

# 压力容器平盖分析设计的局限性

汪磊

康泰斯(上海)化学工程有限公司 上海 201210

**摘要:** 压力容器平盖结构简单、制造方便,在低压和小直径设备中广泛应用,同时由于平盖相较于其他凸形封头受力较差,计算厚度往往要大大超过与其对接的壳体厚度。近年来,分析设计因其适用性广、考虑全面、节省材料等优势在压力容器领域逐步应用,平盖的分析设计由于标准中(JB4732)开放性的描述,导致设计可能出现不保守或者过于保守的结果。本文通过有限元建模分析平盖与壳体连接处的实际受力状态,验证标准中公式法(基于结构特性系数 K)的可行性,指出应力分类法的局限性,为平盖合理的分析设计提供指导。

**关键词:** 压力容器;平盖;分析设计;应力分类法;极限分析法

## Limitations of analysis design for pressure vessel flat cover

Wang Lei

Chemtex (Shanghai) Chemical Engineering Co., LTD., Shanghai 201210, China

**Abstract:** Pressure vessel flat cover is simple in structure, convenient in manufacture, and widely used in low-pressure and small-diameter equipment. At the same time, because flat cover is less stressed compared with other convex heads, the calculated thickness often greatly exceeds the thickness of its docking shell. In recent years, analytical design has been gradually applied in the field of pressure vessels due to its advantages of wide applicability, comprehensive consideration and material saving, etc. The analysis design of flat cover, due to the open description in the standard, leads to the design of possible unconservative or over-conservative results. This paper analyzes the actual stress state at the connection between flat cover and shell through finite element modeling, verifies the feasibility of the formula method (based on the structural characteristic coefficient K), points out the limitations of the stress classification method, and provides guidance for the reasonable analysis design of flat cover.

**KeyWords:** pressure vessel; flat cover; analysis design; stress classification; limit analysis

压力容器平盖拥有结构简单、制造方便等优点,大量应用于低压设备和高压小直径设备。由于平盖的失效模式由弯曲应力控制,相较于壳体及其他凸形封头(薄膜应力控制)受力情况较差,计算厚度往往会大大超过与其对接的壳体厚度,造成结构笨重、材料浪费等现象。分析设计相较于常规设计优势明显,考虑的失效模式更加全面,计算和评定方法也更加科学,可以根据不同的破坏形式对应力进行分类,分别按不同的安全裕度去进行评定,因此分析设计往往可以在保证设备安全性的前提下大大节省材料。

JB4732《钢制压力容器——分析设计》中给出了平盖分析设计的理论依据,因此不少设计者试图通过对平盖进行分析设计以达到节省材料的目的。对于平盖与壳体连接处由于内压引起的弯曲应力,标准没有给出具体应力种类,备注中提到“若周边弯矩是为保持平盖中心处弯曲应力在允许限度内所需要的,则在连接处的弯曲应力可划为 Pb 类;否则,划为 Q 类”,这就需要设计者去判断此处的弯曲应力是一次弯曲还是二次弯曲。常规的做法是,若平盖与壳体厚度相差较大,此处划为二次弯曲应力 Q,反之则划为一次弯曲应力 Pb,对于厚度相差多少为分界也需要设计者根据经验确定。

目前,由于平盖常规设计(基于结构特性系数 K 的公式法)简单高效,对平盖结构进行局部应力分析的案例很少,但在整体应力分析的设备中,设计者有时候会发现分析设计得到的平盖厚度甚至会大于公式法得到的厚度。本文以平盖与壳体连接最常见的结构为例,建立有限元模型,进行弹性分析和塑性极限分析,为平盖的分析设计提供科学的理论依据。

### 1 平盖与壳体的连接方式与理论公式

GB/T150.3 第 5.9 章中给出了 17 种常见的平盖与壳体连接型式,基本涵盖了工程上使用的所有结构,主要分为以下 5 大类:1)与筒体一体或对焊;2)角焊缝或组合焊缝连接结构;3)锁底对接焊缝;4)螺栓连接;5)对接全熔透结构。

GB/T150 和 JB4732 均给出了相同的平盖厚度理论计算公式:

$$\delta_p = D_c \sqrt{\frac{K p_c}{[\sigma] \varphi}} \quad (\text{GB/150.3 式 5-33}) \quad \delta_p = D_c \sqrt{\frac{K_s p_c}{K S_m}}$$

(JB4732 式 9-1)

此公式是基于弹性圆平板在均布力作用下的最大弯曲

应力计算公式推导而来，分子中的  $K$  和  $K_s$  是连接型式的结构特征系数（以下统称  $K$ ）， $K$  的取值是基于不同的力学模型考虑的，平板周边简支  $K=0.309$ ，周边固支  $K=0.188$ ，而实际结构一般介于简支与固支之间， $K$  值按实际结构查表得到。

## 2 应力分类法分析

由于分析设计是将结构视为一个整体考虑，故选取全熔透对接连接结构作为研究对象。

设计条件假定如下：设计压力 2.0MPa，设计温度 60℃，壳体材料 Q345R ( $S_m=211\text{MPa}$ )，平盖材料 16Mn 锻 ( $S_m=189\text{MPa}$ )，杨氏模型  $E=198500\text{MPa}$ ，泊松比  $\mu=0.3$ ，结构尺寸如图 1 所示：

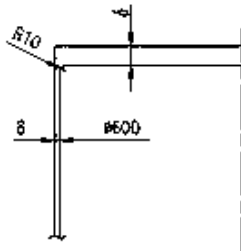


图 1

取平盖厚度  $\delta=25\text{mm}$  建模进行弹性分析。建立局部模型，底部设置周向和轴向约束，释放径向约束，内部施加 2.0MPa 内压，评价位置如图 2 所示：

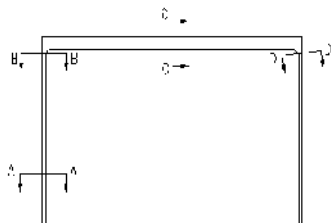


图 2

强度评定结果：

评价位置	应力分类	强度校核 (MPa)	评定结果
壳体远离不连续区 (A-A)	总体薄膜应力	$S I = 75.97 < 1.0S_m = 211$	合格
平盖与壳体连接突变处 (B-B)	局部薄膜应力	$S II = 153.31 < 1.5S_m = 283.5$	合格
平盖中心 (C-C)	薄膜+弯曲应力	$S III = 267.06 < 1.5S_m = 283.5$	合格
不连续区应力最大处 (D-D)	薄膜+弯曲应力	$S IV = 523.56 < 3S_m = 567$	合格

故若把不连续区的弯曲应力划为二次应力，计算通过，

很显然，若划为一次弯曲应力计算无法通过 ( $S III = 523.56 > 1.5S_m = 283.5$ )。

取平盖厚度  $\delta=38\text{mm}$  再次建模分析后得到，不连续区应力最大处的“薄膜+弯曲应力”为 283.2MPa，按一次弯曲应力评定合格，但如此保守的结果已经偏离了分析设计的初衷。

## 3 极限载荷分析法验证

我们将应力分类法得到的结果和理论公式得到的结果分别用极限载荷法建模分析，以验证其可靠性。

取平盖厚度  $\delta=25\text{mm}$  建模，材料假定为理想弹塑性（切线模量输入 0），属性设置为双线性等效强化模型，屈服强度取为 1.5 倍设计应力强度。JB4732 中规定“给定载荷不超过结构塑性极限的 2/3”，故施加 3.0MPa 内压进行极限载荷分析，应力分布情况如图 3 所示：

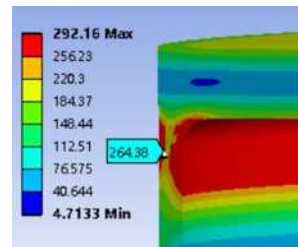


图 3

结果收敛，说明并没有形成足够的塑性铰，结构安全，但观察应力分布图可以发现，在不连续区仅有一小块区域未屈服，由于有限元分析有很多理想假定，而实际情况错综复杂，此结构安全余量偏小。

按理论公式计算平盖厚度，查表得结构特征系数  $K=0.202$ ，按公式得到平盖计算厚度为 28.56mm，故取平盖厚度  $\delta=29\text{mm}$  建模，施加 3.0MPa 内压进行极限载荷分析，应力分布情况如图 4 所示。结果收敛，结构安全，且在不连续区壁厚方向还有一小部分连续的弹性区，结构有合理的安全余量。

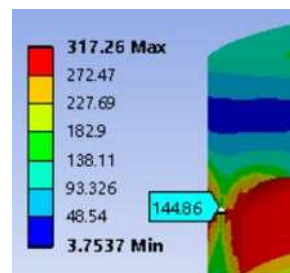


图 4

#### 4 分析探讨

通过以上分析,发现基于应力分类法得到的平盖厚度并不合理,若连接处弯曲应力划为二次应力,得到的结果安全余量是偏小的,若划为一次应力,则结构会变得非常保守,而通过理论公式计算得到的厚度处在两者之间,观察应力分布图发现,安全余量恰到好处。原因在于此处的弯曲应力不仅影响安定性,也会影响结构的极限承载能力,即同时含有一次成分和二次成分,而应力分类法最大的局限性就是软件无法区分应力中的一次和二次成分。

那么是不是可以因此认为压力容器平盖的常规设计公式已经非常合理,没有必要再进行分析设计?当然也并非,公式法中的结构特征系数  $K$  是专家通过对特定结构进行极限载荷分析后推导而来,可以兼顾多数情况下结构的安全性和合理性,但公式法毕竟只是针对特定结构、特定失效模式得到的总结性公式,因此对于特殊结构、全面的失效模式,公式法是无法解决的,或可能给到一个不合理的安全余量。标准中介绍了对于此类板壳连接结构一共会有七种不同的失效模式,压力容器常见的有三种,故若想要具体结构具体

分析、考虑全面的失效模式,应采用分析设计中的极限载荷分析法或弹塑性分析法。

#### 5 结论

压力容器的应力分析设计一直以来被认为比常规设计更加科学全面,但并非所有情况都如此,平盖采用分析设计的应力分类法不但不能有效节省材料,甚至可能会有不安全的风险。所以,针对整体常规设计的压力容器,没有必要再去通过局部应力分析的方式减薄平盖厚度,理论公式已经考虑了局部塑性失效,若结构特殊或确有进一步减薄的必要,应采用极限载荷分析法或弹塑性分析法;针对整体应力分析设计的压力容器,平盖的设计不能采用应力分类法,应采用更加贴合实际的极限载荷分析法或弹塑性分析法。

#### 参考文献

- [1] GB/T 150-2011,压力容器[S].
- [2] JB4732-1995,钢制压力容器—分析设计标准(2005年确认)[S].
- [3] 李建国,压力容器设计的力学基础及其标准应用[M].北京:机械工业出版社,2004.