

含温度载荷的管板变形的解析解*

何金原¹, 魏泳涛¹, 唐昕²,
张玉明², 高程², 雒定明²

(1. 四川大学 建筑与环境学院, 成都 610065;
2. 中国石油集团工程设计有限责任公司西南分公司, 成都 610065)

摘要: 根据换热器结构形式建立了用于计算管板变形的力学模型, 参考 ASME VIII-1 计算管板的有效弹性常数, 并将外筒和换热管束分别等效为会因温度和压力载荷产生轴向变形的弹簧和弹性基础, 应用 Ritz 法建立了管板挠度的解析解, 将该解析解与三个不同规模换热器的有限元分析结果进行对比, 结果表明, 建立的解析解与有限元分析结果吻合良好, 验证了推导的管板变形解析解的正确性. 研究结果对固定管板式换热器的设计有较大的指导意义.

关键词: 固定管板式换热器; 管板变形; 温度载荷; 有效弹性常数; Ritz 法

中图分类号: O39 **文献标志码:** A **DOI:** 10.21656/1000-0887.410282

Analytical Solution of Heat Exchanger Tubesheet Deformation Under Temperature Load

HE Jinyuan¹, WEI Yongtao¹, TANG Xin²,
ZHANG Yuming², GAO Cheng², LUO Dingming²
(1. *College of Architecture & Environment, Sichuan University, Chengdu 610065, P.R.China;*
2. *Southwest Company, China Petroleum Engineering Co., Ltd., Chengdu 610065, P.R.China*)

Abstract: A mechanical model for calculating tubesheet deformation was established according to the structure of the heat exchanger. The effective elastic constant of the tubesheet was calculated with reference to code ASME VIII-1, the outer cylinder and the heat exchange tube bundle were respectively equalized to springs and elastic foundations axially deforming due to temperature and pressure loads. An analytical solution of tubesheet deflection was obtained with the Ritz method, and compared with the numerical simulation results of 3 heat exchangers of different scales. The results show that, the analytical solution is in good agreement with the numerical simulation results, which verifies the correctness of the derived analytical solution of tubesheet deformation. The research work has guiding significance for the design of fixed tubesheet heat exchangers.

Key words: fixed tubesheet heat exchanger; tubesheet deformation; temperature load; effective elastic constant; Ritz method

* 收稿日期: 2020-09-17; 修订日期: 2020-10-26

作者简介: 何金原(1996—), 男, 硕士 (E-mail: 814992784@qq.com);
魏泳涛(1971—), 男, 教授, 博士 (通讯作者, E-mail: wyt2119@scu.edu.cn).

引用格式: 何金原, 魏泳涛, 唐昕, 张玉明, 高程, 雒定明. 含温度载荷的管板变形的解析解[J]. 应用数学和力学, 2021, 42(4): 354-362.

引 言

固定管板式换热器结构如图 1 所示,管板是其中的重要结构件,其基本形式是开设了大量管孔的圆形薄板(图 2)。管板的管孔与换热管焊接,与换热管内部、外部相通的区域分别称为管程和壳程。管板和换热管束是承担管、壳程压力差的主要结构。对管板的变形和受力分析是换热器设计中的重点关注问题。Gardner^[1]在 20 世纪 40 年代提出了当量实心板理论,即将管板等效为受均布载荷作用、具有有效弹性常数的相同尺寸的实心板。Slot 和 O'Donnell^[2-3]结合铝梁弯曲实验,推导了正三角形/正方形开孔布局薄板的有效弹性常数和削弱系数的关系。钱伟长等^[4]考虑了厚管板界条之间的相互作用,导出了三角形开孔布局管板有效弹性常数的计算公式。

随着有限元软件的发展,目前已能实现对换热器整体结构的有限元分析^[5-6],从而得到管板在复杂工况下的变形和受力,但建模过程复杂,计算时间很长,通常用作对产品的校核和评定。若能快速简洁地确定管板在复杂工况下的变形,则在换热器初始设计阶段能提供很好的指导意义,如通过管板挠度可得出换热管的轴向受力,进而判断换热管稳定性。而换热管的稳定性在换热器不断大型化和轻量化的趋势下显得尤为重要^[7]。基于此,本文建立了换热器的简化力学模型,并考虑了换热管、外筒的因管/壳程载荷和温度载荷的轴向变形,以及管板大量开孔导致的刚度削弱,应用 Ritz 法推导了管板在各类载荷(含温度载荷)下挠度的近似解析解,并与某型换热器的管板变形的有限元解吻合良好,表明了本文方法的正确性。

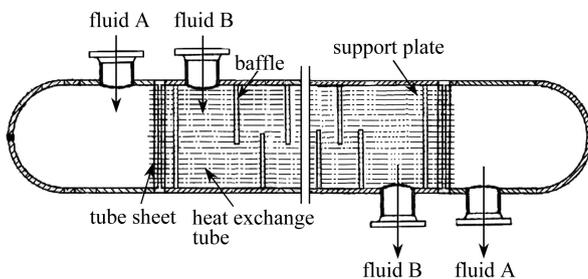


图 1 固定管板式换热器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of a fixed tubesheet heat exchanger structure

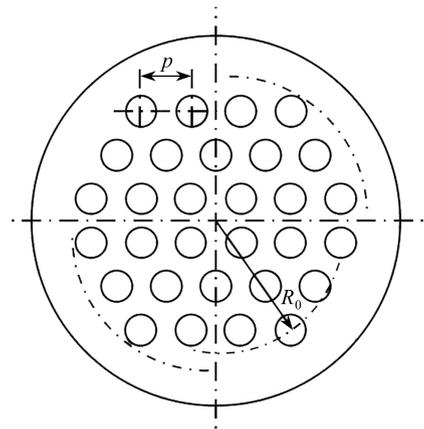


图 2 管板结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the tubesheet structure

1 解析解推导

1.1 力学模型及解析解公式推导

GB/T 151—2014《热交换器》^[8]将管板等效为置于弹性基础上的轴对称圆形薄板,对于该力学模型,邹广平等^[9]和冯文杰等^[10]利用 Bessel 级数分别得到了简支和固支两种边界条件下的挠度级数解。但换热管和外筒会因为温度和压力载荷产生额外的轴向变形,因此该力学模型不能用于建立管板变形解析解的公式。为推导管板挠度的近似解析解,本文建立了换热器的简化力学模型,如图 3 所示。因为左、右管板的结构形式及所受约束和支撑相同,将换热器左、右管板间距的中心位置取为轴向对称面;将外筒等效为因温度和压力载荷产生了轴向变形的弹簧,管板外缘受到弹性支承上的固支约束;将换热管束等效为因温度和压力载荷产生了轴向变形的弹性基础。基于此力学模型,应用 Ritz 法来推导管板变形的近似解析解。

为满足管板边缘无转角而有位移的形式,将管板的挠度近似解设为^[11]

$$w = C_0 + C_1 \left(1 - \frac{R^2}{a^2}\right)^2 + C_2 \left(1 - \frac{R^2}{a^2}\right)^3, \quad (1)$$

其中 C_i 为待定系数, $i = 0, 1, 2$; R 是管板径向坐标; a 是管板半径。系统的总势能 Π 由管板的应变能 U 、外筒和换热管束存储的弹性势能 U_{ek} 和外力功 P 组成。

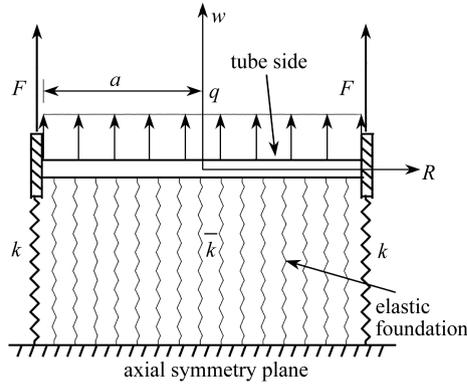


图3 换热器简化力学模型

Fig. 3 The simplified mechanical model for the heat exchanger

管板的总应变能为

$$U = \frac{1}{2} \iiint \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma} dV = \frac{1}{2} \iiint \boldsymbol{\varepsilon}^T \mathbf{D} (\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_T) dV, \quad (2)$$

式中 $\boldsymbol{\varepsilon}$ 和 $\boldsymbol{\sigma}$ 分别是应变和应力向量; \mathbf{D} 是弹性矩阵; $\boldsymbol{\varepsilon}_T$ 是热应变,

$$\boldsymbol{\varepsilon}_T = \alpha_1 (T(z) - T_{\text{ref}}) [1 \quad 1 \quad 0]^T, \quad (3)$$

其中 α_1 是管板的热膨胀系数; $T(z)$ 是管板的温度; T_{ref} 是参考温度.

将式(3)代入式(2)并化简得

$$U = \frac{1}{2} \int_{-h/2}^{h/2} \frac{E_1 z^2}{1 - \nu_1^2} dz \iint (\nabla^2 w)^2 dA + \frac{1}{2} \int_{-h/2}^{h/2} \frac{E_1 \alpha_1 (T(z) - T_{\text{ref}}) z}{1 - \nu_1} dz \iint \nabla^2 w dA, \quad (4)$$

式中 h 是管板厚度; E_1 是管板的弹性模量; ν_1 是管板的 Poisson 比. 假设温度沿厚度方向呈线性分布, 而弹性常数和热膨胀系数都是温度的线性函数, 并注意轴对称条件及固支边界条件, 由此得出管板的应变能为

$$U = \frac{E_{\text{avg1}} h^3}{24(1 - \nu_1^2)} \iint \left[\left(\frac{d^2 w}{dR^2} \right)^2 + \frac{1}{R^2} \left(\frac{dw}{dR} \right)^2 \right] dA, \quad (5)$$

式中 E_{avg1} 是管板中面温度对应的弹性模量. 可以看出, 在温度沿厚度线性变化的情况下, 固支管板的应变能只与中面温度所对应的弹性模量有关.

外筒和换热管储存的弹性势能为

$$U_{\text{ek}} = \frac{1}{2} \iint \bar{k} (w - \Delta_1)^2 dA + \frac{1}{2} k (w(a) - \Delta_2)^2, \quad (6)$$

式中 \bar{k} 是弹性基础的基床系数, 等于换热管等构件的抗拉/压刚度总和除以管板面积; k 是外筒抗拉/压刚度; Δ_1, Δ_2 是换热管的轴向变形, 包括由温度引起的轴向变形 (Δ_{1T} 和 Δ_{2T}) 和由管(壳)程压力引起的轴向变形 (Δ_{1S} 和 Δ_{2S}), 下面分别介绍具体计算方法.

设换热管在温度载荷作用下的轴向变形为 Δ_{1T} . 稳态时温度沿换热管壁厚方向分布为^[12]

$$T(r) = \frac{T_Q - T_C}{\ln r_{\text{out}} - \ln r_{\text{in}}} \ln r + \frac{T_C \ln r_{\text{out}} - T_Q \ln r_{\text{in}}}{\ln r_{\text{out}} - \ln r_{\text{in}}}, \quad (7)$$

其中 T_C 是管程温度; T_Q 是壳程温度; r_{in} 和 r_{out} 分别是换热管内径和外径. 鉴于换热管单纯因温度产生轴向变形时不会产生轴力, 由此可得

$$\Delta_{1T} = L \frac{\iint [T(r) - T_{\text{ref}}] \alpha_2 E_2 dA}{\iint E_2 dA}, \quad (8)$$

其中 α_2 是换热管的热膨胀系数; E_2 是换热管的弹性模量; L 是换热管半长(即左、右管板内壁间距一半).

设换热管在管(壳)程压力载荷作用下的轴向变形为 Δ_{1S} , 其值由受内/外压的无限长圆筒在壁厚中心处

的周向和径向应力计算出的轴向应变所确定^[13]:

$$\Delta_{1S} = \frac{2\nu_2 L (r_{out}^2 P_Q - r_{in}^2 P_C)}{E_{avg2} (r_{out}^2 - r_{in}^2)}, \quad (9)$$

式中 ν_2 是换热管的 Poisson 比; P_C 为管程压力; P_Q 为壳程压力; E_{avg2} 是换热管平均温度下的弹性模量. 其中换热管平均温度的计算方法为

$$T_{avg2} = \frac{\iint T(r) dA}{\pi (r_{out}^2 - r_{in}^2)}. \quad (10)$$

若外筒外侧没有保温层, 则外筒在温度载荷作用下的轴向变形的计算方法类似于换热管. 若外筒外侧覆有保温层, 则可认为外筒温度分布均匀, 平均温度即为壳程温度. 因此

$$\Delta_{2T} = \alpha_3 (T_Q - T_{ref}) L, \quad (11)$$

$$\Delta_{2S} = -\frac{2\nu_3 a^2 L P_Q}{E_{avg3} \delta (2a + \delta)}, \quad (12)$$

式中 E_{avg3} 是外筒平均温度下的弹性模量; α_3 是外筒的热膨胀系数; δ 是外筒壁厚.

系统的外力功为

$$P = \iint q w dA + F w(a), \quad (13)$$

式中 q 是管板所受的等效均布载荷; F 是换热器的管箱受到管程压力时作用在管板边缘上的拉力;

$$q = (P_Q - P_C) \left(1 - \frac{n_1 r_{out}^2}{a^2} \right), \quad (14)$$

$$F = \pi P_C a^2, \quad (15)$$

其中 n_1 为换热管根数.

基于最小势能原理, 系统平衡时总势能 $\Pi = U + U_{ek} - P$ 取极值, 即 Π 对待定系数 C_i 的偏导数为零. 由此得出确定 C_i 的线性方程组为

$$\begin{cases} (\pi \bar{k} a^2 + k) C_0 + \frac{\pi \bar{k} a^2}{3} C_1 + \frac{\pi \bar{k} a^2}{4} C_2 = \pi a^2 (\bar{k} \Delta_1 + q) + k \Delta_2 + F, \\ \frac{\pi \bar{k} a^2}{3} C_0 + \left(\frac{64\pi D^*}{3a^2} + \frac{\pi \bar{k} a^2}{5} \right) C_1 + \left(\frac{16\pi D^*}{a^2} + \frac{\pi \bar{k} a^2}{6} \right) C_2 = \frac{\pi a^2}{3} (\bar{k} \Delta_1 + q), \\ \frac{\pi \bar{k} a^2}{4} C_0 + \left(\frac{16\pi D^*}{a^2} + \frac{\pi \bar{k} a^2}{6} \right) C_1 + \left(\frac{96\pi D^*}{5a^2} + \frac{\pi \bar{k} a^2}{7} \right) C_2 = \frac{\pi a^2}{4} (\bar{k} \Delta_1 + q), \end{cases} \quad (16)$$

式中 D^* 是根据管板中面温度下的有效弹性计算出的薄板抗弯刚度, 即式(5)积分号外系数的两倍. 求解方程组(16), 再将各项系数代回至式(1), 即可求得管板挠度的近似解析解.

1.2 有效弹性常数的计算

管板上数量繁多的开孔不仅使其受力变得复杂也大大削弱了其刚度. 本文参考 ASME VIII-1^[14] 中 UHX 章节中的方法计算管板的有效弹性常数, 计算方法如式(17)~(21)所示:

$$p^* = \sqrt{\frac{\pi p^2 (2R_0 + d)}{\pi (2R_0 + d) - 16p}}, \quad (17)$$

$$d^* = \max \left\{ d - 2t \left(\frac{E_2}{E_1} \right) \left(\frac{S_2}{S_1} \right), d - 2t \right\}, \quad (18)$$

$$u^* = \frac{p^* - d^*}{p^*}, \quad (19)$$

$$\frac{E_1^*}{E_1} = A_0 + A_1 u^* + A_2 u^{*2} + A_3 u^{*3} + A_4 u^{*4}, \quad (20)$$

$$\nu_1^* = B_0 + B_1 u^* + B_2 u^{*2} + B_3 u^{*3} + B_4 u^{*4}, \quad (21)$$

其中 R_0 是管板中心到最远处开孔圆心的距离; p 是开孔圆心距离; d 是换热管外直径; t 是换热管壁厚; S_1 和 S_2 分别是管板和换热管的许用应力; E_1^* 是管板的有效弹性模量; ν_1^* 是管板的有效 Poisson 比; A_i, B_i 取值由 ASME VIII-1 给出, 如表 1 和表 2 所示。

表 1 A_i 的取值Table 1 The values of A_i

h/p	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4
0.10	0.035 3	1.250 2	-0.049 1	0.360 4	-0.610 0
0.25	0.013 5	0.991 0	1.008 0	-1.049 8	0.018 4
0.50	0.005 4	0.527 9	3.046 1	-4.365 7	1.943 5
2.00	-0.002 9	0.212 6	3.990 6	-6.173 0	3.430 7

表 2 B_i 的取值Table 2 The values of B_i

h/p	B_0	B_1	B_2	B_3	B_4
0.10	-0.095 8	0.620 9	-0.868 3	2.109 9	-1.683 1
0.15	0.889 7	-9.085 5	36.143 5	-59.542 5	35.822 3
0.25	0.743 9	-4.498 9	12.577 9	-14.209 2	5.782 2
0.50	0.910 0	-4.890 1	12.432 5	-12.703 9	4.429 8
1.00	0.992 3	-4.875 9	12.357 2	-13.721 4	5.762 9
2.00	0.996 6	-4.197 8	9.047 8	-7.995 5	2.239 8

2 算例分析

2.1 有限元分析模型

为验证本文所推导的管板变形解析解的正确性, 此处以三个结构相似的换热器为例, 与管板挠度的有限元分析结果进行对比, 其设计参数见表 3, 所考察的工况包括 16.5 MPa 的管程水压工况、12.4 MPa 的壳程水压工况和设计工况。设计工况下, 管、壳程载荷为 13.2 MPa 和 9.9 MPa, 三个换热器的管/壳程温度分别为 45 °C/-25 °C、45 °C/-25 °C 和 60 °C/50 °C, 参考温度为 20 °C。此外设计工况下管板和外筒均要考虑 2 mm 的腐蚀裕量, 外筒外侧均覆有保温层。管板和外筒的材料分别为 16Mn IV 和 Q345R, 换热器一换热管材料为 S22053, 换热器二和换热器三换热管材料为 S30408, 各部件的材料力学性能取自于 GB 150.2—2011《压力容器》^[15]。

表 3 换热器设计参数

Table 3 Heat exchangers design parameters

	h/mm	δ/mm	a/mm	p/mm	heat exchange tube specification	n_1	L/mm	R_0/mm
heat exchanger No.1	48	54	700	30	$\phi 19 \text{ mm} \times 3.2 \text{ mm}$	1 746	12 384	675.50
heat exchanger No.2	48	48	600	30	$\phi 19 \text{ mm} \times 3.2 \text{ mm}$	1 229	12 400	562.05
heat exchanger No.3	40	40	500	29	$\phi 19 \text{ mm} \times 3.2 \text{ mm}$	901	7 900	466.71

对换热器建模时, 不考虑外筒上法兰、进出口等局部开孔, 其原因在于本文研究重点是管板变形, 且外筒已按照 JB 4732—1995《钢制压力容器: 分析设计标准》^[16]进行了补强。由于换热器左右对称, 为降低计算规模, 只对结构一半建模并在对称面上施加对称边界条件。管板和外筒采用二十节点实体单元进行离散; 换热管采用三节点管单元进行离散。为了增大换热管的临界失稳载荷, 在换热器内部布置了多对支撑板和折流板, 采用八节点实体单元进行离散。支撑板和折流板的侧面与外筒内壁面构成点面接触; 换热管穿过其上孔洞并与孔洞侧面构成点面接触。大量的接触设置和其他非线性因素将会导致有限元分析需要投入较大的时间成本。换热器整体的有限元网格见图 4, 管板的有限元网格见图 5。三个换热器的节点/单元数分别为 979 257/355 693, 717 009/326 587, 356 124/171 489。采用名义弹性应力法(即所有材料为线弹性), 四核计算

所需时间约为 29 h,17 h,7 h,若采用 ASME VIII-2(2007)所建议的大变形、弹塑性分析法,则计算时间还会大幅增加。

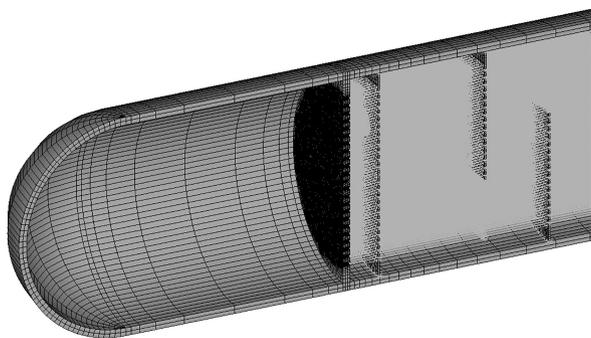


图 4 换热器整体有限元网格

Fig. 4 The finite element mesh of the heat exchanger

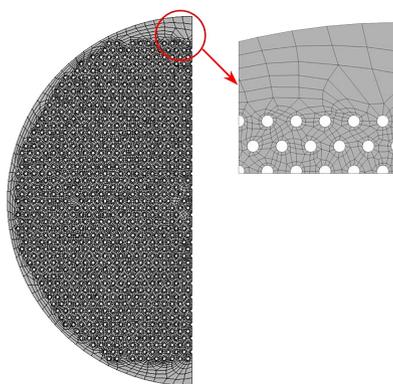


图 5 管板有限元网格

Fig. 5 The finite element mesh of the tubesheet

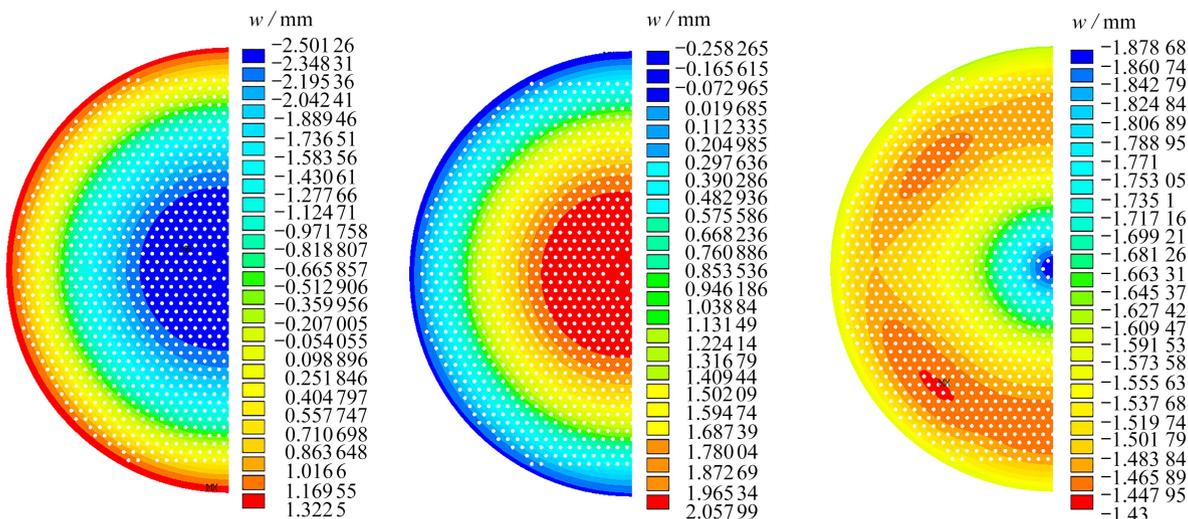
2.2 有限元分析结果

表 4 是各工况下换热器左、右管板中面挠度最大与最小值的对比,可以看出三个换热器左、右管板在各个工况下变形基本对称,因此在简化力学模型中将左、右管板间距中心取为轴向对称面是合理的。图 6 是换热器一在各工况下左侧管板中面的挠度,由图可知管板上径向位置相同的点挠度大致相同,因此将管板挠度假设为轴对称形式是合理的。

表 4 管板中面挠度值(单位: mm)

Table 4 Deflection values of the tubesheet mid-surface (unit: mm)

		heat exchanger No.1			heat exchanger No.2			heat exchanger No.3		
		tube side	shell side	design	tube side	shell side	design	tube side	shell side	design
left tubesheet	max	1.32	2.06	-1.43	1.13	2.05	-1.65	0.79	1.37	2.16
	min	-2.50	-0.26	-1.88	-2.49	-0.12	-2.14	-1.73	-0.13	2.08
right tubesheet	max	2.51	0.26	1.88	2.50	0.15	2.15	1.72	0.13	-2.08
	min	-1.32	-2.06	1.43	-1.13	-2.04	1.65	-0.79	-1.34	-2.16



(a) 管程试压工况 (b) 壳程试压工况 (c) 设计工况
(A) The tube side test condition (B) The shell side test condition (C) The design condition

图 6 换热器一左侧管板中面挠度

Fig. 6 Deflections of the middle surface of the left side tubesheet of heat exchanger No.1

注 为了解释图中的颜色,读者可以参考本文的电子网页版本,后同。

表5和表6分别是按本文公式确定的换热管和外筒的轴向变形与有限元分析结果的对比,其中有限元分析结果采用三节点管单元模拟两端开口的换热管,采用二十节点实体单元模拟外筒中部(两管板之间部分).由表5和表6可知,本文推导的换热管和外筒轴向变形计算公式是合理的.

表5 换热管轴向变形对比(单位: mm)

Table 5 Comparison of axial deformations of the heat exchange tube(unit: mm)

condition	heat exchanger No.1			heat exchanger No.2			heat exchanger No.3		
	tube side	shell side	design	tube side	shell side	design	tube side	shell side	design
formula result	-0.24	0.41	-1.06	-0.25	0.42	-1.35	-0.16	0.27	2.34
FEM result	-0.24	0.41	-1.06	-0.25	0.42	-1.35	-0.16	0.27	2.34
error	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%

表6 外筒轴向变形对比(单位: mm)

Table 6 Comparison of axial deformations of the outer tube(unit: mm)

condition	heat exchanger No.1		heat exchanger No.2		heat exchanger No.3	
	shell side	design	shell side	design	shell side	design
formula result	-1.47	-4.12	-1.38	-4.08	-0.88	0.57
FEM result	-1.41	-4.11	-1.37	-4.08	-0.87	0.59
error	4.26%	0.24%	0.73%	0.00%	1.15%	3.39%

2.3 结果对比

图7~9是三个换热器在各个工况下管板的挠度曲线,其中横坐标为径向坐标除以管板半径.有限元分析结果的数据取自于左侧管板中面的铅垂直径,并将上下对称节点的挠度值取平均.表7是三个换热器左侧管板中面中心处有限元分析解与近似解析解的对比.可以看出,换热器管板挠度曲线的近似解与有限元分析结果吻合良好,除换热器二的管程试压工况外,三个换热器在各工况下管板中心有限元分析解与近似解析解的误差均小于5%.

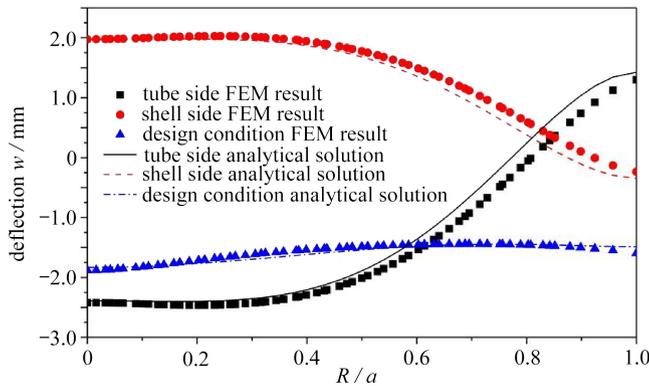


图7 换热器一左侧管板挠度曲线

Fig. 7 Deflection curves of the left side tubesheet of heat exchanger No.1

表7 管板中心挠度值对比(单位: mm)

Table 7 Comparison of tubesheet center deflection values(unit: mm)

condition	heat exchanger No.1			heat exchanger No.2			heat exchanger No.3		
	tube side	shell side	design	tube side	shell side	design	tube side	shell side	design
analytical solution	-2.39	1.97	-1.83	-2.62	2.14	-2.19	-1.68	1.37	2.07
FEM result	-2.42	1.98	-1.88	-2.47	2.04	-2.13	-1.73	1.37	2.08
error	1.24%	0.51%	2.66%	6.07%	4.90%	2.82%	2.89%	0.00%	0.48%

通过此算例对比分析表明了本文所建立的力学模型的合理性,验证了推导的管板变形近似解析解的正确性.应用本文方法在设计初始阶段即可快速计算出指定工况下管板的变形.例如可确定出各换热管对应位置处的管板挠度,从而计算出换热管的变形与轴力,进一步参考 GB/T 151—2014《热交换器》中7.3.2 小节的

方法判断换热管是否失稳.目前换热器的设计逐渐趋于大型化和轻量化,换热管失稳将导致管板因承受过大的载荷而产生严重的塑性变形,导致整个结构处于危险状态.而利用本文研究成果在设计初始阶段就可有效地避免该情况的发生,对换热器的设计有较大的指导意义.

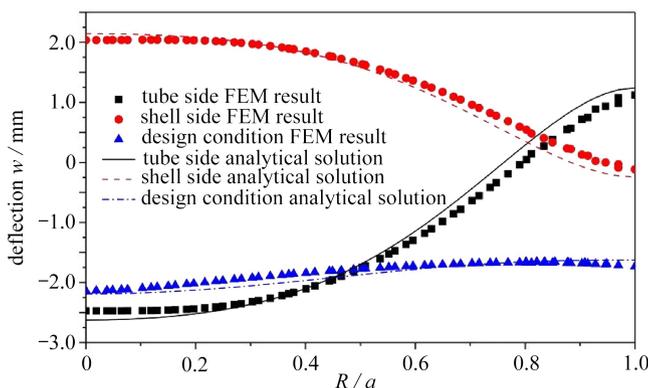


图 8 换热器二左侧管板挠度曲线

Fig. 8 Deflection curves of the left side tubesheet of heat exchanger No.2

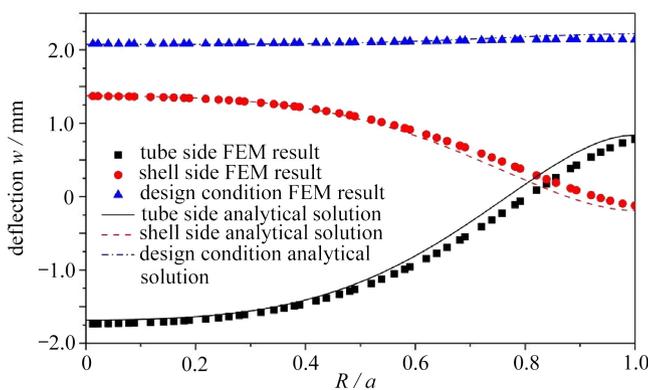


图 9 换热器三左侧管板挠度曲线

Fig. 9 Deflection curves of the left side tubesheet of heat exchanger No.3

3 结 论

本文以管板为主要研究对象建立了换热器简化力学模型,应用了 Ritz 法推导了管板变形的解析解,并和有限元分析结果进行了对比.具体研究结论如下:

1) 在温度沿厚度线性变化且管板弹性模量也随温度线性变化的情况下,边缘固支的管板的应变能只与中面温度所对应的弹性模量有关.

2) 按本文方法计算的换热管和外壳在管、壳程载荷及温度载荷下的轴向变形与有限元结果几乎一致,表明本文方法的正确性.

3) 除换热器二的管程试压工况外,三个换热器在各个工况下管板中面中心处挠度的有限元分析解与近似解析解误差均小于 5%,表明本文建立的力学模型合理,推导的近似解析解正确.

4) 应用本文方法,可快速准确地确定管板挠度,从而在初始设计阶段对固定管板式换热器的设计提供很好的指导.

参考文献 (References):

- [1] GARDNER K A. Heat-exchanger tube-sheet design[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1948, **70**: 377-385.
- [2] SLOT T, O' DONNELL W J. Effective elastic constants for thick perforated plates with square and triangular penetration patterns[J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1971, **93**(4): 935-942.

- [3] O' DONNELL W J. Effective elastic constants for the bending of thin perforated plates with triangular and square penetration patterns[J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1973, **95**(1): 121-128.
- [4] 钱伟长, 戴福隆. 厚管板的等效弹性常数[J]. 力学学报, 1981, **17**(4): 364-371.(CHIEN Weizang, DAI Fulong. Effective elastic constants for thick perforated plates[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 1981, **17**(4): 364-371.(in Chinese))
- [5] 龚明明, 虞斌, 郝彪. 复杂工况下薄管板换热器的安全评定[J]. 轻工机械, 2013, **31**(6): 104-107, 114.(GONG Mingming, YU Bin, HAO Biao. Stress analysis of thin tube sheet heat exchanger subjected to complex loads [J]. *Light Industry Machinery*, 2013, **31**(6): 104-107, 114.(in Chinese))
- [6] 张贤福, 刘丰, 孙志刚, 等. 固定管板管壳式换热器瞬态热应力分析[J]. 压力容器, 2016, **33**(5): 34-38, 80.(ZHANG Xianfu, LIU Feng, SUN Zhigang, et al. Transient thermal stress analysis of fixed tubesheet heat exchanger[J]. *Pressure Vessel Technology*, 2016, **33**(5): 34-38, 80.(in Chinese))
- [7] 高程, 张丹, 张玉明, 等. 预冷器在水压试验中管板严重变形原因[J]. 计算机辅助工程, 2018, **27**(2): 36-42.(GAO Cheng, ZHANG Dan, ZHANG Yuming, et al. Cause of serious deformation of pre-cooler tube-sheet in hydraulic test[J]. *Computer Aided Engineering*, 2018, **27**(2): 36-42.(in Chinese))
- [8] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 热交换器: GB/T 151—2014[S]. 2014.(General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Heat exchangers: GB/T 151—2014 [S]. 2014.(in Chinese))
- [9] 邹广平, 何蕴增, 张晓威, 等. 文克勒地基上圆形薄板受轴对称载荷作用的贝塞尔函数解[J]. 哈尔滨船舶工程学院学报, 1993, **14**(4): 105-110.(ZOU Guangping, HE Yunzeng, ZHANG Xiaowei, et al. Bessel function solution of circular thin slab under axially symmetrical load on Winkler foundation[J]. *Journal of Harbin Shipbuilding Engineering Institute*, 1993, **14**(4): 105-110.(in Chinese))
- [10] 冯文杰, 刘金喜. 文克勒地基上夹支圆板轴对称弯曲问题的 Fourier-Bessel 级数解[J]. 石家庄铁道学院学报, 1995, **8**(1): 70-74.(FENG Wenjie, LIU Jinxi. Fourier-bessel series solution of the axisymmetrical bending of circular clamped plates on Winkler foundations[J]. *Journal of Shijiazhuang Railway Institute*, 1995, **8**(1): 70-74.(in Chinese))
- [11] 徐芝纶. 弹性力学: 下册[M]. 北京: 高等教育出版社, 1992.(XU Zhilun. *Elasticity: Vol 2*[M]. Beijing: Higher Education Press, 1992.(in Chinese))
- [12] 俞佐平. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1988.(YU Zuoping. *Heat Transfer*[M]. Beijing: Higher Education Press, 1988.(in Chinese))
- [13] 王光钦. 弹性力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2008.(WANG Guangqin. *Elasticity*[M]. Beijing: China Railway Press, 2008.(in Chinese))
- [14] MILLER U R, PASTOR T P. Section VIII, division 1: rules for construction of pressure vessels[Z]//Companion guide to the ASEM boiler & pressure vessel code. 2017.
- [15] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 压力容器 第2部分: 材料: GB 150.2—2011[S]. 2011.(General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Pressure vessels, part 2: materials: GB 150.2—2011[S]. 2011.(in Chinese))
- [16] 钢制压力容器: 分析设计标准: JB 4732—1995[S]. 2005.(Steel pressure vessels: design by analysis: JB 4732—1995[S]. 2005.(in Chinese))