

文章编号: 1673 - 9620 (2007) 03 - 0040 - 04

列文蒸发器加热室结构设计和强度校核^{*}

巢建伟

(江苏工业学院 机械工程系, 江苏 常州 213016)

摘要: 介绍了列文式蒸发器的特点和主要组成部分, 重点介绍了蒸发器加热室的结构设计和应力分析。采用 GB150 - 1998《钢制压力容器》常规设计方法和有限元分析方法 (用 ANSYS 软件进行了数值模拟), 对加热室的异型筒体结构作了应力分析和强度校核。结果表明, 两种方法得到的计算结果都满足相应的强度要求, 设计的设备可安全使用。

关键词: 列文蒸发器; 加热室; 结构设计; 强度校核

中图分类号: T 651; TQ 0502 **文献标识码:** B

Structure Design and Intensity Check of Calefaction Chamber in Levin Evaporator

CHAO Jian - wei

(Department of Mechanical Engineering, Jiangsu Polytechnic University, Changzhou 213016, China)

Abstract: The characteristics and important components of Levin evaporator are introduced, and the structure design and stress analysis on the calefaction chamber are particularly presented. The standard of GB150 - 1998 and the Finite Element Analysis are used to analyze and check strength of the special - shaped shell. The results showed that the results meet design requirement and the equipment can be safely applied.

Key words: Levin evaporator; the calefaction chamber; design of structure; check of intensity

列文式蒸发器属于加热管外沸腾的自然循环型蒸发器, 其特点是: 在加热室的上部加一段 2.7 ~ 5 m 高的直管作为沸腾室, 加热管中的溶液由于受到附加液柱的作用, 使溶液不在加热管中沸腾, 当溶液上升到沸腾室时, 因其所受的压力降低而开始沸腾。沸腾室内装有隔板以防止汽泡增大, 并可达较大的流速。列文式蒸发器可避免在加热管中析出晶体, 可用于有晶体析出的溶液的蒸发。为了保证溶液在蒸发器内能有良好的循环, 必须减少循环系统阻力, 要求循环管截面积 F_1 大于加热管的总截面积 F_2 (一般 $F_1 / F_2 = 1.3 \sim 2.5$)。蒸发器的循

环速度可达到 1.5 ~ 2.0 m/s, 总传热系数为 1 280 ~ 2 350 W / (m² · K)。因列文蒸发器的循环速度大, 传热效果好, 且加热管内不会被堵塞, 所以被广泛的应用于有晶体析出和易结垢的工作场合下。

本文设计的列文式蒸发器整体结构见图 1。

1 加热室结构设计

加热室结构简图如图 2 所示, 整体结构类似于一个带有膨胀节的固定管板式换热器。主要由上下管板、换热管、筒节、膨胀节、折流板、定距管和

* 收稿日期: 2007 - 01 - 11

作者简介: 巢建伟 (1963 -), 男, 江苏常州人, 硕士, 高级工程师。

防冲挡板等组成。壳程介质为加热蒸汽，在进口处，为了增大蒸汽入口处壳程的流通面积，在局部扩大了筒节直径，由原来的 $\phi 900$ 加大到 $\phi 1150$ ，并分别由两个 1/2HZL 型膨胀节与原来的筒节相接。这就导致蒸汽入口处结构不连续，使受力变得非常复杂。而且目前采用这种过渡结构的设备非常罕见，设计时没有文献可供参考，为了安全起见，下面采用两种方法对其进行应力校核。

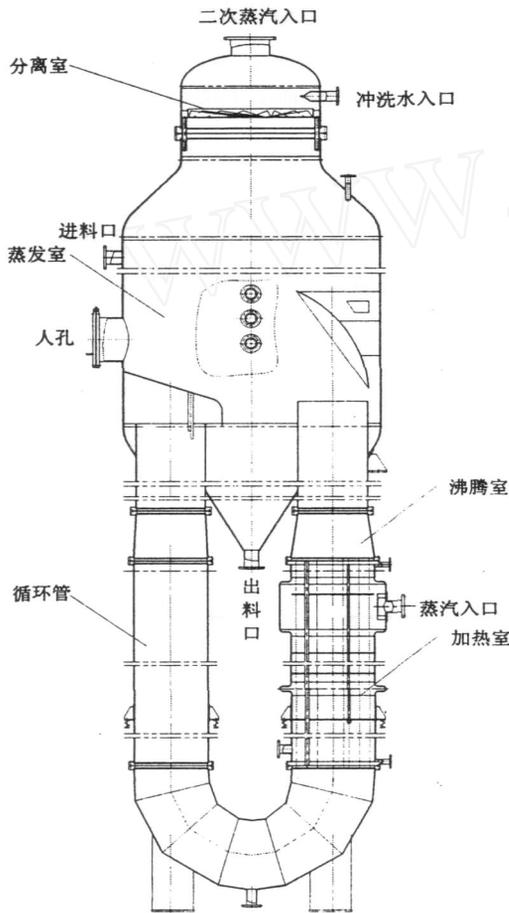


图 1 列文式蒸发器结构简图

Fig. 1 The structure sketch of Levin Evaporator

2 常规设计

加热室筒节与膨胀节材料均为 Q235B，加热室壳程工作介质为水蒸气，有效厚度为 10 mm，具体位置直径见图 2，膨胀节的尺寸见 GB16749 - 1997《压力容器波形膨胀节》。最大工作压力为 0.9 MPa，设计压力为 1.0 MPa，设计温度为 200℃，设计温度下材料的许用应力为 105 MPa，弹性模量为 186×10^3 MPa，屈服强度为 170 MPa；室温下材料的许用应力为 113 MPa，弹性模量为

192×10^3 MPa，屈服强度为 235 MPa^[1]。

2.1 筒节强度校核^[1]

2.1.1 工作应力校核

在 $D_i = 1150$ 处的最大环向应力为：

$$\sigma_t = \frac{p (D_i + S_e)}{2 S_e} = 58 \text{ MPa}$$

必须小于等于

$$\phi [J]' = 0.85 \times 105 = 89.25 \text{ MPa}$$

可见 $\sigma_t < \phi [J]'$ 。

2.1.2 水压试验应力校核

试验压力为：

$$p_t = 1.25 p \frac{L}{L'} = 1.35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = \frac{p_t (D_i + S_e)}{2 S_e} = 78.3 \text{ MPa}$$

必须小于等于

$$0.9 \phi_s = 179.8 \text{ MPa}$$

可见 $\sigma_t < 0.9 \phi_s$ 。

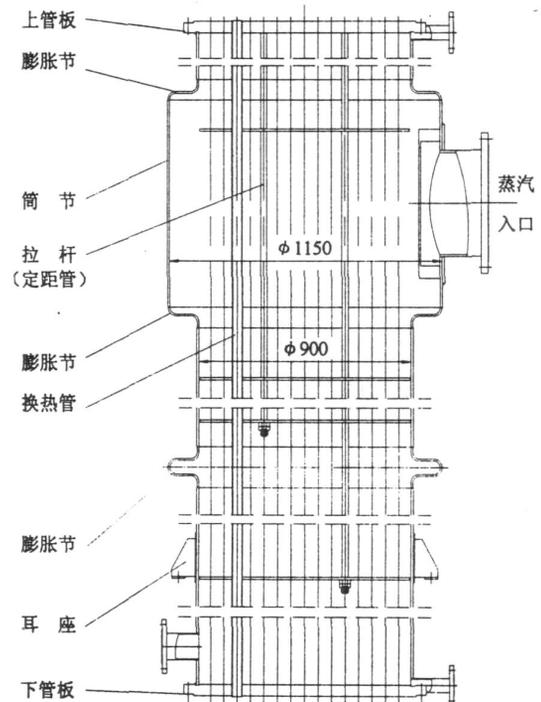


图 2 加热室结构图

Fig. 2 The structure of the calefaction chamber

2.2 整体膨胀节的强度校核^[2]

由内压引起波纹管直边段的周向薄膜应力

$$\sigma_z = \frac{p D_o^2 L_4 E_b^t k}{2 [m S E_b^t L_4 D_o + S_c k E_c^t L_c D_c]} = 0.83 \text{ MPa}$$

由内压引起的波纹管周向薄膜应力

$$\sigma_1 = \frac{pD_m}{2mS_p} \left[\frac{1}{0.571 + \frac{2h}{W}} \right] = 33.75 \text{ MPa}$$

由内压引起的波纹管径向薄膜应力

$$\sigma_2 = \frac{ph}{2mS_p} = 7.9 \text{ MPa}$$

由内压引起的波纹管径向弯曲应力

$$\sigma_3 = \frac{p}{2m} \left(\frac{h}{S_p} \right)^2 C_p = 71.4 \text{ MPa}$$

由轴向位移引起的波纹管径向薄膜应力

$$\sigma_4 = \frac{E_b (S_p + C_2) e_1}{2h^3 C_f} = 1.08 \text{ MPa}$$

由轴向位移引起的波纹管径向弯曲应力

$$\sigma_5 = \frac{5E_b (S_p + C_2) e_1}{2h^2 C_d} = 277.7 \text{ MPa}$$

组合应力

$$\rho = \sigma_2 + \sigma_3 = 82 \text{ MPa}$$

$$d = \sigma_4 + \sigma_5 = 278.78 \text{ MPa}$$

$$r = 0.7 \rho + d = 336.18 \text{ MPa}$$

应力校核

$$\sigma_z, \sigma_1 \text{ 和 } \sigma_2 < [\sigma] = 105 \text{ MPa}$$

$$\rho < 1.5 \sigma_s = 1.5 \times 170 = 255 \text{ MPa}$$

$$r < 2 \sigma_s = 2 \times 170 = 340 \text{ MPa}$$

综上所述,按常规设计,筒节和膨胀节都满足强度要求。

3 有限元模拟

3.1 模型的建立

建模时考虑到宏观载荷、约束和几何的对称性,建立了平面轴对称模型,见图3;在整体尺寸上,为了保留边缘应力对结果的影响,也就是为了给出完整的结果,使径向长度距离边缘应力影响区不小于 $2.5 \sqrt{rS}$ 。



图3 轴对称模型

Fig. 3 The axis symmetry model

3.2 网格的划分

单元类型选择 PLANE82,采用轴对称模型计

算,三角形单元自由划分网格,单元数为 48690 个,见图4。

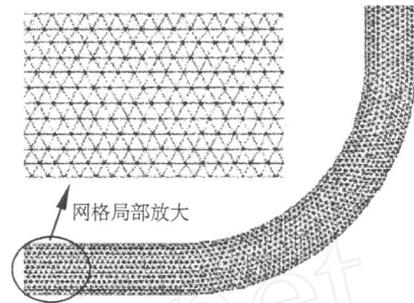


图4 部分模型网格划分情况

Fig. 4 The mesh of partial model

3.3 载荷与边界条件的设置^[3]

针对实际操作情况,计算时考虑了两种边界条件的设置:平面轴对称模型只考虑内压单独作用;同时考虑内压和热载荷的影响。

3.4 结果分析

图5和图6给出 von Mises 应力分布图。看出内压和热载荷同时作用的最大应力比内压单独作用的最大应力大,所以后面的分析结果同时考虑了内压和热载荷的影响。

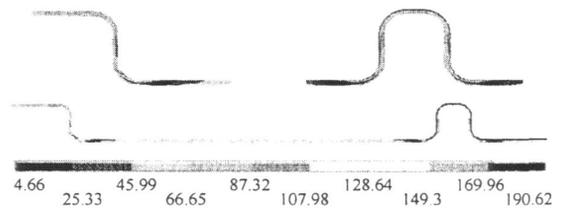


图5 内压作用下的 von Mises 应力分布图

Fig. 5 The von Mises stress distributing under the pressure

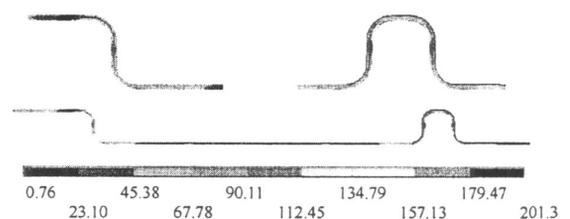


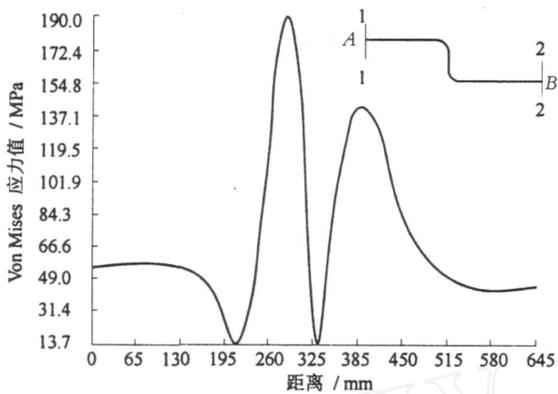
图6 内压和热载荷同时作用的 von Mises 应力分布

Fig. 6 The von Mises stress distribution under the pressure and heat load

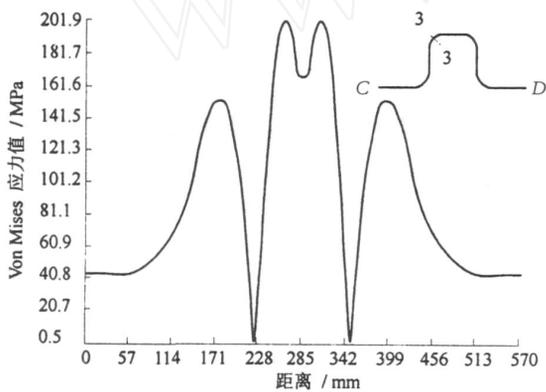
对应图6的 von Mises 最大应力位置,在图7给出最危险区域附近随着位置变化的 von Mises 应力分布曲线,以便找出应力最大位置(在图7的3-3截面),进行强度校核。

为了便于强度校核,在图7中的部分模型沿厚

度方向取了 1 - 1、2 - 2 和 3 - 3 条应力处理线, 位置详见图 7, 给出各应力处理线最大应力强度的具体数值, 见表 1。



(a) AB 段的 von Mises 应力曲线 (0 对应 A 点)



(b) CD 段的 von Mises 应力曲线 (0 对应 C 点)

图 7 危险区域 von Mises 应力分布曲线

Fig. 7 The von Mises stress curve of the danger zone

表 1 各应力处理线的应力强度评定

Table 1 Intensity check of the stress dealing lines

应力指标	应力处理线 / MPa			应力评定
	1 - 1	2 - 2	3 - 3	
p_m	54.5	43.8		$\max \{ p_m \} = 54.5 < [\sigma]' = 105$
p_1			42.5	$\max \{ p_1 \} = 42.5 < 1.5 [\sigma]' = 157.5$
$p_1 + p_b + Q + F$			201.3	$\max \{ p_1 + p_b + O + F \} = 201.3 < 3 [\sigma]' = 315$

综上所述, 按分析设计, 筒节和膨胀节也都满足强度要求。

4 结 语

从上面的分析可以看出, 所设计的列文式蒸发器加热室, 使用两个 1/2 的膨胀节作为不同直径筒节的过渡部分, 不仅满足了工艺方面的要求, 同时也满足了强度方面的要求, 可以安全使用, 为中低压化工设备的结构设计开创了一个先例。

符号说明:

- p - 设计压力, MPa;
- D_0 - 波纹管直边段平均直径, mm;
- E_b' - 设计温度下材料的弹性模量, MPa;
- E - 室温下波纹管材料的弹性模量, MPa;
- e_1 - 膨胀节单波轴向位移, mm;
- C_2 - 腐蚀裕量, mm;
- C_d, C_t, C_p, k - 系数, 其计算详见文献 [3];
- L_4 - 波纹管直边段长度, mm;
- S_c - 直边段加强圈的有效厚度, mm;
- D_m - 波纹管平均直径, mm;
- m - 波纹管的层数, 取 1;
- h - 波纹管波高, mm;
- S_e - 有效厚度 (波纹管的、筒节的), mm;
- S_p - 考虑成波纹管形过程中, 厚度减薄时的有效厚度, mm;
- D_i - 最大筒节处的内直径, mm;
- ϕ - 焊接接头系数;
- $[\sigma]'$ - 材料在设计温度下的许用应力, MPa;
- $[\sigma]$ - 材料在试验温度下的屈服强度, MPa;
- σ_t - 材料在试验温度下的许用应力, MPa;
- r - 筒体中径, mm;
- S - 筒体名义厚度, mm。

参考文献:

- [1] GB150 - 1998, 钢制压力容器 [S].
- [2] GB16749 - 1997, 压力容器波形膨胀节 [S].
- [3] 刘颖, 徐鸿, 高海涛, 等. 有限元法在膨胀节设计计算中的应用 [J]. 压力容器, 2001, 18 (2): 30 - 33.
- [4] 郑津洋, 董其伍, 桑芝富. 过程设备设计 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2001.
- [5] JB4732 - 95, 钢制压力容器——分析设计标准 [S].