

螺旋折流板换热器壳程流动与传热数值模拟研究

徐百平^{1,2}, 王铭伟³, 江楠¹, 朱冬生²

(1. 华南理工大学工业装备与控制工程学院, 广州 510640;

2. 华南理工大学能源与化工学院; 3. 空军航空大学)

摘要 借助 Fluent 软件,建立了螺旋折流板换热器壳程通道的三维物理模型,采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型,对壳程内的流动与传热进行了数值模拟研究,得到了不同雷诺数下换热器内的速度矢量、温度分布,即平均阻力系数及 Nu 数。结果发现,壳程的流动为近螺旋线流动,存在局部回流与流线短路;流体在折流板迎风侧的流动较理想,但背风侧流动需要进一步改善。类比定律分析表明,螺旋折流板换热器的流动虽然比弓形折流板理想,但还远没有达到理想的协同状态。

关键词 螺旋折流板 换热器 流体流动 传热 数值模拟

1 前言

螺旋折流板换热器自 1990 年出现以来,由于其流动与传热优势得到了日益广泛的应用^[1]。目前,国内二十几家炼油厂都采用了这种新的换热器结构来替代传统的列管式换热器,有效地解决了结垢与管子振动等问题,降低了系统操作的压力降^[2]。为进一步揭示壳程的流动与传热特性,王素华等^[3]采用 PLDV 激光测速仪对螺旋折流板换热器内部的流场进行了流动特性研究,得到不同螺旋倾角的影响规律。但是,由于换热器结构的多样性及设计针对的具体场合也不同,传统的基于相似理论的设计方法及实验手段已远不能满足要求。随着计算机技术的日益发展,基于计算流体力学(CFD)数值模拟技术的设计方法已显示出强大的生命力,使得基于一定前提的理论模拟与实验研究相结合的优化设计方法成为可能。由于这种方法费用低、速度快、容易实现参数化分析以及减少人力物力的投入,使得人们能够借助微分方程组来实时模拟实际过程,有时甚至可以发现实验难以捕捉的现象,并为进一步优化设计打下基础,因此,往往成为解决工程实际问题研究的首选手段。但目前国内外有关螺旋折流板壳程流动与传热的数值模拟研究很少,即便有,也是作了很大程度的简化假设,对实际工程的指导意义不大。因此,本课题借助商用软件 Fluent,建立更接近实际情况的全三维物理模型,对重蜡油流经壳程的流动与传热特性进行数值模拟分析与研究,为进一步改善换热器结构提供理论参考。

2 数学模型的建立及求解

采用 Fluent 软件的 Gambit 工具建模,为便于显示,去掉换热管,模拟所用的螺旋折流板换热器的结构见图 1。建立如图 1 所示的直角坐标系,坐标原点位于靠近进口左管板圆心处,其中, z 为换热器轴向方向, x 、 y 为径向方向。换热管外径为 25mm, 28 根, 正方形排列;进出口法兰直径为 70mm,壳体内径为 240mm,换热器长度 940mm。边界条件确定方法如下:进口给定流量,出口为压力出口边界,管壁恒温,壳体内表面、折流板、管板为绝热边界。为了减少计算,假设换热管壁温(T_w)恒定,为 300 K,重蜡油进口温度(T_{in})为 433.15 K。

采用湍流模型模拟,由于湍流脉动与螺旋流相互作用,还存在局部二次流及剪切应力梯度巨变的区域,流动表现出高度的各向异性及对流线弯曲的敏感性,故应选择合适的湍流模型。标准的 $k-\varepsilon$ 模型建立在基于 Boussinesq 涡粘性假设基础之上,反映的流动本质上是各向同性的,故不能反映本换热器内的流动。相反,雷诺应力(RSM)模型摒弃了涡粘性假设,引入了 Reynolds 应力输运方程和耗散速率方程,克服了方程组封闭时各项同性局限性,具有较精确的求解精度。但所需的网格密度、

收稿日期:2005-03-08;修改稿收到日期:2005-05-09。

作者简介:徐百平(1969-),博士,副教授。研究方向为化工过程强化传热与节能,高分子材料加工动力学模拟仿真,传热过程的热力学效能评价。在国内外核心刊物发表论文 30 余篇。

计算机内存及 CPU 时间相应增加。而 $k-\varepsilon$ 的修正模型,如经过重整化群处理的 RNG $k-\varepsilon$,纳入了低雷诺数影响效应,提高了预测螺旋流的精度,所需的计算机资源相应下降^[4],故本课题选择 RNG $k-\varepsilon$ 模型来模拟高流速下壳程内流动。由于该模型是复杂的三维腔体,故采用四面体和金字塔网格来划

分,网格总数 2 420 000。考虑精度及守恒特性,采用具有二阶精度的 QUICK 迎风差分格式离散方程,压力校正采用标准的 SIMPLE 算法。迭代运算的过程中,当能量控制方程残差小于 10^{-7} 、其余方程组残差小于 10^{-6} 时,满足校验质量与能量平衡,结束计算,将结果输出进行后处理。

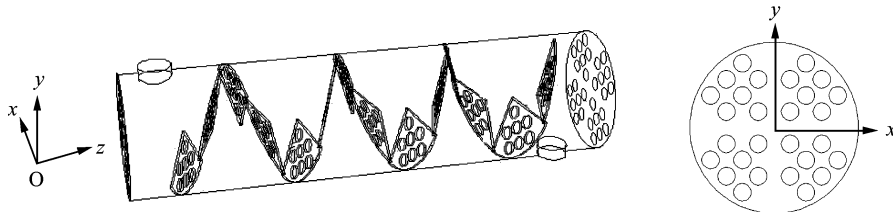


图 1 螺旋折流板换热器三维模型

3 数值模拟结果分析

壳程走重蜡油,其物性参数见表 1。

表 1 重蜡油物性参数

项 目	数 据
密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	916.2
粘度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$	0.002 91
比热/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	0.205
导热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	0.112 811
法兰进口流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	27.7~110.8

给定不同的法兰进口流量 $V = 27.7 \sim 110.8 \text{ m}^3/\text{h}$,分别进行计算。各参数定义如下:

$$Re = \frac{\rho D_e u}{\mu}$$

$$u = \frac{V}{A_0 \Psi \cos \phi}$$

$$\lambda_c = \frac{2 D_e \Delta p}{\rho u^2 L}$$

$$De = \frac{\pi d}{2}$$

$$Nu = \frac{h D_e}{\lambda}$$

式中 ρ 为空气密度, kg/m^3 ; μ 为粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; u 为平均流速, m/s ; Ψ 为管排影响系数; ϕ 为螺旋角; A_0 为螺旋通道面积, m^2 ; λ_c 为达西沿程阻力系数; Δp 为流体经过换热器平均压降, Pa ; L 为换热器长度; De 为当量直径, m ; d 为管子外径, m ; Nu 为换热努赛尔数; h 为空气给热系数, $\text{W}/(\text{K} \cdot \text{m}^2)$; Re 为雷诺数; λ 为导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; V 为法兰进口流量, m^3/h 。

当 Re 为 9 792.40 时,换热器内流线计算结果见图 2。从图 2 可以看出,流体在螺旋折流板换热器通道内的流动为近螺旋线运动,在螺旋折流板交

叉处附近存在回流,流线存在彼此缠绕交叉,在折流板附近几乎没有死角,接近壳体中心的位置流线几乎是与壳体中线平行,只不过存在少量的波动,这说明接近换热器壳体轴线区域仍存在短路现象。图 2 的动态形成过程揭示了流体在换热器内停留时间的不同,这与人们以前预想的结果有所不同^[4]。

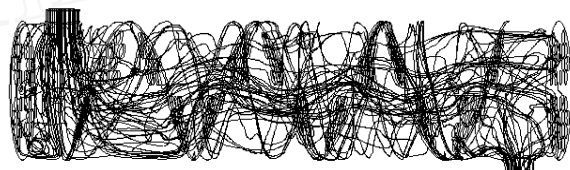


图 2 Re 为 9 792.40 时壳程流线分布

法兰进口流量为 $27.7 \text{ m}^3/\text{h}$ 时的速度矢量计算结果见图 3 和图 4。

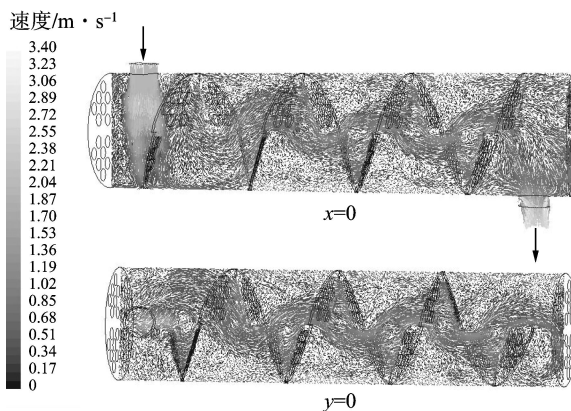


图 3 壳程纵切面内速度矢量分布

图 3 表明,壳程的速度矢量分布不均匀,流场中高速区呈现水平波浪形,而且仍存在漩涡。接近换热器壳体轴线位置、贴近折流板表面迎风面及折流板彼此相交过渡处速度较大。换热器进口区流体一直冲刷到换热器底部,说明进口区对于流体的

“引导”不够。

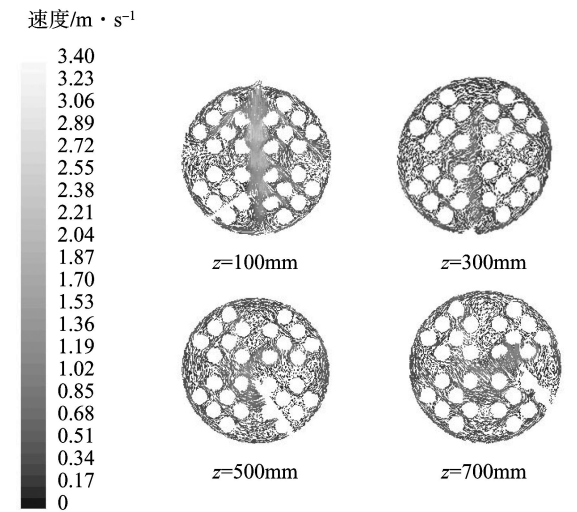


图 4 壳程不同轴向位置横截面内速度矢量分布

图 4 为不同轴向位置横截面内速度矢量分布,在压力流和螺旋折流板导流的共同作用下,接近壳体内径附近位置的流体按照螺旋线方向运动,在螺旋折流板存在处前缘附近速度最小,虽然对于大多数管子的流场是包裹冲刷流动,但在一些管子组成的间隙区发现局部完整横向漩涡对,因而存在局部逆向流动。从传热的角度来讲,折流板的周期性扰动以及管子间局部流场的周期性变化是有利的。

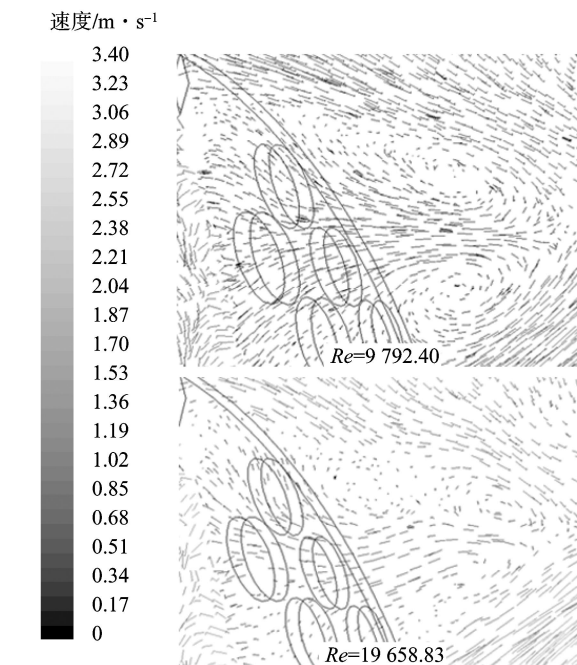


图 5 第三块折流板附近局部速度分布对比

第三块折流板后面 $x = 0$ 截面内速度矢量分布见图 5。从图 5 可见, Re 为 9 792.40 时,该处出

现了一对类蝴蝶型漩涡,但当 Re 上升至 19 658.83 时,类蝴蝶型漩涡被类马蹄涡所取代,这说明壳程内存在不同的流动尺度。另外可以看出,虽然由螺旋折流板的引流作用使得壳程内迎风侧的流动得到改善,基本上消除了死区的存在,但其背风侧的流动尚需进一步改善。

Re 为 9 792.40 时,壳程内 $x = 0, y = 0$ 处的温度分布见图 6。计算过程中参考温度取流动的杯混合温度。图 6 的温度分布经过余处理后与速度矢量分布存在一定的相似性,中心区的温度较高,因为此时的流体流速较快。从 Nu 数的沿程分布来看,由于接近壳体中心线的位置流速较大,流体的湍动程度高,进而局部的传热效率高;而接近壳体内径的位置由于与理想的螺旋运动有偏差,流速相应较低,故传热效果不理想,而此处的传热管所占的面积比例更大,这是螺旋折流板换热器强化传热的关键部位。

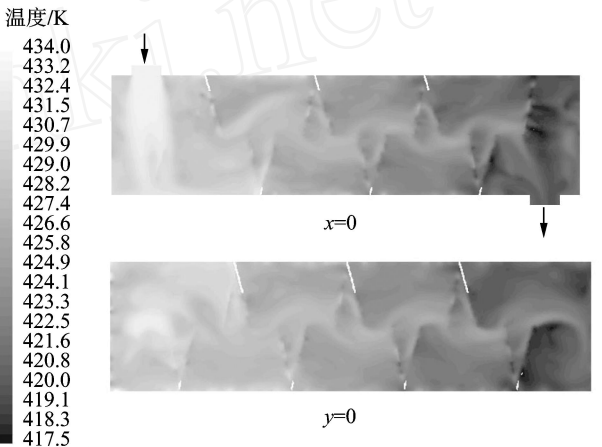


图 6 $x = 0, y = 0$ 处的温度分布

为进一步对螺旋折流板换热器的动力行为进行分析,分别计算传热与流阻系数。计算得到的壳程总体阻力系数 λ_c 及传热 Nu 数随 Re 的变化关系见表 2。

表 2 传热与阻力系数的平均值		
Re	λ_c	Nu
9 792.40	0.729 84	92.462
14 688.61	0.720 57	129.432
19 584.82	0.712 50	164.870

从表 2 可见,随着 Re 增大,壳程总体阻力系数近线性减小, Nu 数近线性增加。为进一步确定换热器内的流动与传热特性及流动与传热的协同程度,进行了动量热量传递的类似性分析,为进一步优化换热器结构寻找突破口。基于 Boussinesq 涡

粘性假设,认为涡粘性传递系数与热量传递系数相等,冯卡门通过分析层流内层、过渡层和湍流中心进行了传热与动量传递类比定律分析。当过程阻力仅由摩擦阻力构成时,得到了卡门类似定律,比稍前的雷诺类比定律、泰勒-普兰特类比定律更接近实际过程。Martinelli 等人对冯卡门的推导进行了不同的处理方法,得到了 Martinelli 类比定律^[5]如下:

$$St = \frac{\frac{1}{\theta'} \sqrt{\frac{f}{2}}}{5 \left[Pr + \ln(5 Pr + 1) + \frac{1}{2} \ln \left(\frac{Re}{60} \sqrt{\frac{f}{2}} \right) \right]} \quad (1)$$

式中, $St = Nu / (Re Pr)$, 为斯坦顿数。为此,将等式右边的摩擦阻力系数 f 用达西阻力系数 $\lambda_c = \frac{2De\Delta p}{\rho u^2 L}$ 来代替,后者由摩擦阻力与形体阻力两部分构成。这样,对应不同的 Re ,由类比定律式(1)得到 St 准数并作图,与实际过程传热 St 准数对比,可以分析换热器内部流动与传热的协同程度,结果见图 7。

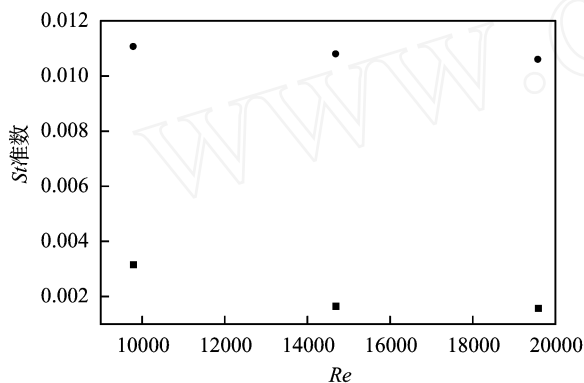


图 7 传热与流动的协同程度分析

■—实际值; ●—计算值

由图 7 可见,当流动 Re 较低时,流动与传热的场协同能力较大,随着 Re 提高,场协同能力下降,但随着进一步加大,场协同能力达到了渐近的不变值。虽然前面的流场矢量及流线分析表明 Re 加大会使流动更接近理想的螺旋流动,但传

热过程显示,这会使一部分能量用于“修正”流动状态,对于传热的效率及场协同是没有好处的。同时,从图 7 可以看出,换热器内的形体阻力在总阻力中所占的比例相当大,说明螺旋折流板换热器流动虽然比弓形折流板理想,但还是需要改进。以上分析说明,单靠改变操作 Re 来强化换热器内的传热过程不是最佳的办法,这会使换热器在低效率下工作。改进换热器的结构可以从采用连续螺旋形或一个螺旋采用更多块折流板来拼接,优化折流板的交错位置等多方面入手。

4 结 论

流体在螺旋折流板换热器通道内的流动为近螺旋线运动,在螺旋折流板交叉处附近存在回流,流线存在彼此缠绕交叉,在折流板附近几乎没有死角,但其背风侧的流动尚需进一步改善,而且接近换热器轴线位置仍存在短路现象。传热模拟结果表明,随着 Re 的增加,传热近线性增大。基于大平板类似定律分析表明,螺旋折流板换热器流动虽然比弓形折流板理想,但还是需要进一步改进,远没有达到理想的协同流动状态。

参 考 文 献

- 1 Lutuhua J, Nemcansky J. Performance improvement of tubular heat exchangers by helical baffles. Trans I chem E, 1990, 68 (A): 263~270
- 2 宋小平,裴志中. 螺旋折流板列管换热器的适用条件. 石油化工设备技术, 2004, 25(2): 22~23
- 3 王素华,王树立,赵志勇. 螺旋折流板换热器流动特性研究. 石油化工高等学校学报, 2001, 14(1): 64~67
- 4 Yakhot V, Smith L M. The renormalization group, the ϵ expansion and derivation of turbulence models. J of Scientific Computing, 1992, 7: 35~68
- 5 王绍亭,陈涛. 动量、热量与质量传递. 天津:天津科学技术出版社, 1986. 252~260

NUMERICAL SIMULATION STUDY ON THE FLOW AND HEAT TRANSFER IN THE SHELL SIDE OF THE HEAT EXCHANGERS WITH HELICAL BAFFLES

Xu Baiping^{1,2}, Wang Mingwei³, Jiang Nan¹, Zhu Dongsheng²

(1. College of Industrial Equipment and Control Engineering of South China University of Technology, Guangzhou 510640; 2. College of Energy and Chemical Engineering of South China University of Technology; 3. Aviation University of Airforce)

Abstract The 3-dimensional physical model of the shell side of the heat exchanger with helical baffles was setup, by means of CFD software Fluent, the RNG $k-\epsilon$ turbulent model was adopted to simulate the flow characteristics and heat transfer in the shell side. The local distributions of velocity vector and temperature were obtained. The average flow resistance coefficient and the Nu number were computed. It was found that the flow behaviors were approximately helical motion in the shell side, with the local circumfluence and cut-way of streamlines occurring at the same time. Analogy analysis showed that although the flow in the heat exchanger with helical baffles behaviors more perfectly than in the segmental one, however, there was still a large gap towards the ideal coordinate condition.

Key Words: helical baffles; heat exchanger; fluid flow; heat transfer; numerical simulation

2006 年《炼油技术与工程》杂志征订启事

《炼油技术与工程》(原名《炼油设计》),英文名称“Petroleum Refinery Engineering”(简称 PRE),是一份由中国石化集团公司洛阳石油化工工程公司主办的炼油和石油化工方面的科技期刊,在世界权威性文摘杂志“化学文摘(CA)”上的摘录率平均在 80%以上。该杂志侧重工程,突出应用;主要报道国内外炼油、石油化工科学研究和工程技术开发的新成果及其应用;设有工厂设计、加工工艺、设计方法、机械设备、配管技术、自动控制、计算机应用、油品储运、催化剂和助剂、油品与添加剂、能量利用、环境保护、安全卫生、技术经济、工程管理、数据图表等栏目;读者对象为炼油化工领域的科研、设计、生产和管理人员以及相关大专院校师生。

该杂志多次荣获科技部、中宣部、国家新闻出版总署的联合表彰,从 1992 年起连续四届入选国家中文核心期刊,

2001 年获中国石化集团科技期刊评比一等奖,同年入选中国期刊方阵“双百期刊”。

中国科学院陈俊武院士长期担任本刊编委会主任,为本刊的发展付出了极大的心血。现有 4 名中国科学院和工程院院士任本刊指导委员会和编委会会员。

《炼油技术与工程》同时承做广告业务,宣传新产品、新技术。

《炼油技术与工程》杂志为月刊,每月 15 日出版,国内外公开发行;标准大 16 开本,单价 8.00 元,全年 96 元。国内邮发代号为 36-31,全国各地邮局均可订阅。漏订者可随时与编辑部联系补订。

编辑部地址:河南省洛阳市 063 信箱

邮编:471003

电话:0379-64887689 0379-64887019

传真:0379-64887689

E-mail:lys_j@pec.com.cn