

# 固定管板式热交换器应力分析

初起宝<sup>1</sup>,姚琳<sup>2</sup>,王庆<sup>1</sup>,房永刚<sup>1</sup>

1. 环境保护部核与辐射安全中心,北京 100082
2. 中国核电工程有限公司,北京 100840

**摘要** 管壳式热交换器因其可靠性高、适用性广泛成为很多工业部门中应用最广的热交换器。常规设计采用 GB 151—1999《管壳式热交换器》中当量等效近似方法,该当量等效力学模型和实际结构存在较大差异,尤其对于大型高参数热交换器,若无法应用常规设计方法,必须进行分析设计。有限元方法是最常见的分析设计方法。本文应用 ANSYS 通用有限元软件,对某实验台用热交换器建立了有限元模型,模型分别采用实体单元和梁、壳单元对固定管板式热交换器的壳体、管板和换热管所构成的固定连接结构进行了应力分析研究,以及温度载荷和压力载荷同时作用下的有限元分析。在实验台上进行与有限元分析中引用载荷相同的温度和压力载荷进行实验,并将实验结果与有限元分析结果进行比较,研究表明采用梁、壳单元或实体单元均能获得较精确的结果。考虑到热交换器的建模难度、工程精度需求和计算时间,对于大型高参数热交换器有限元分析采用梁、壳单元进行模拟,既可保证计算精度,又可降低建模难度,是切实可行的处理方法。

**关键词** 有限元;固定管板式热交换器;应力分析

**中图分类号** TK05

**文献标志码** A

**doi** 10.3981/j.issn.1000-7857.2013.24.007

## Stress Analysis of Fixed Tubesheet Heat Exchanger

CHU Qibao<sup>1</sup>, YAO Lin<sup>2</sup>, WANG Qing<sup>1</sup>, FANG Yonggang<sup>1</sup>

1. Nuclear and Radiation Safety Center, Ministry of Environmental Protection, Beijing 100082, China
2. China Nuclear Power Engineering Co., Ltd., Beijing 100840, China

**Abstract** Shell and tube exchanger is widely used in many industrial fields because of its high reliability and wide applicability. In a conventional design based on the code of GB 151—1999 "shell and tube heat exchanger", a method of equivalent approximation is used. There is a great difference between the equivalent mechanical model and the actual structure, especially for large or high parameter heat exchanger. If the conventional design method fails, we must find a new method of design. The finite element analysis is the most common method. In this paper, a finite element model is built for the heat exchanger test-bed by ANSYS. The stress analysis for the fixedly connected structure of shell, tube plate and tube is carried out. In the model, the solid element and the beam-shell element are used respectively. Both models are under a same temperature load and a same pressure load. Under the same conditions, the different experiments are carried out. The experimental results are compared with the results of the finite element analysis. It is shown that with both the beam-shell element and the solid element, accurate results can be obtained. Considering the difficulty of modeling, engineering accuracy and calculation time, for the large or high parameter heat exchanger, the use of the beam-shell element can ensure the calculation accuracy and reduce the difficulty of modeling. It is a practical and feasible method.

**Keywords** finite element; fixed tubesheet heat exchanger; stress analysis

## 0 引言

换热设备是核电、石油、化工、动力、食品、轻工、制药、机械及其他许多工业部门广泛使用的通用设备,其中管壳式热交换器以其高度的可靠性和广泛的适用性,至今仍占主导地位

位,约占70%。管壳式热交换器按其结构特点,可分为固定管板式、浮头式、U型管式、填料函式等。其中固定管板式是最常见的,其优点是:结构简单、紧凑、能承受较高压力,且造价低、管程清洗方便,管子损坏时易于堵管或更换;缺点是:当管束

收稿日期:2013-05-16;修回日期:2013-06-15

作者简介:初起宝,工程师,研究方向为机械设备,电子信箱:chuqibao2005@126.com

与壳体的壁温或材料的线膨胀系数相差较大时,壳体和管束中将产生较大的热应力。

固定管板式热交换器结构复杂,20世纪80年代和90年代初几乎无法对一个具有数千根管子的换热器进行直接的三维有限元分析,为此Singh与Holtz,Ohol,Kasahara与Iwata等进行了各种简化模型的计算<sup>[1-3]</sup>。徐定耿等<sup>[4]</sup>应用SAP5和SAP6程序首次突破等效管板理论,对11.25°和45°管板扇区的结构进行了分析,结果表明密集程度很高的方形排列的孔板可选取适当角度扇区处理。刘俊明等<sup>[5]</sup>在国内首次应用ANSYS软件,对基于等效管板理论的厚管板进行了分析,认为管板的最大应力发生在管板与管箱连接的过度圆弧处。冷纪桐<sup>[6]</sup>和杨宏悦<sup>[7]</sup>等应用ANSYS软件对固定管板式换热器的管板结构进行了三维有限元分析,结果表明在非布管区两种模型的计算数据吻合,但在管板布管区三维实体模型计算应力大于传统模型的计算应力。杨国义等<sup>[8]</sup>进行了基于有限元温度场分析和温度场与应力分析的耦合数值计算,实现了温度载荷与压力载荷同时作用下的局部区域布管固定管板热交换器整体有限元应力计算。Freund等<sup>[9]</sup>采用CFD技术对板式换热器的局部传热系数进行研究,开发了从传热壁外部测量局部对流换热系数的方法。张智等<sup>[10]</sup>应用ANSYS软件对管壳式换热器进行三维数值仿真研究,对壳程和管程的传热系数和压力降进行分析,所得结果对深入认识换热器的传热性能具有重要的指导意义。Ma等<sup>[11]</sup>对高温用换热器的翅片管进行了应力分析,给出了热应力和变形情况。廖国进<sup>[12]</sup>和王莹<sup>[13]</sup>等利用CFD软件对管壳式换热器壳程流场进行了三维数值模拟,得到速度和压力分布以及不同充液下流场结构的变化。Behseta等<sup>[14]</sup>对固定管板式热交换器的塑性极限载荷进行了研究,当基于曲率准则时,按照经典ASME程序得到的管板厚度可能明显减小。Xu等<sup>[15]</sup>对热交换器管子与管板的焊接残余应力进行了数值调查,研究表明在焊缝表面与母材间产生不连续应力,残余应力峰值由屈服强度而不是热输入确定,间隙越大残余应力越大。Zeng等<sup>[16]</sup>对不同形状高温用换热器的翅片管用ANSYS进行了应力性能研究,结果表明Z型结构具有最好的换热性能和可靠性。

随着工艺装置的大型化和高效率化,热交换器也趋于大型化和高参数化,因此无论从安全可靠性的角度还是经济角度,都要求有高精度分析设计技术。由于管板的结构和受力非常复杂,一方面管板开孔后强度和刚度都受到削弱,另一方面管板又受到了管子的支撑作用。目前在工程上应用较多的管板简化模型较多,主要有:(1)将管板当作受均布载荷的实心圆板,以按弹性理论得到的圆平板最大弯曲应力为主要依据,并加入适当的修正系数以考虑管板开孔削弱和管束的实际支撑作用;(2)将管束当作弹性支撑,而管板则作为放置于这种弹性基础上的圆板,计入孔削弱的影响,然后根据载荷、管束刚度和周边支承情况确定管板的弯曲应力;(3)只考虑4根管子间的菱形面积,根据弹性理论计算其最大弯曲应

力。此外,当管子和壳体之间存在温差时,管子和壳体中会产生轴向应力。如果所研究的问题是要确定轴向应力值以便判断是否采用膨胀节,此时往往将管板当作刚性管板,或者忽略了管板的横向变形,并且各种计算模型都有一定的应用范围,往往不适用于大型高参数热交换器。

对于大型高参数热交换器,若对热交换器进行整体分析,在建立分析模型过程中就会碰到许多棘手的问题,主要是:热交换器中有许多换热管;和管子长度甚至管板厚度相比,管壁厚度很小,或者热交换器各组件尺寸变化大;管子为圆环形截面,难以采用矩形网格划分;管板上开有许多管孔,并和管子连接,结构不连续严重,等等。本文以实验为基础,对比采用不同单元格式进行热交换器有限元分析的精确性,目的在于解决热交换器的应力分析问题。

### 1 实验研究

对于一台实际热交换器,管板和管子都被壳体所包围,各个表面和管程或壳程介质直接接触,因此,难以直接测量管板和管子的受力和变形,不过,热交换器壳体上的应力是可以直接测量的。在固定管板热交换器中,壳体、管板和管子之间为刚性连接,在载荷作用下的变形必须相互协调。实验所用热交换器的管子在管板上呈正三角形排列,这种排列方式在同样的管板面积上可以排列的管子最多,换热面积大,因而应用最为普遍。热交换器的壳体为 $\phi 219\text{mm} \times 6\text{mm}$ ,换热管为 $\phi 10\text{mm} \times 1.5\text{mm}$ ,管板上共布置了139根管子,热交换器各零件的材料均为0Cr18Ni9。热交换器的关键几何尺寸和材料性质如表1所示。表中, $E$ 为弹性模量, $\mu$ 为泊松比; $\alpha$ 为线膨胀系数; $D_o$ 为管板(壳体)外径, $D_i$ 为其内径, $L$ 为长度, $W$ 为厚度; $d_o$ 为换热管外径, $d_i$ 为其内径。

表1 实验用热交换器的几何尺寸和材料性质  
Table 1 Geometry and material properties of the experimental heat exchanger

	几何尺寸/mm	材料性质
管板	$D_o=219, W=30$	$E=2.1 \times 10^5 \text{MPa}, \mu=0.3,$ $\alpha=17 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
换热管	$d_o=10, d_i=7$	$E=2.1 \times 10^5 \text{MPa}, \mu=0.3,$ $\alpha=17 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
壳体	$D_o=219, D_i=207,$ $L=1032$	$E=2.1 \times 10^5 \text{MPa}, \mu=0.3,$ $\alpha=17 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$

为避免边缘应力的影响,应变片贴在热交换器壳体的中部,共测6个点,取其平均值为实验测量值。压力载荷和温差载荷分开施加。前者是保持壳程介质(冷水)压力,管程无介质;后者是壳程走冷水,管程走热水。两种介质的压力均很小,只要能维持流动即可,通过测量壳程和管程流体进出口温度,并进行传热计算,就可以确定热交换器壳体和管子壁

温,从而得到温差  $\Delta t$ 。另外,在弹性范围内,载荷与所引起的应力成正比,其线性关系可由实验数据拟合得到。

由于壳体、管板与管子之间的相互作用更表现在壳体上的轴向应力,因此这里只给出轴向应力测量结果。

只受壳程压力作用时,壳体中部轴向应力  $\sigma_z$  与壳程压力  $p_s$  之间的关系为  $\sigma_z=4.08p_s$ , 即当  $p_s=1\text{MPa}$  时,  $\sigma_z=4.08\text{MPa}$ 。

仅受温差载荷作用时,  $\sigma_z$  与  $\Delta t$  的关系为  $\sigma_z=1.606\Delta t$ 。于是,当壳体与管子间  $\Delta t=15^\circ\text{C}$  时,  $\sigma_z=24.09\text{MPa}$ 。

## 2 固定管板结构的有限元模型

对于上述实验用热交换器,管子在管板上的布置是关于两条正交轴对称的,根据这种对称性,本文取 1/4 结构进行分析,如图 1 所示。这样既保证了固定管板组件的结构与受力特点,又可以降低建模难度,提高计算速度。

热交换器中,折流板的作用是改变壳程流体的流动方向,增加湍流程度,提高传热效果,防止卧式热交换器中的管子下垂。但是由于折流板管孔与管子之间存在间隙,管子仍

有可能发生一定程度的横向弯曲。本文着重考查有限元法在热交换器结构强度分析方面的应用,所建立的有限元分析模型暂不包括折流板。此外,本文研究的热交换器管板和管子采用液压胀接连接,可以认为管板孔内的管子与管板是紧密连接的。

本分析采用目前在国际上应用极为广泛的商用有限元计算软件——ANSYS 软件,并应用两种形式建立固定管板结构的有限元分析模型。一是采用梁、壳单元。即管板、壳体采用壳单元,管子采用梁单元。虽然在模型中,梁单元为一线段,但在输入其截面参数时,梁的横截面形状、截面积及断面模数和实际管子截面一样。二是采用 8 节点实体单元。为能反映管板和壳体沿厚度方向的不均匀应力分布,管板和壳体沿厚度方向至少划分了 3 层单元。采用梁、壳单元建立的有限元模型如图 2 所示,共有 1062 单元,1092 节点;采用实体单元建立的有限元模型如图 3 所示,共有 29086 单元,50192 节点。显然,采用梁、壳单元建模,不但容易,而且单元和节点数少得多。

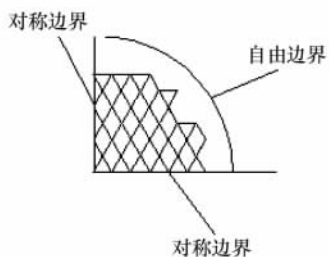


图 1 分析模型的考虑范围和边界编号  
Fig. 1 Boundary conditions

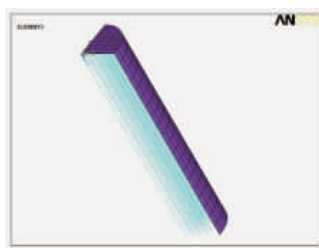


图 2 热交换器梁、壳单元模型  
Fig. 2 Beam and shell element model of heat exchanger



图 3 热交换器实体单元模型  
Fig. 3 Solid element model of heat exchanger

本文分析的载荷为壳程介质压力载荷和温差载荷,由于在弹性范围内载荷与应力是线性变化的,因此,所考虑的壳程介质压力  $p_s=1\text{MPa}$ ;所考虑的管子温度为  $50^\circ\text{C}$ 、壳体温度为  $35^\circ\text{C}$ ,即温差为  $15^\circ\text{C}$ 。

应当指出的是,在实体单元模型中,施加在管板上的壳程介质压力为实际压力,即  $p_s=1\text{MPa}$ ;而在梁、壳单元模型中,施加在管板上的壳程介质压力为当量压力,即

$$p'_s = \frac{p_s \cdot \left( \frac{\pi D_i^2}{4} - \frac{\pi d_o^2 n}{4} \right)}{\frac{\pi D_i^2}{4}} = 0.676\text{MPa}$$

在边界条件方面,依照图 2 所示的边界号码,施加边界条件如下:边界 1 为对称边界条件;边界 2 为对称边界条件;边界 3 为自由边界。

在模型另一端的壳体和管子横截面上施加轴向位移固定边界条件,这是由于热交换器在整体上是关于中间截面对称的。

## 3 应力分析结果

### 3.1 受压力载荷作用

对于梁、壳单元模型,在远离与管板连接处的壳体中部

的轴向应力基本不变,值为  $4.68\text{MPa}$ ,如图 4(a)所示。由于管板的横向弹性变形,换热管中的轴向应力随径向位置不同而变化,最大值为  $1.56\text{MPa}$ ,最小值为  $0.08\text{MPa}$ ,均为拉应力。管板中心挠度最大,为  $5.54 \times 10^{-6}\text{m}$ 。

对于实体单元模型,壳体中部的轴向应力为  $4.56\text{MPa}$ ,如图 4(b)所示。换热管中的轴向应力最大值为  $1.76\text{MPa}$ ,最小值为  $0.04\text{MPa}$ ,均为拉应力。管板中心挠度为  $5.41 \times 10^{-6}\text{m}$ 。

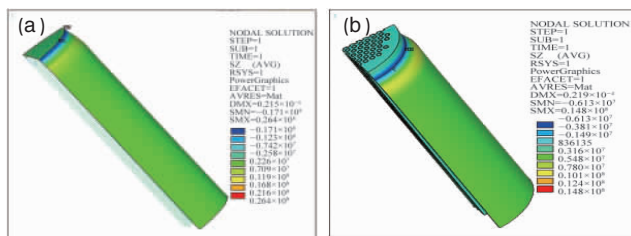
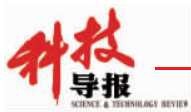


图 4 压力载荷下梁、壳单元模型 (a) 和实体单元模型 (b) 的热交换器轴向应力分布

Fig. 4 Axial stress distribution of beam-shell (a) and solid (b) models of heat exchanger under pressure load



### 3.2 受温差载荷作用

对于梁、壳单元模型,壳体中部的轴向应力为 23.9MPa,如图 5(a)所示。换热管的轴向应力最大值为-7.73MPa,最小值为-21.99MPa,均为压应力,这是由于管壁温度高于壳壁温度。管板中心挠度最大,为  $52 \times 10^{-6} \text{m}$ 。

对于实体单元模型,壳体中部的轴向应力为 23.8MPa,如图 5(b)所示。换热管轴向应力最大值为-10.39MPa,最小值为-25.16MPa,均为压应力。管板中心挠度为  $56 \times 10^{-6} \text{m}$ 。

表 2 为实验测定与计算结果的对照。

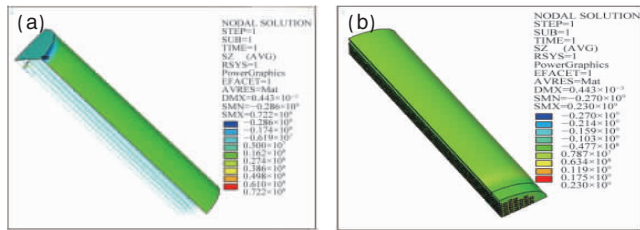


图 5 温度载荷下梁、壳单元模型(a)和实体单元模型(b)的热交换器轴向应力分布

Fig. 5 Axial stress distribution of beam-shell (a) and solid (b) models of heat exchanger under thermal load

表 2 实验与计算结果对照

Table 2 Experimental and calculated results

载荷名称	分析手段	壳体中部 轴向应力/ MPa	换热管轴向 应力/MPa	管板挠 度/ $10^{-6} \text{m}$
压力 载荷	梁、壳单元模型	4.68	1.56	0.08
	实体单元模型	4.56	1.76	-0.04
	实测值	4.08	—	—
温差 载荷	梁、壳单元模型	23.90	-7.73	-21.99
	实体单元模型	23.80	-10.39	-25.16
	实测值	24.09	—	—

### 4 结论

依据本文实验测定和有限元分析结果,可以看出,梁、壳单元模型和实体单元模型的计算结果比较接近,若以壳体中部轴向应力为基准,和实测值相比较,在压力载荷作用下,两种模型的计算误差在 15%以内;而在温差载荷作用下,两种模型的计算误差在 2%以内。

综上所述,对于大型高参数热交换器有限元分析采用梁、壳单元进行模拟,既可保证计算精度,又可大大降低建模难度,是切实可行的。

### 参考文献 (References)

[1] Kasahara N, Iwata K, Simplified 2-dimensional thermal analysis method

considering 3-dimensional heat transfer [M]//Computational Mechanism 86. New York: Springer Verlag, 1986, 2: 127-137.

[2] Fouskitt M, Moon J R, Brook P A. Elastic properties of plates perforated by elliptical holes [J]. Applied Mathematical Modelling, 1991, 15 (4): 182-190.

[3] 徐定耿, 叶维娟. 核电站蒸汽发生器管板三维有限元应力分析及其工程应用[J]. 核科学与工程, 1990(6): 160-167.

Xu Dinggeng, Ye Weijuan. Nuclear Science and Engineering, 1990(6): 160-167.

[4] 刘俊明, 陈绪. 高压厚管板的有限元分析计算 [J]. 压力容器, 1997, 14 (2): 25-29.

Liu Junming, Chen Xu. Pressure Vessel Technology, 1997, 14(2): 25-29.

[5] 冷纪桐, 吕洪, 章姚辉, 等. 某固定管板式换热器的温度场与热应力分析[J]. 北京化工大学学报, 2004(2): 104-107.

Leng Jitong, Lü Hong, Yang Zhaohui, et al. Journal of Beijing University of Chemical Technology, 2004(2): 104-107.

[6] 杨宏悦, 蔡纪宁, 张秋翔, 等. 大型固定管板式换热器管板稳态温度场及热应力场分析[J]. 化工设备与管道, 2006(1): 11-15.

Yang Hongyue, Cai Jining, Zhang Qiuxiang, et al. Process Equipment & Piping, 2006(1): 11-15.

[7] 杨国义, 陈志伟, 侍吉清. 局部区域布管固定管板热交换器应力的有限元分析[J]. 石油化工设备, 2010, 39(2): 30-32.

Yang Guoyi, Chen Zhiwei, Shi Jiqing. Petrochemical Equipment, 2010, 39(2): 30-32.

[8] Freund S, Kabelac S. Investigation of local heat transfer coefficients in plate heat exchangers with temperature oscillation IR themography and CFD [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53 (19-20): 3764-3781.

[9] 张智, 刘江伟, 王思文, 等. 管壳式换热器的热力计算和数值仿真[J]. 有色冶金节能, 2012(4): 34-38.

Zhang Zhi, Liu Jiangwei, Wang Siwen, et al. Energy Saving of Non-Ferrous Metallurgy, 2012(4): 34-38.

[10] Ma T, Chen Y, Zeng M, et al. Stress analysis of internally finned bayonet tube in a high temperature heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 43: 101-108.

[11] 廖国进, 张军强. 管壳式换热器壳程特性的数值模拟研究[J]. 辽宁工业大学学报, 2012, 32(3): 162-165.

Liao Guojin, Zhang Junqiang. Journal of Liaoning University of Technology, 2012, 32(3): 162-165.

[12] 王莹, 姚子生. 液力耦合器两相流动的研究 [J]. 科学技术与工程, 2012, 12(5): 982-986.

Wang Ying, Yao Zisheng. Science Technology and Engineering, 2012, 12(5): 982-986.

[13] Behseta K, Mackenzie D, Hamilton R. Plastic load evaluation for a fixed tube sheet heat exchanger subject to proportional loading [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2012, 92: 11-18.

[14] Xu S, Wang W, Numerical investigation on weld residual stresses in tube to tube sheet joint of a heat exchanger [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2013, 101: 37-44.

[15] Zeng M, Ma T, Sundén B, et al. Effect of lateral fin profiles on stress performance of internally finned tubes in a high temperature heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50: 886-895.

(责任编辑 朱宇)