

# 关于管板结构的数值分析设计

于洪杰 钱才富\* 于晓东

(北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029)

**摘 要:** 针对管子与管板以胀接和焊接形式连接的管板结构,采用有限元方法计算了在壳程压力作用下的挠度和应力,并拟合为管板半径、厚度和压力的函数。结果表明:由于管子的支撑作用,管板的挠度和应力对管板的半径和厚度的变化并不十分敏感;有限元分析得到的管板应力不足按常规设计标准计算所得管板应力的一半,这表明,虽然在换热器设计标准中管板的设计计算考虑了管子的一定支撑作用,但实际的支撑效果更大,若采用基于有限元法的分析设计法,仍然可以降低换热器的管板厚度;与焊接结构相比,胀接结构更有利于提升开孔管板的强度与刚度。

**关键词:** 管板设计;有限元分析;应力;挠度

**中图分类号:** TQ051.5

## 引 言

大部分的工业生产都会用到固定管板换热器,原因之一是这类换热器的设计有比较完善的设计标准<sup>[1-4]</sup>。这些标准都是基于简化的理论模型,尤其在管板设计计算中,通常把开孔的圆平板简化成放在弹性基础上的直径和厚度不变的等效实心圆平板<sup>[5-9]</sup>,并引入强度与刚度削弱系数来计及管孔的影响。尽管这种管板设计方法在工程上被普遍接受,但这样设计的管板往往厚度大、太保守。事实上,尽管换热器有各种各样的失效形式,但很少有因为管板强度不足而发生破坏的情况。另外,当管程和壳程的温度差较大时,管板厚度大,反而不利于降低温差应力。当然,管板厚有助于提高管板的刚度,保证其与法兰等连接处的密封性能。

随着计算机技术的发展,有限元法被越来越多的应用于换热器的应力分析<sup>[10-11]</sup>。本文建立了固定管板结构有限元分析模型,计算由压力引起的管板的应力和变形,重点研究管子的支撑作用,并考察管板直径、厚度以及管子与管板连接方式的影响,目的在于探讨精确的管板数值分析设计方法。

## 1 管板结构的有限元模型

以固定管板换热器为研究对象,换热管采用直径和壁厚为  $\phi 25 \text{ mm} \times 2.5 \text{ mm}$  的管子,正三角形排列,相邻管孔中心距离为 32 mm。这种布管方式使整个管板呈现  $30^\circ$  为一个周期的周期对称性。计算采用目前比较通用的 Ansys11 中的 Solid45 单元来建立模型,如图 1 所示。为了方便在管板中央提取应力及挠度值,在过管板中心两个互相垂直的位置(即  $x$  和  $y$  轴)上未布置管子。

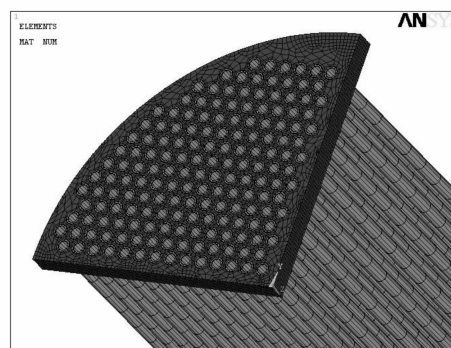


图 1 管板结构的有限元模型

Fig. 1 Finite element analysis model

管子与管板的连接有焊接和胀接 2 种方式,如图 2 所示。由于 2 种连接方式中管子对管板的支撑作用不同,本文分别建立了焊接和胀接连接结构的有限元分析模型。对于胀接连接,当管子和管板没有脱离开时,以整体结构共同承受载荷;而对于焊接连接,模拟了实际管端焊缝结构(按照 GB151 管子

收稿日期: 2009-12-23

基金项目: 北京市自然科学基金(3002009)

第一作者: 女,1972 年生,博士生

\* 通讯联系人

E-mail: qiancf@mail.buct.edu.cn

与管板焊接连接结构规定),管子和管板孔之间留有间隙,在该间隙中的管子和管板边界承受壳程介质的压力载荷。

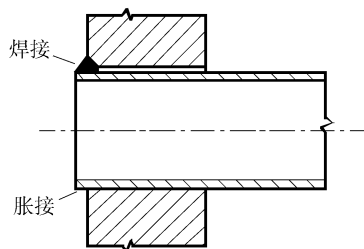


图2 管子与管板2种连接结构示意图

Fig. 2 Illustration of the tube to tubesheet connection

在本研究中,管板材料采用低合金钢 16 Mn,管子采用低碳 10 号钢,这些钢种在我国常用于制造换热器。两种材料的弹性模量分别为  $2.0 \times 10^{11}$  Pa 和  $1.98 \times 10^{11}$  Pa,泊松比均为 0.3。

在实际换热器中,管板与壳体的连接要么通过管板与壳体焊接在一起,要么通过螺栓、法兰连接,并且管子通常不超过 6 m。由于受到足够的折流板的支撑,管子主要承受无屈曲的轴向变形。考虑到这些因素,本研究中采用了偏于保守的边界条件,即在管板模型周边施加简支约束,在周向角为 0 和  $90^\circ$  (即  $x$  和  $y$  轴)的管板模型边界上施加对称约束,管子取 3 m 长、截断面施加对称约束以模拟管长 6 m 的换热器管束。

换热器在实际使用中承受压力和热载荷作用,可能的载荷工况很多,本文的重点是研究管子的支撑作用,而这种支撑作用在各种载荷工况中都会体现出来,因此,作为例子同时不失代表性,本文只考察壳程压力载荷作用的情况,另外,由于在弹性范围内,应力及变形是与载荷成正比的,所以以 2.5 MPa 的壳程压力为例进行分析。

## 2 有限元分析结果

### 2.1 挠度与应力分析

图3所示为直径 1000 mm,厚度为 40 mm,在壳程压力为 2.5 MPa 作用下的管板的挠度分布云图。由图3可见,最大挠度发生在管板中心,其大小为 0.26 mm,而基于平板理论计算的相同直径、厚度和相同载荷及边界条件下无孔实心圆平板中心挠度为 8.53 mm,可见管子对管板的支撑作用非常大。

图4表示管板厚度  $T=30$  mm 情况下,管子与管板分别以焊接和胀接方式连接时,管板中心挠度随

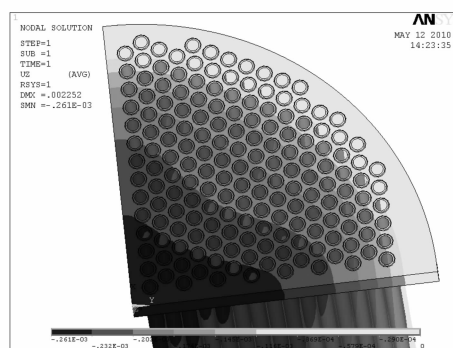


图3 管板挠度分布云图

Fig. 3 Deformation of the tubesheet structure

着管板半径变化的曲线,图中三角表示胀接连接,方块表示焊接连接。可以看出,对于布满管子的管板,其挠度对半径的变化并不敏感,甚至随着管板半径的增加而有降低的趋势。这种计算结果与经典平板理论所预测的相差甚远。它表明,管子对管板的支撑作用很大,目前大多数换热器设计标准中对于管板的设计计算虽然以弹性基础来考虑管子的支撑作用,但由于作了一些假设(例如,不计管子对管板转动的约束作用),并没有达到实际的支撑效果,可能恰恰是这一点,导致通常设计的管板相当厚。

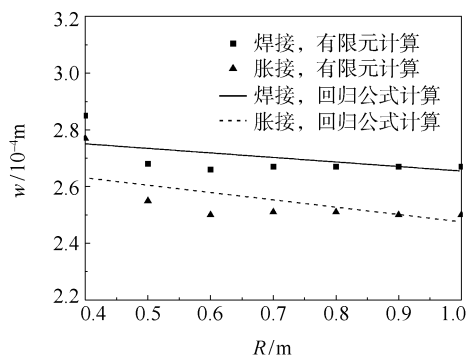


图4 管板挠度随着管板半径的变化

Fig. 4 Variation of the deflection of the tubesheet with tubesheet radius

如图5表示管板厚度  $T=30$  mm 时,管板中心径向应力随着管板半径变化的曲线。与挠度相似,管板半径对管板应力的影响也不是很大,这一点也与经典薄板理论不一致。应特别注意的是该结果意味着换热器直径增大,未必就需要增加管板厚度。

从图4和图5可以看到,管子和管板胀接连接的管板挠度和应力比相同条件下的焊接连接的管板的挠度和应力都要小,意味着胀接连接更加有利于提高开孔管板的强度和刚度。这一点容易理解,因

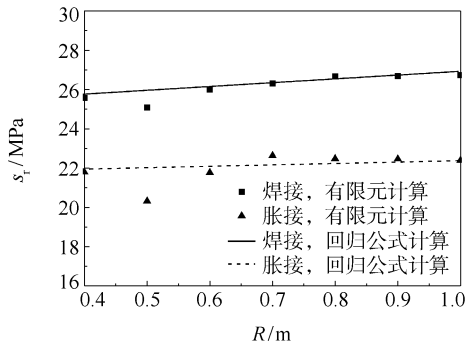


图5 管板中心径向应力随管板半径的变化  
Fig. 5 Variation of radial stress at the tubesheet center with tubesheet radius

为对于胀接连接,发生了塑性变形的管子与管板紧密贴合,与管板连接成为一体,而对于焊接结构,管子和管板孔之间存在着间隙。

图6和图7分别表示管板半径  $R = 800 \text{ mm}$  时,管板中心挠度和径向应力随着管板厚度变化的曲线。可以看出管板中变形和应力随着管板厚度的增加而减小,但是减小的程度也没有经典平板理论所给出的那样明显,原因还是由于管子的强大支撑作用。同样从图6和图7还可以看到,在所计算的管板厚度范围内,胀接连接的管板挠度和应力都比焊接连接的挠度和应力要小。

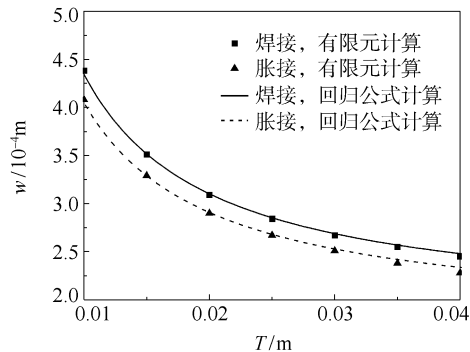


图6 管板挠度随管板厚度的变化  
Fig. 6 Variation of deflections of the tubesheet with tubesheet thickness

## 2.2 挠度与应力的模型化

从图4和图6所示的有限元计算数据的分布来看,管板挠度与管板的半径和厚度之间的关系可以表示成下面的形式

$$w = \left( A_1 + A_2 R + A_3 \frac{1}{T} \right) p$$

其中  $A_1$ 、 $A_2$  和  $A_3$  是带单位的系数,在足够多的有限元计算结果基础上,采用多元回归技术,可以拟合得

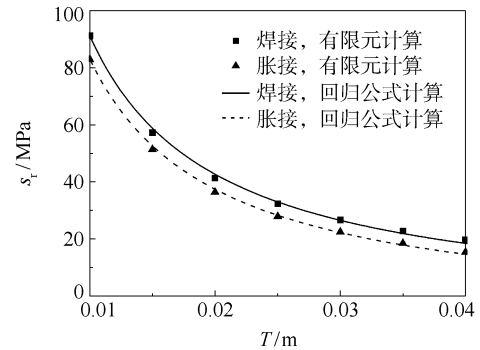


图7 管板径向应力随管板厚度的变化  
Fig. 7 Variation of radial stress at the tubesheet center with tubesheet thickness

到这些系数值,最后对于焊接结构得出的挠度计算公式为

$$w = \left( 7.94 \times 10^{-5} - 6.40 \times 10^{-6} \times R + \frac{9.94 \times 10^{-7}}{T} \right) \times p \quad (1)$$

式中  $p$  的单位为 MPa,而  $R$ 、 $T$  和  $w$  的单位均为 m。

类似地,焊接连接的管板中心径向应力也可以表示成半径和厚度的函数:

$$s_r = \left( -2.90 + 0.775 \times R + \frac{0.387}{T} \right) \times p \quad (2)$$

对于胀接连接结构,可以用同样的方法得到挠度和应力的回归公式:

$$w = \left( 7.89 \times 10^{-5} - 1.04 \times 10^{-5} \times R + \frac{9.13 \times 10^{-7}}{T} \right) \times p \quad (3)$$

$$s_r = \left( -3.48 + 0.287 \times R + \frac{0.364}{T} \right) \times p \quad (4)$$

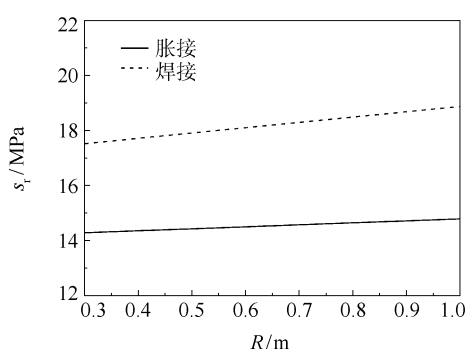
在图4~7中,所有曲线均由公式(1)~(4)所画。

公式(1)~(4)的应用范围:  $400 \text{ mm} \leq R \leq 1000 \text{ mm}$ ,  $10 \text{ mm} \leq T \leq 40 \text{ mm}$ 。以有限元计算结果为基础,回归公式计算结果的相对误差在8%以内。

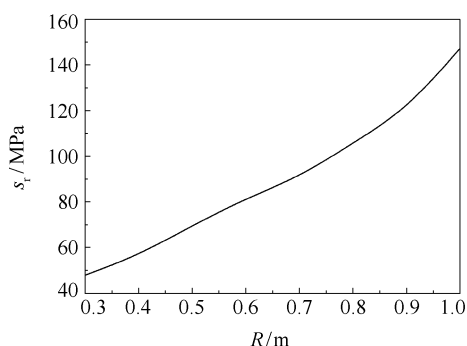
在强度判据已知的情况下,如对于管板中心处径向弯曲应力  $s_r$ ,设  $s_r \leq 1.5[\sigma]$ ,利用方程(2)和(4),就可以较容易地计算出管板的厚度。当然,目前的研究工作仅仅是探索采用数值分析设计方法对换热器管板进行精确设计的可能性及其优点,而要进行实际的工程设计,还需要做很多的研究工作,因为实际换热器结构多样,载荷工况复杂,强度判据也不尽相同。

### 2.3 基于有限元与 GB151 计算结果的比较

图 8 显示了在管板厚度  $T=40\text{ mm}$  情况下,按照拟合公式(2)和(4)计算的管板径向应力随管板半径变化的结果和按照 GB151 标准(SW6 软件)所计算的结果的比较。其中(a)图表示按照拟合公式计算的管板径向应力结果,(b)图表示按照 GB151 计算的管板径向应力结果。可以看到,通过公式(2)和(4)所得到的应力是基于 GB151 软件 SW6 所计算的应力值的  $1/3 \sim 1/8$ ,这意味着按常规设计标准进行管板设计非常保守,以有限元分析为基础的数值分析设计方法更为经济。



(a) 按拟合公式计算的管板径向应力



(b) 按GB151计算的管板径向应力

图 8 基于 GB151 计算的应力与回归方程计算的应力的比较

Fig. 8 Comparison of the stresses calculated by heat exchanger design code and by the regression formula

## 3 结论

(1) 由于管子的支撑作用,管板中心挠度及径向应力对管板半径变化并不敏感。

(2) 尽管管板中心挠度及径向应力随着管板厚度的增加而降低,但管板厚度的影响程度并不象经典平板理论所预测的那样大。

(3) 在同样条件下,管子与管板以胀接方式连

接的管板中心挠度及径向应力均比焊接连接小,或者说胀接连接时管子对管板的支撑作用要大。

(4) 在本文的研究条件下,拟合得出了管子与管板分别为胀接和焊接方式连接的管板中心径向应力和挠度计算公式,在给定强度判据的情况下,该公式可以用来计算管板厚度。

(5) 虽然在换热器设计标准中管板的设计计算考虑了管子的一定支撑作用,但若采用基于有限元法的分析设计法,仍然可以显著降低换热器的管板厚度。

### 参考文献:

- [1] The American Society of Mechanical Engineers. ASME boiler and pressure vessel code, Section VIII, Division 1, 2-rules for construction of pressure vessels[S]. New York: ASME Press, 2004.
- [2] European Committee For Standardization. EN13445-3: european standard for unfired pressure vessels—part 3: design[S]. Europ: European Committee for Standardization (CED), 2002.
- [3] Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.. TEMA: standards of the tubular exchanger manufactures association[S]. New York: Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1999.
- [4] 国家质量技术监督局. GB151—1999, 管壳式换热器[S]. 北京: 中国标准出版社, 1999.  
State Bureau of Quality and Technical Supervision. GB151—1999, tubular heat exchangers[S]. Beijing: Standards Press of China, 1999. (in Chinese)
- [5] Jones D P, Gordon J L, Hutula D N, et al. Application of equivalent elastic methods in three-dimensional finite element structural analysis[J]. ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 1999, 121(3): 283–290.
- [6] Soler A I, Hill W S. Effective bending properties for stress analysis of rectangular tubesheets[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, 1977, 99: 365–370.
- [7] O'Donnell W J. Effective elastic constants for the bending of thin perforated plates with triangular and square penetration patterns[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 1973, 95: 121–128.
- [8] Slot T, O'Donnell W J. Effective elastic constants for thick perforated plates with square and triangular penetration patterns[J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, 1971, 93: 935–942.
- [9] Xue M D, Wen X F, Huang K C, et al. Stresses and

- displacements of perforated plates reinforced by tubes and their effective elastic constants[J]. ASME Pressure Vessel and Piping, 1992, 210(2): 3-18.
- [10] Jin W Y, Gao Z L, Liang L H, et al. Comparison of two FEA models for calculating stresses in shell-and-tube heat exchanger[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2004, 81: 563-567.
- [11] Qian C F, Yu H J, Yao L. Finite element analysis of fixed tubesheet structure[J]. Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 2009, 131(1): 11206-11209.

## On the numerical analysis design of the tubesheet structure

YU HongJie   QIAN CaiFu   YU XiaoDong

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

**Abstract:** Finite element analysis models have been established to simulate a tubesheet connected to tubes by expansion or welding methods. Stress and deformation in the tubesheet produced by shell side pressure load were calculated and regressed into functions of the tubesheet radius, thickness and the pressure. The results showed that owing to the tube supports, the deflection and stress at the tubesheet are not as sensitive to the radius and thickness of the tubesheet as predicted by the plate theory. In terms of increasing the strength and stiffness of the perforated tubesheet, the expansion method is preferable to the welding method for connecting the tubes to the tubesheet. By using analysis models based on finite element analysis to design heat exchangers, the tubesheet thickness can be significantly reduced.

**Key words:** tubesheet design; finite element analysis; stress; deformation