

单弓形和螺旋形折流板换热器的 数值模拟及性能分析

刘红禹¹ 王艳云² 丰艳春¹ 汪德涛¹

1. 沈阳汇博热能设备有限公司(辽宁省沈阳市 110043)

2. 沈阳化工学院机械工程学院(辽宁省沈阳市 110142)

摘要:运用 CFD 数值模拟方法对比了相同操作参数单弓形折流板换热器和螺旋形折流板换热器的性能,并对不同介质下两种折流板换热器壳程的流动阻力和传热效果进行分析比较。结果表明,螺旋形折流板换热器的传热性能明显优于单弓形折流板换热器,而且壳程压力损失更小。

关键词:换热器 螺旋形折流板 单弓形折流板 数值模拟

管壳式换热器因其结构简单,设计加工工艺成熟,安全可靠以及适应性强等优点而被广泛应用于石油化工、冶金、能源动力以及海水淡化等行业领域中^[1]。管壳式换热器因壳程的支撑结构不同,其壳程流体流动形态和传热性能也不同^[2]。传统的管壳式换热器大多采用单弓形折流板,流体在壳侧流动时容易产生流动死角,壳程的传热系数低,易结垢,流体阻力大,并且当流体横向流过管束时,还容易使管子产生流体诱导振动,破坏管子与管板连接的可靠性。鉴于弓形折流板的这些缺点,20 世纪 60 年代,从改变折流板布置方式的角度,提出了螺旋形折流板换热器的思想。螺旋形折流板是二十世纪 90 年代开发的一种新型换热设备,并在近 10 年里得到了迅速发展和普及^[3]。

螺旋形折流板换热器壳程中的介质既不是横向流,也不是纵向流,而是一种螺旋状斜向流,这种流动方式能适用于包括高粘原油、渣油在内的所有介质,这种结构消除了滞留区,能显著提高换热效率,大幅度降低压力降,控制振动造成的破坏,减少污垢沉积的可能性,同时大大减少停工清洗次数,为冷换设备的大型化提供了广阔的前景^[4]。流动与传热的数值模拟方法^[5]是随着近代计算流体力学(Computational Fluid Dynamic, CFD)、计算传热学(Numerical Heat Transfer, NHT)、计算数学的发展,以及计算机科学的进步

而形成的一种有效研究手段。和试验研究相比,利用 CFD/NHT 技术进行换热器的模拟研究具有费用低、速度快、可重复性强、灵活性好,能模拟较复杂和较理想过程等优点,同时可以观察不同操作参数对求解问题的影响,获得所有相关变量的详细信息以及潜在的物理过程。

本文对传统单弓形折流板换热器进行数值模拟的同时,又对螺旋形折流板换热器进行数值模拟,并对两种不同形式折流板换热器壳程的流动阻力和传热效果进行分析比较。

1 数学模型及简化

1.1 基本控制方程

为了便于分析,作如下简化设定:流体为牛顿流体;流体物性为常数;流体横向导热忽略不计^[6-7]。换热器壳程流体的流动和热量传递必须满足如下 3 个方程:

因模拟为稳态过程,所以式中参量对时间的偏导数取 0。

连续性方程:

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

收稿日期:2007-07-24。

作者简介:刘红禹,工程师,主要从事压力容器(换热器)检验管理工作,曾从事换热器的设计、工艺制造、热处理工作。

联系电话:024-83787941, E-mail: sunred_2046@126.com

动量方程:

$$x \text{ 方向: } \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + g_x \rho \quad (2)$$

$$y \text{ 方向: } \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + g_y \rho \quad (3)$$

$$z \text{ 方向: } \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial P}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + g_z \rho \quad (4)$$

$$\text{能量方程: } \rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + Q \quad (5)$$

式中: u, v, w ——分别为 x, y, z 方向的速度分量, m/s ;

g_x, g_y, g_z ——分别为 x, y, z 方向的重力加速度, m/s^2 , 重力影响可忽略不计;

t ——时间, s ;

C_p ——比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

μ ——流体粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

λ ——热导率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$;

ρ ——流体密度, kg/m^3 ;

T ——温度, K ;

P ——压力, Pa 。

1.2 湍流模型和差分格式

因湍流效应对流动与传热有一定的影响,故采用 $k-\varepsilon$ 二方程模型^[5]。采用分离变量法 (Segregated) 隐式 (Implicit) 求解, 保证收敛的稳定性; 压力和速度解耦采用 SIMPLE 算法 (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation)^[8]; 动量、能量以及湍流参数的求解采用二阶迎风格式 (Second Order Upwind)^[9]; 质量及能量计算残差控制在 10^{-5} 数量级。计算流体进口采用速度入口条件, 给定流体流速、温度及相应的湍流条件; 出口采用自由出口边界条件 (outflow); 壳体壁面采用不可渗透、无滑移绝热边界, 并给定换热管壁面温度; 稳态不可压缩求解。

2 计算结果及数据处理

两种换热器结构参数如下: 壳体 $\phi 219 \text{ mm} \times 7 \text{ mm}$, 有效长度 950 mm , 换热管规格为 $\phi 25 \text{ mm} \times 2.5 \text{ mm}$, 管数 $n = 20$ 根, 呈正方形排列, 管间距 32 mm 。单弓形折流板换热器采用圆缺度为 25% (面积), 折流板间距为 200 mm , 厚度为 6 mm ; 螺

旋形折流板换热器螺旋角 β 为 15° , 厚度为 6 mm 。壳程流体均为空气, 入口温度 23°C , 其密度 ρ 为 $1.067 \text{ kg}/\text{m}^3$, 动力粘度 μ 为 $18.25 \mu \text{Pa} \cdot \text{s}$, 热导率 λ 为 $0.029 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 比定压热容 C_p 为 $1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 其质量流量 Q_m 为 $111.96 \text{ kg}/\text{h}$, 壳程进口平均速度 u 为 1.5 m/s 。其管程采用壁温恒定为 105°C 的饱和水蒸气, 换热管采用不锈钢管。

分别以单弓形折流板换热器和螺旋形折流板换热器为研究对象进行建模、划分网格、设定边界条件、初始条件、选择计算模型。

(1) 入口边界条件

壳程入口:

$$\vec{u} = \vec{u}_m; P = P_{s, \text{in}}; T = T_{s, \text{in}}; k = k_{\text{in}}; \varepsilon = \varepsilon_{\text{in}};$$

管程入口: $T = T_{t, \text{in}}$

(2) 出口边界条件

壳程出口:

$$\frac{\partial T_s}{\partial n} = 0; \frac{\partial k}{\partial n} = 0; \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0$$

管程出口:

$$\frac{\partial T_t}{\partial n} = 0 \quad (\vec{n} \text{ 为法向矢量})$$

(3) 初始条件

初始条件时刻 $t = 0$ 时,

壳程:

$$u = 1.5 \text{ m/s}; T = 23^\circ \text{C}; d_e = 34.2 \text{ mm}; k = 0; \varepsilon = 0;$$

管程: $T_t = 105^\circ \text{C}$;

以上各式中, k 为湍流脉动动能; ε 为湍流耗散率。

经 FLUENT 软件数值模拟后得到单弓形折流板换热器和螺旋形折流板换热器壳程流体速度、温度、压力云图, 见图 1~3。

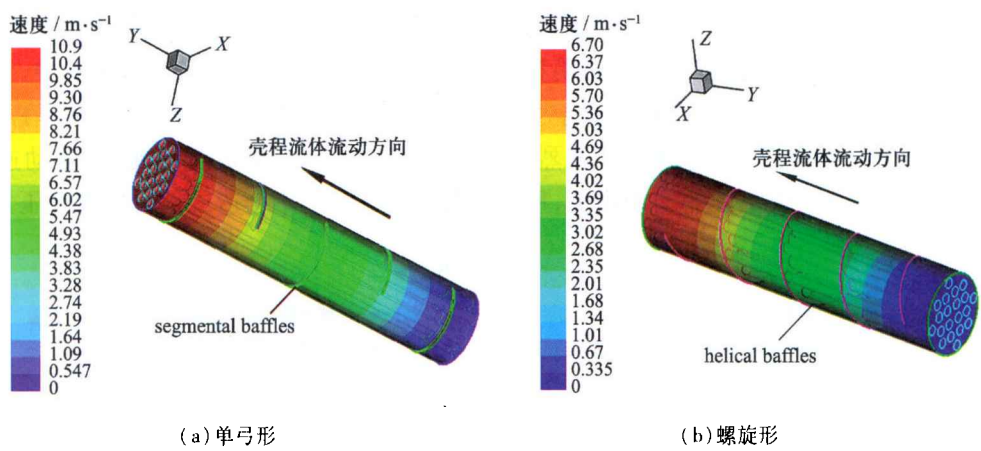


图 1 折流板换热器壳程流体速度云图

Fig. 1 Contour of shell-side velocity for single segmental baffles heat exchanger

图 1(a),(b)为两种结构下对应的壳程速度分布,可以看出,在同一位置,虽然螺旋形折流板壳程流体速度偏低,但其速度分布比单弓形折流板换热器的更加均匀,由于折流板的导流作用,壳程流体整体呈螺旋状流动,折流板附近不会形成流动死区,流动速度变化比较平缓;而且单弓形

折流板换热器壳程的速度分布沿壳体轴向存在较大的梯度。图 2(a),(b)为两种结构下对应的壳程温度分布,可以明显看出,在同一位置,虽然螺旋形折流板壳程流体温度偏低,但其温度分布比弓形折流板结构更加均匀,单弓形折流板换热器的温度分布沿壳体径向存在较大的梯度。

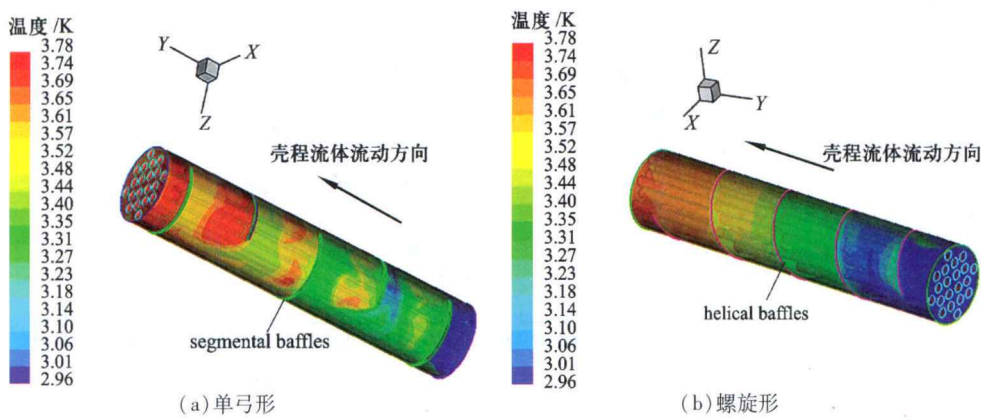


图 2 折流板换热器壳程流体温度云图

Fig. 2 Contour of shell-side temperature for single segmental baffles heat exchanger

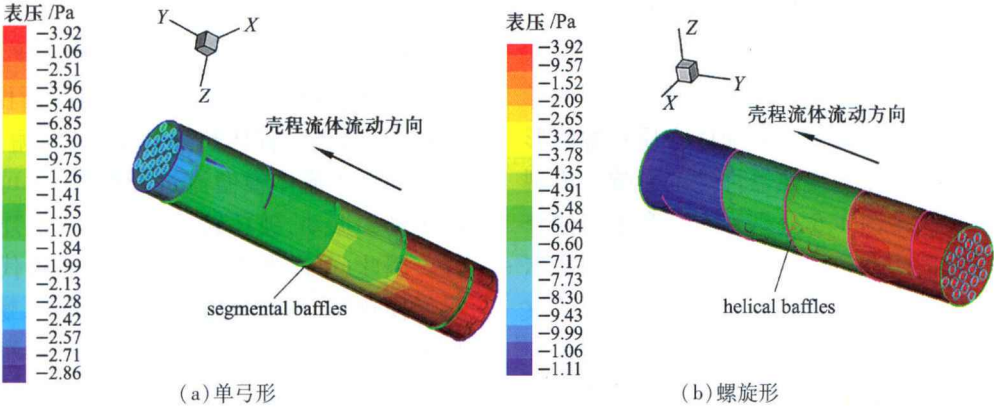


图 3 折流板换热器壳程流体压力云图

Fig. 3 Contour of shell-side pressure for single segmental baffles heat exchanger

图 3(a),(b) 为两种结构下对应的壳程压力分布,单弓形折流板换热器的压力梯度分布明显比螺旋形折流板换热器变化大,折流板垂直于主流方向布置,与折流板接触的主流速度变化剧烈,因而造成流体在流动过程中很大的动能损失,所

以,普通单弓形折流板换热器的壳程压力降较大。与此相比,在螺旋形折流板换热器中,由于螺旋形折流板的导流作用,壳程流体整体呈螺旋状流动,折流板附近不会形成流动死区,流动速度变化比较平缓,因此,不会造成很大的壳程压力损失^[10]。

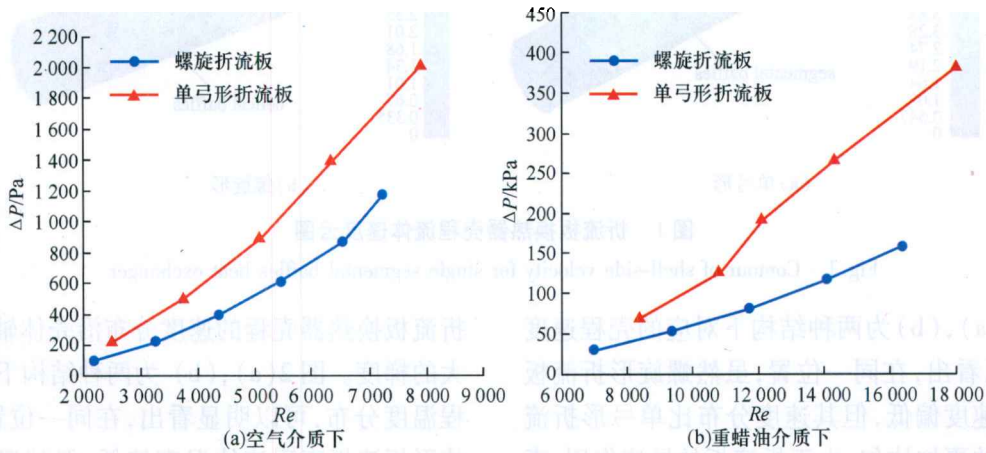


图 4 空气和重蜡油介质下壳程压力损失与 Re 的关系

Fig. 4 Pressure drop versus Re for shell side flow with air and heavy wax oil

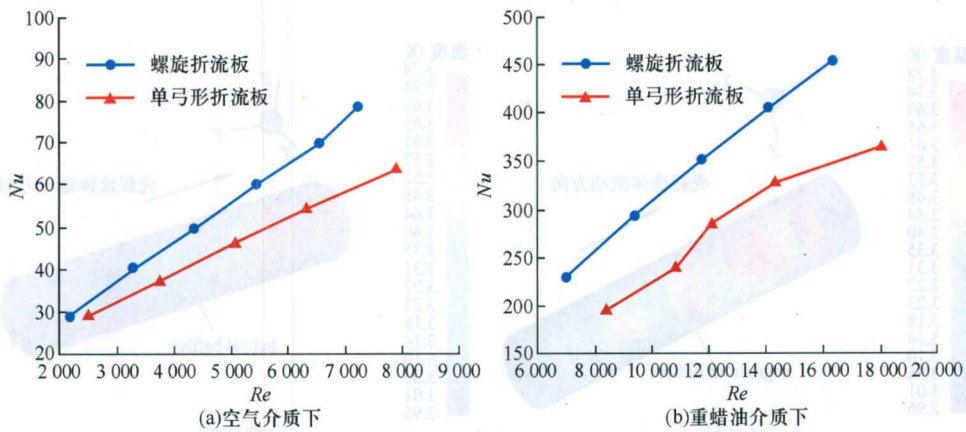


图 5 空气和重蜡油介质下壳程 Nu 与 Re 的关系

Fig. 5 Nu versus Re for shell side flow with air and heavy wax oil

3 流体介质物性对换热器性能的影响

分别采用空气、重蜡油作为壳程流体介质。为便于比较,以壳程流体平均雷诺数 Re 作为标准,分别比较不同 Re 数下各种流体介质对螺旋形折流板和单弓形折流板换热器性能的影响。模型结构与上述相同。图 4,5 分别为空气和重蜡油介质下壳程压力损失与 Re 的关系图和壳程努塞尔数 Nu 与 Re 的关系图。可以看出,随着 Re 数的改变,各种介质对应的壳程流动及传热性能均有不同程度的增加,螺旋形折流板换热器的传热性能明显比单弓形折流板换热器要好,而且能有效降低壳程压力损失。

4 结束语

传统的管壳式换热器采用单弓形折流板支撑,壳程流体易产生流动死角,传热面积没有被充分利用,因而壳程传热系数低、易结垢、流体阻力大。并且当流体横向流过管束时,还可能使管子产生诱导振动,破坏管子及其与管板连接的可靠性。因此,可以考虑用螺旋形折流板代替传统单弓形换热器,在不增加负荷的前提下,螺旋形折流板换热器能够有效改善壳程流体流动和传热死区,提高换热器综合传热效果,并且管束的抗振性也能得到增强。

参考文献:

- [1] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 3 版. 北京: 高等教育出版社, 1998: 157-162, 346-348.
- [2] 吴金星, 刘敏珊, 董其武, 等. 换热器管束支撑结构对壳程性能的影响[J]. 化工机械, 2002, 29(2): 108-111.
- [3] 潘振, 陈保东, 商丽艳. 螺旋形折流板换热器的研究与进展[J]. 节能技术, 2006, 24(1): 81-85.
- [4] 宋小平. 螺旋形折流板列管换热器[J]. 石油化工设备技术, 2002, 23(1): 18-22.
- [5] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 13-18, 113-125.
- [6] 吴望一. 流体力学[M]. 北京: 北京大学出版社, 1982: 180-185.
- [7] 王补宣. 工程传热传质学[M]. 北京: 科学出版社, 1982: 22-59.
- [8] Suhas V Patankar. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow[M]. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1979: 11-56.
- [9] 韩占忠, 王敬, 兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004: 28-65.
- [10] 张少维, 桑芝富. 结构和操作参数对螺旋形折流板换热器性能的影响[J]. 石油化工设备, 2004, 33(3): 17-20.

(编辑 漆 萍)

SIMULATION AND ANALYSIS OF PERFORMANCE OF SINGLE SEGMENTAL BAFFLES AND HELICAL BAFFLES HEAT EXCHANGER

Liu Hongyu¹, Wang Yanyun², Feng Yanchun¹, Wang Detao¹

1. Shengyang Bore Equipment Co., Ltd. (Shengyang 110043, Liaoning, China)

2. College of Mechanical Engineering of Shengyang Institute of Chemical Technology (Shengyang 110142, Liaoning, China)

Abstract The Computational Fluid Dynamics (CFD) method has been applied to simulate both shell-side fluid in single segmental baffles and helical baffles heat exchangers under the same operational parameters. The shell-side pressure drop and heat transfer effect of single segmental baffles and helical baffles heat exchangers were analyzed and compared. The results show that the pressure drop raises in both single segmental baffles and helical baffles heat exchangers with the increase of mass flow rate. And the heat transfer performance of helical baffles heat exchangers is much better than that of single segmental baffles heat exchangers, and shell-side pressure drop is much lower.

Key Words: heat exchanger, helical baffles, single segmental baffles, numerical simulation

国内外动态

中国石化荆门分公司污水处理实现污污分治

中国石化荆门分公司新上高浓度污水处理设施于 2007 年 8 月建成试运, 试运一个月来, 该设施污水处理效果好, 外排污水综合合格率始终保持在 100%, 这标志着该厂污水处理污污分治的目标得以实现。

随着荆门分公司各生产装置加工深度的不断提高, 劣质油掺炼比例不断增加, 生产装置排放的污染物浓度不断呈上升的趋势, 给企业实现外排污水水质连续稳定达到国家一级标准的指标带来不利影响, 因此该公司实

施了清污分流、污污分治项目。该项目新上了高浓度污水处理设施, 将高浓度污水与低浓度污水在进入污水处理场前分开, 有针对性地采取不同的治理技术分开治理, 较好地实现了污污分治。

污污分治目标的实现, 减少了企业外排污水 COD 总量, 提升了企业污水治理水平, 为企业外排污水长周期稳定达标提供了保障。

(杨金鹏摘自中国石化新闻网 2007-09-12)