

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.02.019

三聚甲醛/水换热器的数值模拟及结构改进

朱城荣, 徐波

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:针对某大型化工企业的三聚甲醛/水换热器在生产中发生的失效问题,借助于 ANSYS FLUENT 15.0 软件对换热器的流体流动以及传热进行数值模拟。通过分析管程和壳程流体的流速分布、温度分布及压力分布情况,找到产生故障的原因,提出结构改进措施,并采用数值模拟的方法,验证结构改进的合理性。研究结果表明:改变管程进口的方向和距离,调整壳程进、出口的位置,并在管程和壳程进口处加防冲挡板能够使管程和壳程进、出口处的流场分布趋于均匀;降低流体对管束的冲击力,改善管束周边的应力分布状态。结构改进后可有效防止事故的发生。

关键词:管壳式换热器;流体流动;传热;数值模拟;ANSYS FLUENT 15.0 软件

中图分类号:TK172

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2016)02-0084-06

Study on Numerical Simulation and Structure Improvement of S-Trioxane/Water Heat Exchanger

ZHU Chengrong, XU Bo

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: In order to solve the failure problem of s-trioxane/water heat exchanger used in a large chemical industry, a numerical simulation on the fluid flow and heat transfer of the heat exchanger was established by using ANSYS FLUENT 15.0 software. By the analysis of the velocity field, temperature field and pressure field, the cause of the failure was found, and it put forward a measure to modify the structure. The improved rationality of structure was verified by the mean of numerical simulation. The research results show that the field distribution in the inlet and outlet of shell and tube tends to be uniform after the structure improved. The impact force of the fluid to the tube bundle is reduced and the stress distribution around the tube bundle is improved. The accidents could be effectively prevented after the structure improved.

Key words: shell and tube heat exchanger; fluid flow; heat transfer; numerical simulation; ANSYS FLUENT 15.0 software

管壳式换热器广泛运用在能源、动力、核能、石油、冶金、制冷、化工等工程领域,根据用途它可分为加热器、冷却器、冷凝器、蒸发器、再沸器和回热器等^[1-2]。与翅片管式换热器、板式换热器等其他新型的换热设备相比,管壳式换热器在换热效率、设备的体积和金属材料的消耗量等方面存在明显的不足,但它的优点在于结构坚固、操作弹性大、可靠程度高、使用范围广,因此工程中仍得到广泛应用^[3-4]。然而管壳式换热器在工业生产中,由于选材不当、设计不合理、管理不规范

等多方面因素,发生失效的现象也屡见不鲜。通常失效发生的部位为换热器管板和换热管的连接处、折流板和换热管的配合处、换热器壳体与管板连接处等。主要为材质选择、工艺设计不合理、污垢形成及结构设计不理想等原因导致设备出现故障^[5]。有关失效分析方法及解决方案,国内外学者和工程技术人员已有大量研究。例如,国内学者孙伟等^[6]针对一台因 Cl₂ 应力腐蚀失效的管壳式换热器,从结构设计、工艺操作条件、材料选择等方面进行分析,提出了避免发生应力

收稿日期:2015-07-31;修回日期:2015-11-25

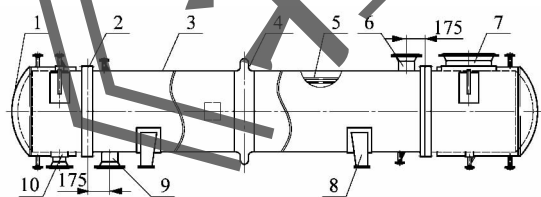
作者简介:朱城荣(1991),男,上海崇明人,硕士研究生,主要研究方向为换热器的流动与传热。通信作者:徐波,女,副教授,硕士生导师。E-mail:xubo1027@sina.com

腐蚀失效的建议。梁璐华等^[7]针对管壳式换热器膨胀节出现的疲劳失效问题进行研究,并通过改变膨胀节的结构解决这一问题。国外学者 RANJBAR^[8]运用化学分析仪,X射线衍射(X-ray diffraction, XRD),扫描电子显微镜(scanning electronic microscopy, SEM)对一管壳式换热器进行分析,发现管子上存在严重的腐蚀和脱锌现象,从而造成换热器失效。K. Ravindranath等^[9]对一黄铜管换热器的失效进行分析,通过显微镜观察发现,铜管内表面发生严重的腐蚀,通过化学分析发现铜管出现了脱锌现象,找到了事故发生的原因。

本文以某大型化工企业生产中使用的三聚甲醛/水换热器为研究对象,通过 ANSYS FLUENT 15.0 软件,建立管壳式换热器整体的三维实体模型,分析换热器的结构对流场,压力场及温度场的影响,使用管程流体与壳程流体耦合计算的方法进行数值模拟计算,探讨换热器失效的原因,从结构方面提出改进措施,用数值模拟的方法验证结构改进的合理性,为用户提供解决问题的方案。

1 基本结构及失效特征

三聚甲醛/水换热器为单管程、单壳程、弓形折流板式换热器,其结构简图如图1所示。管程介质为三聚甲醛,入口温度为133℃,出口温度为111℃,设计压力为0.08 MPa,平均流速为0.2 m·s⁻¹;壳程介质为冷却水,入口温度为75℃,出口温度为89℃,设计压力为0.5 MPa,平均流速为0.8 m·s⁻¹,流体的流动形式为逆流。换热器总长约为6 435 mm,筒体直径为1 000 mm。换热管排列方式为转角正三角形,管间距为32 mm,管数为451根,规格为∅25 mm×2.5 mm,管长为4 000 mm。折流板间距为550 mm,板厚度为10 mm。



1—封头;2—管板;3—筒体;4—膨胀节;5—换热管;6—壳程出口;7—管程入口;8—鞍座;9—壳程入口;10—管程出口。

图1 三聚甲醛/水换热器结构简图

Figure 1 Structure scheme of s-trioxane/water heat exchanger

该换热器投产初期运行正常,几个月后出现故障。将该换热器拆出,对其壳程进行检查,发现在三聚甲醛

进料端,管板与管子焊接接头处,有80多根换热管发生喷射状泄漏,“叉”标记为漏管,如图2所示。公司按原设计图纸,又加工了一台换热器用于工业生产,不久后再次发生相同的事故。由检验报告得知,焊接质量无严重缺陷,管板与管子之间也没有明显的晶间腐蚀。

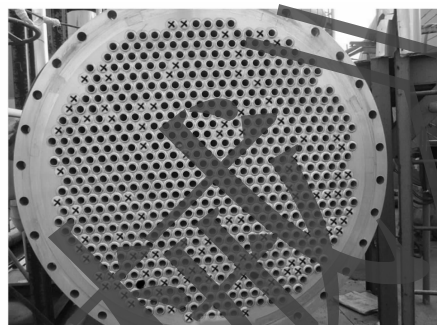


图2 换热器三聚甲醛进料端

Figure 2 S-trioxane inlet of heat exchanger

2 数学模型

2.1 基本控制方程

从流体力学与传热学上基于不可压缩的牛顿型流体,在常物性和宏观热能守恒的假设下,管壳式换热器必须满足以下3个控制方程^[10-11]:

1) 连续性方程

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

2) 动量守恒方程

X方向:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial z} = \rho f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} U \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2)$$

Y方向:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial z} = \rho f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} U \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right]. \end{aligned} \quad (3)$$

Z方向:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} = \rho f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} U \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \end{aligned}$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \quad (4)$$

3) 能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T \quad (5)$$

式中: u, v, w 分别为 x, y, z 3 个方向的速度分量/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); ρ 为流体密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$); U 为流体速度矢量/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$); μ 为流体运动黏度/($\text{Pa} \cdot \text{s}$); T 为流体温度/ $^{\circ}\text{C}$; λ 为流体的导热系数/($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$); C_p 为流体比热容/($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$); S_T 为黏性耗散项。

2.2 计算模型简化

由于换热器整体的结构相对复杂,建模时假设^[12]:①忽略折流板与换热管、折流板与筒体之间的间隙;②假设流体流动和传热过程是定常、稳态的;③流体为牛顿流体、不可压缩、各向同性且连续;④忽略拉杆、定距管、膨胀节等结构对于整体流场的计算影响;⑤忽略管板,管子壳体的壁厚,而在 FLUENT 中设置他

们的厚度。因此,将换热器结构简化为壳程仅由壳体、管板、换热管束和折流板组成。

2.3 网格划分及无关性验证

运用 ANSYS ICEM 软件对网格进行划分。网格划分方法采用非结构网格,网格类型以四面体为主(Tetra/Mixed),满足近壁函数法对低雷诺数(Reynolds)求解的准确性要求,在壳程流体和管程流体的近壁区域添加边界层网格(Prism),网格划分完成后利用 ANSYS FLUENT 15.0 进行求解计算。

为了保证计算的准确性,对模型划分不同数量的单元(3 064 387, 3 589 652, 4 433 440, 5 063 886)进行网格无关性验证^[13-14]。后 2 种网格所对应的进出口压力差和平均换热量的计算结果相差在 1% 以内。综合考虑计算精度和计算效率,选用第 3 种网格数为 4 433 440 的模型进行计算分析。

2.4 边界条件与计算设置

将生成的网格文件读入 FLUENT 软件中,表 1 为运行 FLUENT 软件进行模拟时所进行的边界条件及求解控制参数设置情况。

表 1 边界条件及求解控制参数设置情况

Table 1 Setting condition of boundary conditions and parameters of solution control

参数类别	设置情况
湍流模型	κ - ε 模型,采用软件中默认的参数
能量方程	ON
压力速度耦合	SIMPLE 格式
压力方程离散格式	采用标准格式
动量方程, κ 方程, ε 方程, 雷诺应力方程和能量方程的离散格式	能量方程采用一阶迎风格式,其他均采用二阶迎风格式
近壁面处理方式	标准壁面函数
壁面流动边界条件	所有壁面均为无滑移边界
壁面热边界条件	换热管管板,折流板,管子为耦合热边界 换热管外壁面为对流换热,对流换热系数 $30 \text{ W} \cdot (\text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$, 温度 20°C 所有壁面厚度为其设计值
残差	能量计算残差 10^{-6} ,其他均设为 10^{-4}
管程(三聚甲醛)	入口边界条件 速度入口,速度 $0.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 湍流强度 5%, 水力直径 0.5 m , 温度 133°C 出口边界条件 压力出口,出口压力 0 Pa , 湍流强度 5%, 水力直径 0.15 m
壳程(冷却水)	入口边界条件 速度入口,速度 $0.8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 湍流强度 5%, 水力直径 0.2 m , 温度 75°C 出口边界条件 压力出口,出口压力 0 Pa , 湍流强度 5%, 水力直径 0.2 m

3 结果与讨论

本文先对换热器原始结构的流场进行数值模拟与分析,然后再对结构改进后的模型进行数值模拟分析。二者均采用 FLUENT 自带的后处理软件进行处理。

3.1 原结构数值模拟与故障分析

3.1.1 迹线图

由于传统单弓形折流板换热器流体呈对称分布,因此以三聚甲醛/水换热器 1/2 筒体作为研究对象,对简化后的结构进行建模。图 3 为壳程与管程流体从进口到出口的迹线图。从图中可以看出,壳程流体受到

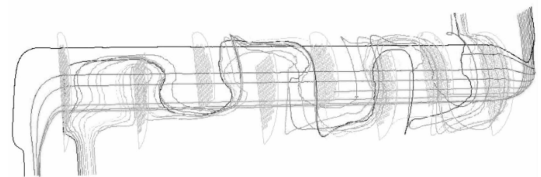


图 3 结构模型流线图

Figure 3 Flow pattern of structural model

折流板的导流作用,轴向流动轨迹近似“z”字形。基于图 3 显示的流线分析事故原因,可能是因为管程进口和壳程出口位置均太靠近管板,流体直接流向管板

与管子的接合处,强力冲击管板与管子,从而造成管板连接处产生高度应力集中,导致焊接接合处出现裂纹。

3.1.2 速度云图

图4为换热器的速度、温度和压力云图。从图4(a)换热器对称面处速度分布云图中可以看出,流体在管程入口处和壳程出口处靠近管板的地方,管板两侧的流体流动速度均较大,这与图3的研究结果相吻合。而在壳程中间段,由于折流板的折流作用,换热器壳程流体流速变化很有规律性。流体在折流板前的区域流速较大,且横向冲刷换热管束,呈错流传热趋势,增强换热性能;而在折流板后方,流体和换热管之间近似平行流动,传热效果较差。

3.1.3 温度云图

由图4(b)换热器整体温度分布云图可知,换热器壳程流体温度自左向右逐渐增大,但温度的增幅逐渐变小。与壳程相比,管程流体温度变化更大,特别是在

管程流体进口端,管板两侧温差较大,高温区域主要集中在管程入口端一侧。在换热器的左端,壳程冷却水进口温度为75℃,管程三聚甲醛出口温度为111℃,管板两侧温差约为36℃;在换热器的右端,壳程出口温度为89℃,管程进口温度为133℃,管板两侧温差约为44℃。可见在右侧区域内换热更为强烈,温差应力明显增加。由此进一步推断事故原因,管程进口与壳程出口处,管板两侧温差加大,引起局部产生较大的温差应力,加剧了管子与管板焊接薄弱处的破裂。

3.1.4 压力云图

图4(c)换热器整体压力云图显示,壳程压降较明显,壳程流体的压力沿着流动方向呈下降趋势,较大的压降主要存在于进、出口以及折流板处。流体流过每一块折流板压降相对较小,且流过每块折流板的压降相同。压力损失产生的原因主要是由于流通截面的突变及折流板缺口处形成流体速度和压力的突变。

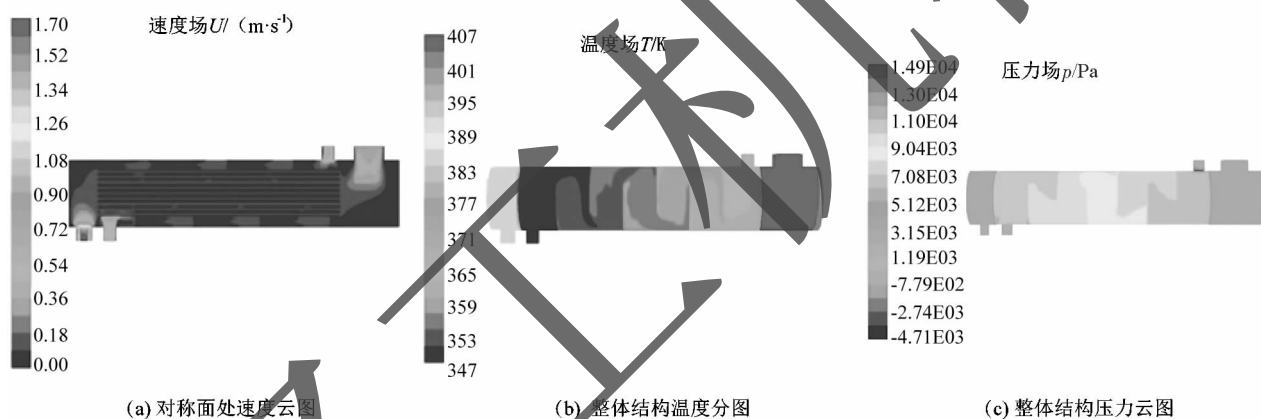


图4 换热器的速度云图、温度云图和压力云图

Figure 4 Velocity, temperature and pressure contour of heat exchanger

3.2 结构改进措施

通过对原始结构温度场、速度场和压力场的分析,发现在管程入口与壳程出口处,管板两侧存在较大的冲击载荷和温差应力。在管程入口和壳程进、出口处,流体直接冲刷管束,容易造成管束的震动,不仅影响传热性能,还将削弱管板接合处的强度。而同时伴随的温差应力和压力变化,也将引起结构不连续处产生较大的峰值应力,导致焊接处出现破裂现象。基于此,本文将通过改变管程进口的方向和距离,调整壳程进、出口的位置,并在管程和壳程进口处加防冲挡板,来实现结构优化,改进后的换热器结构简图如图5所示。

3.2.1 模拟结果与分析

改进后的结构模型所用的网格划分方法及FLUENT设置情况与原始模型一致。图6为改进后换

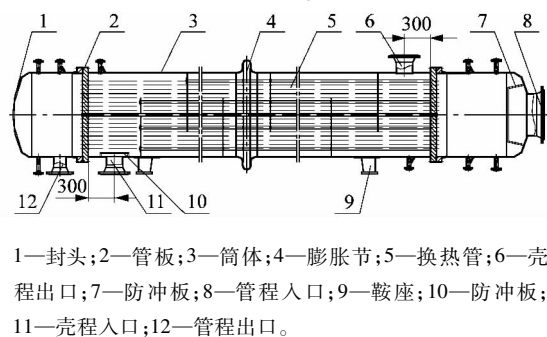


图5 改进后换热器的结构简图

Figure 5 Structure of improved heat exchanger

热器壳程与管程流体从进口到出口的迹线图,图7为结构的温度、压力和速度分布云图。由图6迹线图和图7(a)对称面的速度分布云图发现,在管、壳程入口处,由于加入防冲挡板,流体则绕过挡板在挡板的后方

形成涡流,避免了流体直接冲刷管束,同时减小了流体对管束的冲击力。在壳程进口和出口处,将进、出口管的中心线移至管板与最近的一块折流板中间位置,壳程进、出口管与管板的距离远一些,使流体在这一区域分布趋于均匀,而壳程内部流体仍然呈“z”字型流动。从图7(b)整体结构的温度分布云图中发现,结构的改变没有使温度场发生较大的变化,高温区仍然集中在管程进料端,这也是换热器逆流传热的一个弊端。从图7(c)整体结构的压力分布云图中发现,压降的变化

趋势与原结构一致,但右端管板两侧的压差有所降低,可以缓解管板所承受的拉应力。

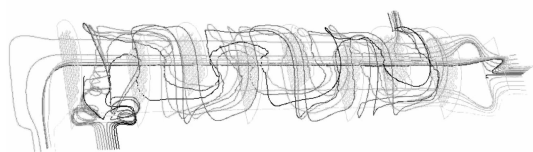


图6 改进后的结构模型流线图
Figure 6 Flow pattern of improved model

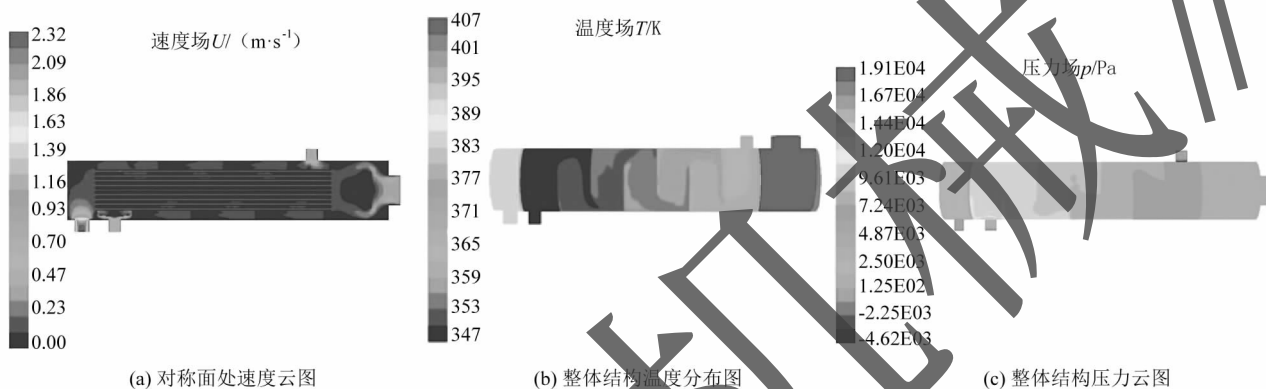


图7 改进后换热器的速度云图、温度分图和压力云图

Figure 7 Velocity, temperature and pressure contour of improved heat exchanger

3.2.2 计算数据对比

表2为换热器结构改进前、后数值计算结果对比。从表中计算结果发现,改进后的结构传热效率有所提高。由于加入了防冲挡板,管程压降略有增加,壳程压降显著增加。这说明结构的变化对传热性能影响不大,但对压降有较大的影响。

表2 数值计算结果对比

Table 2 Result of numerical calculation

类 型	换热量/W	平均换热量/W	压降/Pa
原始模型			
管程	3 072 566	3 063 029	2 472
壳程	3 053 492		11 527
改进模型			
管程	3 106 589	3 130 051	2 567
壳程	3 153 512		25 732

4 结论

1) 基于原始结构速度场、温度场和压力场的分析,判断三聚甲醛/水换热器发生失效的主要原因为:①在管程进口管处靠近管板的一侧,管束承受较大的冲击载荷和由温度、压力引起的局部峰值应力。②壳程进、出口位置靠近管板,造成该区域流场分布不均,壳程流体在入口处直接冲刷管束,容易诱发管束振动。以上因素都会导致结构的薄弱环节发生破裂,出现泄露现象。

2) 改变管、壳程进口管的位置,并在进口处加防冲挡板。数值模拟结果显示:加入防冲挡板后,流体进入容器内部时,绕过防冲挡板在其后方形成涡流,不仅避免流体直接冲击管束,而且增加流体阻力,降低流体冲击力,使流场分布趋于均匀。调整壳程进、出口管的位置后,进一步改善流体在管板周边的流动状态。

3) 比较原始结构模型和改进后结构模型换热量及压降变化,发现改进后的结构传热性能略有提高,而管程和壳程的压降都有明显增加,特别是壳程压力变化较大,这有利于降低管板的拉应力。

参考文献:

- [1] BELL K J. Heat exchanger design for the process industries [J]. Journal of heat transfer, 2004, 126(6): 877-885.
- [2] 邓斌,陶文铨. 管壳式换热器壳侧湍流流动的数值模拟及实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(9): 889-893.
- [3] 史美中,王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 4版. 南京:东南大学出版社, 2009.
- [4] 马晓明,钱颂文,朱冬生,等. 管壳式换热器[M]. 北京:中国石化出版社, 2010.
- [5] 夏强. 化工设备换热器的常见腐蚀与防腐[J]. 装备制造技术, 2010(3): 145-146.
- [6] 孙伟,李杨. 一台管壳式换热器应力腐蚀失效原因分析[J]. 石油和化工设备, 2014, 17(11): 67-68.

(下转第93页)