

一种高效新型换热器——波节管换热器

核工业第五研究设计院 张凯 郑州压力容器厂 李白增

本文介绍高效传热元件——波节管的结构及其使用情况。

直至今日，管式换热器就其数量和使用场所仍居主要地位，因此强化传热过程，提高传热效率，提高紧凑性，降低材料消耗仍是当前换热器的重要发展趋势。采用高效传热面不仅能增加传热面积，且能改善介质流动特性，是强化传热过程最佳方法之一。

新型换热器结构和特点

波节管换热器，是由我院设计，郑州压力容器厂研制而成的一种高效换热器，其结构与固定管板式换热器相似，主要特点是换热管为特制的异形管，是由 $\phi 32 \times 0.6$ 的不锈钢管(1Cr18Ni9Ti)模压而成的一种波型结构管，管子身体结构见图1，管子内、外表面较粗糙，由于管子成波型结构，其厚度较薄，因而能变形，能起到膨胀节的作用，是一种高效的异形换热管——波节管。

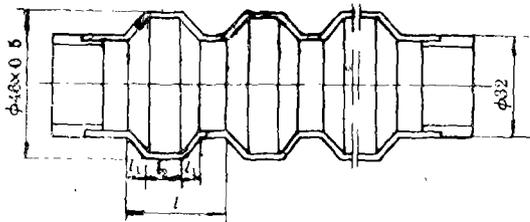


图1

波节管强化传热机理分析

波节管换热器比一般管壳式换热器热效率高，是因它的换热管是一个强化传热件，换热效率高可以从以下几方面来分析。

1 换热器换热是由两流体通过换热管的管壁来实现的，其传热系数 K ，由公式(2)给出：

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_{ai} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_{ao} + \frac{1}{\alpha_o}$$

由公式可看出，当换热管外径一定，减薄管壁厚度，其 K 增大，换热量也就增大。

2 由于波节管是一个异形管，管子的截面和形状均发生变化，流体在这种流道中流动，也随之不断改变方向和速度，促使扰动度加大湍流加强，边界层厚度减薄，从而使传热加强。

3 换热管为波形结构，其管壁厚度为0.5 mm，能够补偿由于壳程和管程之间的温差应力，易热变形，用于温差应力的作用，换热管能自动去掉表面的污垢，使管表面不易产生污垢层，由公式可知，换热系数 K 增大，随之换热量也加大。

结 论

波节管换热器是一种高效换热器，在使用过程中已明显地显示了它的优越性，郑州热力公司二期供热工程已广泛采用，其换热效果很好，又如郑州解放军测绘学院采暖供热原来用的普通光管换热器 $\phi 1200 \times 4500$ 四台，已采用波节管换热器 $\phi 1000 \times 5000$ 两台，其换热效果很好，使用结果均表明换热系数提高3~5倍，光管一般 $K = 600 \sim 800 (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C})$ 而波节管一般 $K = 2700 \sim 3000 (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C})$ ，这就充分表现了这种换热器是一种高效换热器，此外这种换热器，由于采用波节管，因而能补偿壳程和管程之间的温差应力，使换热器省掉补偿装置，单位长度波节管与光管($\phi 32 \times 3$)相比，换热面积提高1.5倍，而重量又减轻很多，仅为光管的21.1%，而换热器造价仅为普通采用光管的换热器的2.1~2.4倍(换热器外形尺寸完成相同，而换热管的数量均为最佳数时，其制造的

(下转第17页)

力 Q_a 产生的环向剪应力的数值, 相对于其它应力要小得多, 在强度计算中, 往往可不予考虑。因此, 其边缘附近壳体中的总应力有:

$$\text{纵向应力, } \sigma_a \\ \sigma_a = \sigma_a^p \pm \sigma_a^M \quad (7)$$

$$\text{周向应力, } \sigma_\theta \\ \sigma_\theta = \sigma_\theta^p + \sigma_\theta^N \pm \sigma_\theta^M \quad (8)$$

式中:

$$\sigma_a^p = p \cdot R_m / 2t$$

$$\sigma_a^M = \pm \frac{6M_0}{t^2}$$

$$\sigma_\theta^p = p \cdot R_m / t$$

$$\sigma_\theta^N = \frac{E\omega_0}{R_m}$$

$$\sigma_\theta^M = \pm \frac{6\mu M_0}{t^2}$$

把前面已求取的各项数值及在已知条件中列出的有关数据代入上述各式, 得:

纵向应力

A 壳体

$$\begin{aligned} \sigma_a &= 113.68 \times 36.4159 / 2 \times 0.2718 \pm 6 \\ &\quad \times 35.27 / 0.2718^2 = 10480 \text{ lb/in}^2 \\ &= 73.8 \text{ MPa} \quad (\text{在壳体的内表面}) \\ &\quad 4751 \text{ lb/in}^2 = 33.46 \text{ MPa} \\ &\quad (\text{在壳体的外表面}) \end{aligned}$$

B 壳体

$$\begin{aligned} \sigma_a &= 113.68 \times 36.2959 / 2 \times 0.5118 \pm 6 \\ &\quad \times 35.27 / 0.5118^2 = 4839 \text{ lb/in}^2 \\ &= 34.08 \text{ MPa} \quad (\text{在壳体的内表面}) \\ &\quad 3223 \text{ lb/in}^2 = 22.69 \text{ MPa} \\ &\quad (\text{在壳体的外表面}) \end{aligned}$$

周向应力:

A 壳体

(上接第 58 页)

费用), 波纹管换热器可广泛应用于汽水和热水换热器中, 是值得大力推广的一种新型高效节能的换热设备。

参考文献

1 靳明聪、程尚模、赵永明编著《换热器》重庆大学出版社

$$\begin{aligned} \sigma_\theta &= 113.68 \times 36.4159 / 0.2718 + 28600000 \\ &\quad (-0.004737) / 36.4159 \pm 6 \times 0.3 \\ &\quad \times 35.27 / 0.2718^2 = 12370 \text{ lb/in}^2 \\ &= 87.1 \text{ MPa} \quad (\text{在壳体的内表面}) \\ &\quad 10651 \text{ lb/in}^2 = 75 \text{ MPa} \\ &\quad (\text{在壳体的外表面}) \end{aligned}$$

B 壳体

$$\begin{aligned} \sigma_\theta &= 113.68 \times 36.2959 / 0.5118 + 28600000 \\ &\quad \times 0.003167 / 36.2959 \pm 6 \times 0.3 \\ &\quad \times 35.27 / 0.5118^2 = 10800 \text{ lb/in}^2 \\ &= 76 \text{ MPa} \quad (\text{在壳体的内表面}) \\ &\quad 10315 \text{ lb/in}^2 = 72.6 \text{ MPa} \\ &\quad (\text{在壳体的外表面}) \end{aligned}$$

四、结论

经过以上的分析和计算, 最大表面应力发生在 A 壳体边缘处内表面, 其数值为 $12370 \text{ lb/in}^2 = 87.1 \text{ MPa}$, 壳体材料的许用应力 $[\sigma]^t = 14993 \text{ lb/in}^2 = 105.58 \text{ MPa}$ 。因此, 发生在错边处的边缘总应力还是比较低的, 比 $[\sigma]^t$ 还小, $\ll 3[\sigma]^t$ 。所以安全, 虽然如此, 由于该设备错边量大大超过了规范要求, 所以也是不合格的。且本设备是低温压力容器, 应当对错边处的对接焊缝加以修整, 并使之局部结构有较大的曲率半径过渡。目的是为了尽可能地限制、减小峰值应力。

参考文献

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Div.1 1989 Edition.
2. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Div. 2- Alternative Rules. 1989 Edition
3. 丁伯民“钢制压力容器”—设计制造和检验
4. 余国琼主编“化工容器及设备”
5. 王心明“工程压力容器设计与计算”
6. 钱逸, 吕忠良“压力容器安全技术基础”
7. 杨海涛“压力容器的安全与强度计算”

1990年5月

- 2 朱鹏冠编著《换热器原理及计算》, 清华大学出版社 1987.7
- 3 兰州石油机械所主编《换热器》, 轻加工出版社, 1986.6
- 4 (日)尾花英朗著, 陈中权译,《换热器设计手册》, 石油工业出版社, 1982.9