

蒸汽冷凝罐的设计与强度校核

文 | 1. 镇江市产品质量监督检验中心 2. 无锡市尚飞环保设备有限公司 赵昊¹ 张乐²

一、引言

随着我国经济的高速发展,各个产业规模连年壮大,相应的工业废水量也在逐年增长。电力、化工、冶金和食品等行业产生的工业废水大多是高盐废水,被污水处理行业认为是高处理难度废水。高盐废水的直接排放行为已经被环境保护部门明令禁止,可见其危害之大。先进的 MVR 蒸发结晶技术可以高效地实现盐分从水中分离,具有很好的实用性和经济性。蒸汽冷凝罐是蒸发系统中使用量很大的必需设备,以此为例进行有限元强度分析,探索有限元分析工具在 MVR 蒸发系统中的应用价值。

二、罐体概述

蒸汽冷凝罐是整个蒸发系统中的工作设备之一,罐体内的压力由罐顶的泄压阀调节,始终保持与蒸发系统的其他设备压力一致。由于主蒸发器为真空负压,蒸汽冷凝罐体内工作压力也相应为负压。因此,蒸汽冷凝罐属于真空容器,须采用 GB150 的外压力容器设计原则。罐体的设计是稳定性计算,对罐体壁厚的计算是为了防止罐体在负压作用下发生壳体失稳。罐体的工作尺寸如表 1 所列。

1、壁厚计算

设计罐体时,应使许用外压力满足如下稳定条件:

$$p_{cr} \geq m[p] \quad (1)$$

由于 P_{cr} 或 $[p]$ 与罐体的几何尺寸有关,参数如表 1 所列。代入临界压力计算式:

$$p_{cr} = 2.59E \left(\frac{\delta_e/D_0}{L/D_0} \right)^{2.5} \quad (2)$$

式中, P_{cr} 是临界压力; δ_e 是罐体有效厚度; E 是材料的弹性模量。

为了防止失稳,罐体的许用压力 $[p]$ 须大于或等于计算压力 P_c , 稳定安全系数 m 取 15。通过图算法和插值,先确定外压应变系数 A , 再确定外压应力系数 B , 然后根据 B 值, 计算许用外压力 $[p]$:

$$[p] = \frac{B}{D_0/\delta_e} \quad (3)$$

其中, $\delta_e = \delta_n - C_1 - C_2$, δ_n 为钢材名义厚度,通过假设 δ_n , 试算出许用外压力 and 设计外压, 通过比较二者的大小, 常用 5mm 厚度的不锈钢板材能够满足要求。

表 1 设计基本参数表

设计压力	P_c	-0.1MPa
设计温度	T	60℃
罐体内径	D	700mm
罐体长度	L	900mm
焊缝系数	Φ	0.85
钢板负偏差	C_1	0.2mm
腐蚀裕量	C_2	1mm

2、压力试验计算

试验压力值 $P=1.25P_c=0.125\text{MPa}$ 。压力试验允许通过对应力水平 $[\sigma] \leq 0.9\sigma_s=405\text{MPa}$ 。

试验压力下的应力满足:

$$\sigma = \frac{p(D_i + \delta_e)}{2\delta_e} \quad (4)$$

经计算, $\sigma = 10.37 \text{ MPa}$, $\sigma \leq [\sigma]$, 满足校核条件。

三、有限元建模

1、建立三维模型

蒸汽冷凝罐的三维模型由专业三维设计软件绘制, 模型尺寸采用 SI (mm) 国际单位制, 根据生产工艺图纸 1: 1 实现, 如图 1 所示。依据 GB150 的要求, 罐身材料选用具备耐腐蚀和高强度的 2205 标准双相不锈钢材质。



图 1 CAD 模型

2、建立有限元模型

有限元分析依据强度理论, 将三维模型导入到 ABAQUS 有限元分析工具中, 对表现宏观应力不起关键作用的零部件进行简化处理, 以突出主体工作部位工况条件下的力学响应, 同时提高计算速度。要建立蒸汽冷凝罐有限元分析模型, 必须输入必要的材料参数和边界条件。再通过合理的网格划分, 对有限元模型进行必要的前处理。

在有限元软件中, 也采用 SI (mm) 国际单位制, 输入罐体的材料参数。其中, 罐身材质为标准双相不锈钢 2205, 由 ASME 规范的材料数据, 常温下该材料最小力学性能的数值如表 2 所列。高温下 (38 ~ 316℃) 的最大许用应力范围是 155 ~ 139MPa, 热膨胀系数 (20 ~ 100℃) 为 1.3 e-5mm/℃。

表 2 材料基本参数

密度	ρ	7.88g/cm ³
屈服强度	$R_{p0.2}$	450MPa
抗拉强度	R_m	625MPa
弹性模量	E	190GPa

密度	ρ	7.88g/cm ³
泊松比	ν	0.3

ABAQUS 软件提供了非常方便高效的网格划分手段, 蒸汽冷凝罐体适用壳单元模型。蒸汽冷凝罐罐体的网格单元共计 32 368 个, 节点共计 32 756 个。罐体与底座采用一维刚性连接, 法兰与罐体设置为共节点, 划分结果如图 2 所示。



图 2 有限元模型

3、载荷与约束

为避免流体运动带来的微观力学响应部分, 将罐体内部液体视为相对静止。将罐体自重、液体的重力以及工况时负压作为主要的宏观力学考查因素。蒸汽冷凝罐所受载荷主要有三部分: 第一部分为空载时罐体的自重; 第二部分为静水压力, 即水压; 第三部分为蒸发系统工作时抽真空带来的负压, 即外压。

四、结果分析

1、有限元分析

利用有限元软件对模型受自重、水压和负压的综合作用进行计算。得到 Mises 应力分布和位移分布云图, Mises 应力云图如图 3 所示, 位移分布云图如图 4 所示。

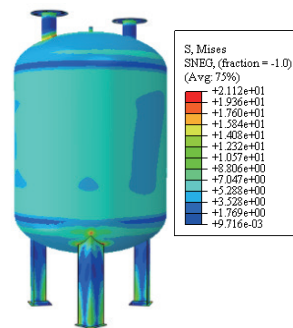


图 3 Mises 应力云图

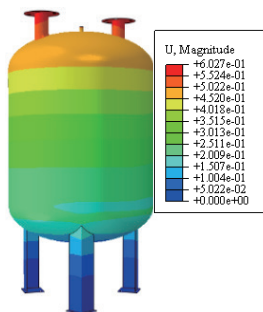


图 4 位移云图

从图 3 中能够清楚地看到应力集中部位及其应力值的大小。应力最大部位发生在支座与罐体连接位置,即罐体底部支座与罐体接触部位,最大 Mises 应力为 21MPa,如图 5 所示。另一处应力较大部位发生在罐体底部, Mises 应力 17MPa,如图 6 所示。两处的最大应力都远低于材料的屈服强度,证明罐体的设计强度足够。

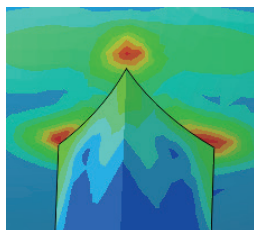


图 5 支座处应力

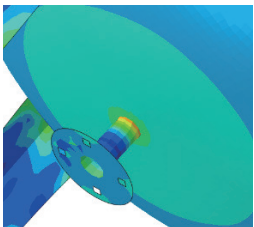


图 6 罐底处应力

从图 4 中可见,最大位移发生在罐体顶部的法兰端部,最大位移量 0.6mm,相较于罐体总尺寸而言,工况条件下的位移量非常小,可以忽略不计,证明罐体的设计刚度足够。

2、强度校核

罐体在工况条件下,除了自重外,还有水重,这里合并计算,有限元模型提取罐体自重 96.2kg,液体体积 212L。

$$G=G_1+G_2=mg+\rho vg=962\text{N}+2120\text{N}=3082\text{N} \quad (5)$$

式中, G_1 是自重; G_2 是水重; G 是满载总重; $g=9.8\text{N/kg}$; 水的密度 $\rho=1000\text{kg/m}^3$ 。

满载时承受水的重力与模型中支座上的反力之和应相

等。提取有限元模型上的支座反力数值,进行计算比较。

$$RF=RF_1+RF_2+RF_3=3097\text{N} \quad (6)$$

式中, $RF_1=1028\text{N}$; $RF_2=1043\text{N}$; $RF_3=1026\text{N}$ 。

比较得知,两者的误差绝对值 $RF-G=15\text{N}$,误差百分比为 0.4%,近似认为二者相等,也说明有限元模型网格划分有效。

计算冷凝罐体负压造成的外压影响,即空气对罐体外壁的压强,然后将压强作为载荷加载到压力容器外表面。由于罐顶泄压阀的调节作用,罐体内的负压始终保持与蒸发系统的压力一致,因此不论罐体内是空载还是满载,负压的影响不变。统计罐身处从罐底至罐顶的应力和位移分布,如图 7 所示。

综合分析可知,罐体顶部由于抽真空的作用,负压影响最大;罐体的底部因为受到罐体自重和液体重力的作用,重力影响最大。另外,上下封头焊接处的刚度最强,应力影响相对较小。综合可见,在罐体顶部易产生失稳风险,在罐体底部受力最大,易发生应力集中。

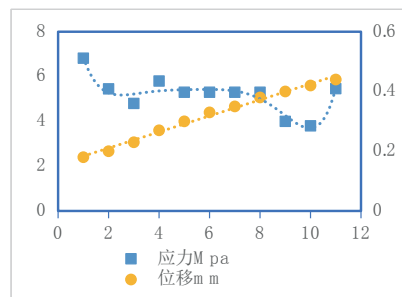


图 7 罐身应力 - 位移分布曲线

五、结论

◎ 依据国标 GB150 设计原则计算罐身的许用应力,确定通用钢板厚度能够满足设计要求;

◎ 对罐体进行三维建模,并基于强度理论合理划分网格,以提高计算精度;

◎ 根据设计和工况条件,确定边界条件和载荷,模拟计算满载时的罐体受力响应;

◎ 通过模拟结果分析和强度校核,发现易发生失稳风险的部位在罐体顶部、底部和支座连接处。但是经过计算,危险发生的概率非常低,几乎可以忽略,进而验证了罐体设计的合理性和有限元模型的有效性。