行补强校核；对法兰等可拆卸结构进行密封性校核；最后汇总评判，全部合格则方案成立，若有不合格项则回溯调整并重新计算。校核流程体现了设计的闭合性要求，

确保最终方案在强度、稳定性和密封性等方面均满足标准规范。

3.2 内压工况下的壁厚校核

内压工况下的壁厚校核是强度验证的核心，其判断标准为壳体各处一次总体薄膜应力不得超过材料在设计温度下的许用应力乘以焊接接头系数。对圆筒壳体，将名义壁厚扣除腐蚀裕量和钢板负偏差得到有效厚度，代入环向应力公式求得设计压力下的实际环向应力，与许用应力比较。若实际应力小于许用应力则校核通过，反之壁厚不足需增加壁厚。椭圆形封头和半球形封头采用各自对应的应力计算式，方法类似。耐压试验校核同样不可忽视，其中最常用的液压试验压力通常为设计压力的 1.25 倍，试验应力不得超过材料在试验温度下屈服强度的 90%，以确保不产生有害塑性变形，这一校核往往成为控制壁厚的限制条件。

3.3 外压工况下的壁厚校核

外压工况下容器的失效形式与内压有本质不同，主要表现为壳体在压应力作用下丧失稳定性而突然塌陷，这种失效往往没有明显的预兆，具有突发性和灾难性。外压壁厚的校核不采用强度条件，而是以稳定性为判定依据，具体采用图算法进行。校核时首先根据筒体外径 Do、有效厚度 δe 和计算长度 L 计算出两个几何特征参数 Do/δe 和 L/Do，然后依据 GB/T 150.3—2024 中图 6-2（外压圆筒和球壳用计算图）查取 A 值。查图时，先根据 L/Do 值在图的纵坐标上找到对应位置，再沿水平方向与对应 Do/δe 曲线相交，得到系数 A 的数值；根据所得 A 值，在相应材料的外压应力系数曲线图中读取 B 值（许用外压应力系数），最后按下式计算许用外压：最后按下式计算许用外压：$[p]=\frac{B}{D_o/\delta_e}$

将计算所得 [p] 与设计外压 pc 进行比较，若 [p] ≥ pc，则外压稳定性校核合格；若 [p] < pc，则需增加壁厚或增设加强圈来提高抗失稳能力。校核过程中常出现两种情况：其一，由 A 值在材料曲线左侧无对应 B 值，表明壳体在外压作用下处于纯弹性失稳阶段，此时应按弹性公式计算许用外压，

即：$[p]=\frac{2AE}{3(D_o/\delta_e)^3}$

其中 E 为设计温度下材料的弹性模量。其二，许用外压小于设计外压时，可通过增加壁厚或增设加强圈来提高抗失稳能力，其中增设加强圈更为经济高效。

3.4 开孔补强的校核计算

开孔补强校核是对开孔区域安全性的定量验证。以有效补强范围为基础，分别计算壳体自身、接管壁厚裕量及补强圈提供的补强面积，三者之和与开孔所削弱的壳体截面积比较，若总补强面积大于或等于所需面积则校核合格。有效补强范围采用标准规定的固定边界，有效宽度取开孔直径两倍，有效高度取接管外伸和内伸高度的较小值。计算时各补强部分厚度取有效厚度而非名义厚度，超出有效范围的材料不计入补强贡献。多个开孔且孔间距较近时，补强范围可能重叠，应按联合补强方法校核，不能简单按单个开孔分别计算[4]。

3.5 校核不合格的调整策略

校核结果不合格时，应针对不同情况采取相应调整措施。内压强度校核不合格时，最直接方案为增加壳体壁厚后重新校核，但需注意增厚会增大自重和造价，应权衡经济性。外压稳定性校核不合格时，增设加强圈比整体增厚更为经济高效，其通过缩短外压计算长度显著提升许用外压值，材料消耗远小于增厚。开孔补强不合格时，扩大补强圈尺寸或改用厚壁接管是常规手段。单一措施效果有限时，可更换更高强度等级的材料，但需重新校核工艺适用性和低温韧性等附加要求。调整完成后须进行全流程重新校核，直至全部项目合格为止。

**结束语**

化工压力容器常规设计是环节众多、需严谨细致的系统工程。本文以 GB/T 150 为主线，从设计参数确定、材料选择、结构设计到壁厚校核进行了系统梳理。研究表明，常规设计的核心在于正确理解弹性失效准则和薄膜理论的基本假设，准确选用设计参数，严格按规定完成各项校核。未来常规设计与先进工具将协同互补，但常规设计作为基础方法的重要性不会改变。

**参考文献**

[1] 范磊, 李亚坤, 郝胜, 等. 压力容器汽提塔回流罐的设计思路与制造要点 [J]. 机械管理开发,2024,39(11):241-242.

[2] 李家雄. 煤化工压力容器设计要点及质量要求 [J]. 化工管理，2023(8)：111-113.

[3] 李朝飞, 李健. 压力容器设计阶段的质量控制要点分析 [J]. 内蒙古石油化工,2023,49(10):58-61.

[4] 李彬楠. 试论化工设备压力容器规范设计及发展 [J]. 当代化工研究，2023(17)：147-149.