

波形折流杆换热器的流动与传热性能分析

王新婷 郑年本 刘鹏 刘志春 刘伟

(华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074)

摘要 本文在传统的直杆折流杆换热器只能采取正方形布管的基础上, 设计了一种新型的波形折流杆换热器, 该换热器可进行更加紧凑的三角形布管。以水为流动介质, 对两种换热器的壳程进行了数值计算, 对两种换热器进行流动与传热性能分析。结果表明, 综合性能较传统直杆折流杆换热器提升近 10%。

关键词 换热器; 折流杆; 布管方式; 数值模拟; 强化传热

中图分类号: TK124 **文献标识码**: A **文章编号**: 0253-231X(2016)08-1758-05

Analysis of Flow and Heat Transfer Capability in Rod Baffle Heat Exchangers With Ripple Rods

WANG Xin-Ting ZHENG Nian-Ben LIU Peng LIU Zhi-Chun LIU Wei

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract In this paper, a rod baffle heat exchanger with ripple rods (RBHXsRR), which can take the triangular tube layout mode, is proposed. It's more compact than the conventional rod baffle heat exchangers with straight rods (RBHXsSR) which can only take the square tube layout mode. The flow and heat transfer capability with water is analyzed by numerical simulation on the shell side of two heat exchangers with different rods. The results indicate that the comprehensive performance of RBHXsRR increases about 10% than RBHXsSR.

Key words heat exchanger; rod baffle; tube layout mode; numerical simulation; heat transfer enhancement

0 引言

换热器作为一种能源利用与能源节约的有效设备, 广泛应用于化工、炼油、动力、冶金、航空等领域。目前, 在换热设备中, 应用最多的是管壳式换热器, 它能承受高温高压, 适应性强, 处理量大, 工作可靠, 制造相对简单。折流杆换热器 (RBHX) 以折流栅支撑结构代替折流板支撑结构, 将横向流变为纵向流, 有效地抑制了换热管束间流体的诱导振动, 减小了壳程阻力, 具有较强的抗结垢能力及较长的使用寿命^[1-4]。传统直杆折流杆因支撑方式的限制采用正方形布管, 为使折流杆换热器的布管方式由正方形变为三角形, 使结构更加紧凑, 本文提出一种新型波形折流杆换热器 (RBHXsRR) 代替传统直杆折流杆换热器 (RBHXsSR), 使折流杆换热器的综合性能得到了显著提升。

1 数学模型

为简化计算, 对流体的工况做如下假设: 1) 流

体的物性参数如 ρ , μ , λ , c_p 等均为定值; 2) 流体为稳态流动; 3) 流体为不可压缩流体, 各向同性, 且为连续介质; 4) 流体为牛顿流体; 5) 忽略重力的影响。

连续方程:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

运动方程:

$$\frac{Du}{Dt} = F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\frac{Dv}{Dt} = F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

$$\frac{Dw}{Dt} = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

能量守恒方程:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

收稿日期: 2016-03-18; 修订日期: 2016-07-19

基金项目: 国家重点基础研究发展计划 (No.2013CB228302); 国家自然科学基金资助项目 (No.51376069)

作者简介: 王新婷 (1993-), 女, 河南延津人, 硕士研究生, 主要从事纵流式换热器壳程强化传热研究。通信作者: 刘伟, 教授, 博士生导师, w.liu@hust.edu.cn

式中 c_p 为比热容; T 为温度; λ 为流体的导热系数.

采用 Realizable $k-\epsilon$ 两方程模型^[5], 该模型中 k 和 ϵ 的运输方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 E \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}}$$

式中, k 为湍动能; ϵ 为耗散率; σ_k 和 σ_ϵ 分别为湍动能 k 和耗散率 ϵ 对应的 Prandtl 数; C_1 、 C_2 为经验常数; G_k 为平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项.

2 计算模型

采用 Gambit2.4.6 进行网格划分, Fluent6.3 进行数值计算以及后处理.

2.1 几何模型

采用单管程单壳程的折流杆换热器模型, 如图 1(a). 传统直杆折流杆采用正方形布管, 如图 1(b), 波形折流杆采用三角形布管, 折流栅的结构示意如图 1(c) 所示, 换热器的几何参数见表 1.

表 1 两种折流杆换热器的结构参数

Table 1 Parameters for RBHXsSR and RBHXsRR

参数	取值
壳程直径 D_s /mm	152.5
壳程长度 L /mm	1000
折流杆直径 d_r /mm	5
折流栅间距 L_0 /mm	120
折流栅数量	7
拉杆数量 n_0	4
管外径 D_t /mm	16
管间距 l /mm	21.5
入口直径 d_i /mm	50
出口直径 d_o /mm	50
管数 (直管折流杆) n_1	21
管数 (波形折流杆) n_2	24

2.2 网格划分

使用 SolidWorks 进行三维建模, Gambit2.4.6 进行网格划分, 换热器主体采用如图 2(a) 所示的六面体网格, 如图 2(b)、(c) 所示, 换热器的进出口接管处和折流杆处采用四面体网格, 采用六面体网

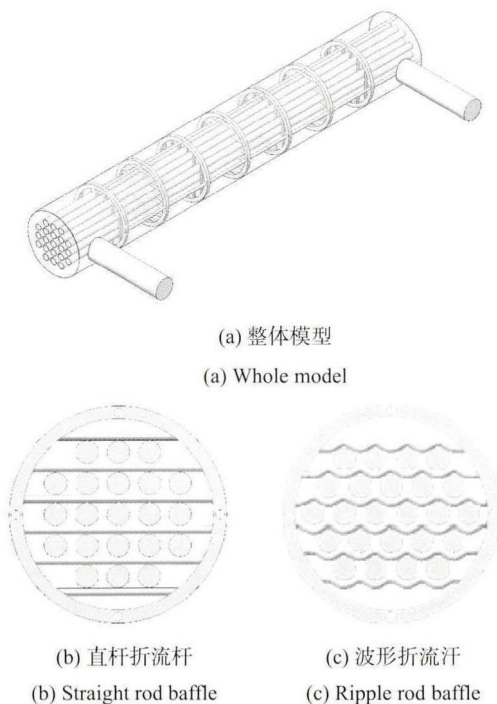
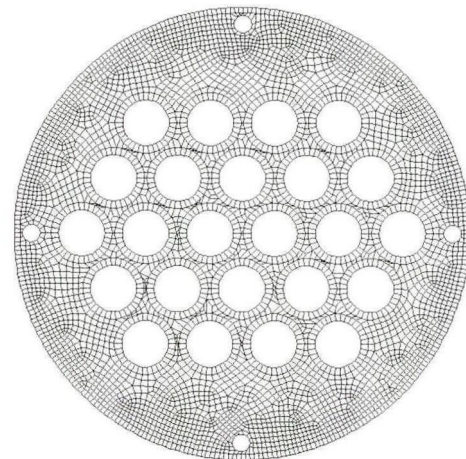


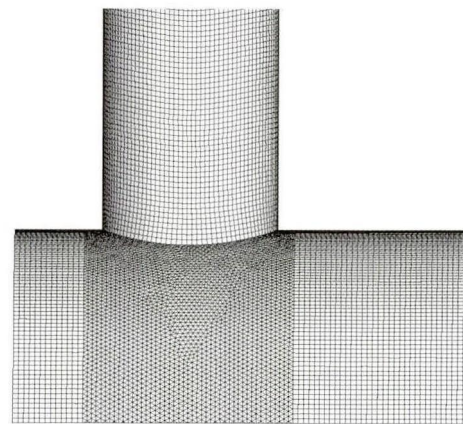
图 1 两种折流杆换热器的几何模型

Fig. 1 Geometrical model of RBHXsSR and RBHXsRR



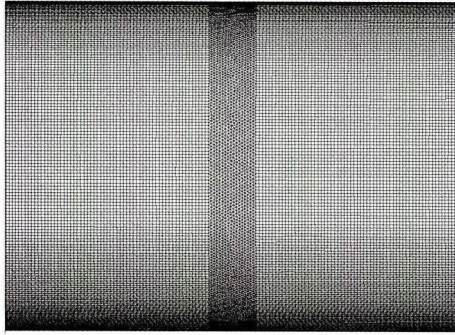
(a) 横截面网格

(a) Mesh of cross-section



(b) 进出口接管处网格

(b) Mesh of inlet and outlet nozzles part



(c) 折流杆处网格

(c) Mesh of rod baffle part

图 2 换热器网格划分

Fig. 2 Mesh distributions of RBHXsSR and RBHXsRR

格能够大幅度减少网格数量,从而减小计算量。在 $M=4.34 \text{ kg/s}$ 的工况下,对直杆折流杆换热器模型分别采用 4.2×10^6 、 5.0×10^6 、 5.9×10^6 、 6.8×10^6 网格进行独立性验证,得出当网格数从 5.9×10^6 增加到 6.8×10^6 时,网格数增加了 19%,此时换热系数 h 增加 1.4%,进出口压降增加 1.5%,综合考虑计算工作量,采用 5.9×10^6 个网格对直杆折流杆换热器模型进行计算。同理,波形折流杆换热器模型采用 6.3×10^6 个网格数进行计算。

2.3 边界条件

壳程流体为水,换热器入口采用速度入口边界条件,入口温度为 293 K,管壁温度设为定值 313 K,质量流量从 2.17~6.08 m/s 间取七个值进行计算,对应的壳程雷诺数约为 5000~14000;出口为自由出流;管壁设置为定壁温边界,温度为 313 K。在数值模拟过程中,基于不可压缩的牛顿型流体,采用定物性参数(见表 2),Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型,标准壁面函数。采用三维双精度求解器, SIMPLE 算法解决压力和速度的耦合关系,流动方程、湍流方程、湍流耗散率和湍动能方程均采用二阶迎风格式进行离散^[6]。

表 2 水的热物性参数

Table 2 Thermo-physical properties of water

参数	$c_p /$ J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	$\mu /$ kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹	$\rho /$ kg·m ⁻³	$\lambda /$ W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
取值	4182	0.001003	998.2	0.6

2.4 数据处理

换热器壳程的雷诺数^[7,8]可以表示为

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

$$u = \frac{M}{\rho A}$$

$$D_e = \frac{4A}{P} = \frac{\pi D_s^2 - n\pi d_t^2 - n_0\pi d_0^2}{\pi D_s + n\pi d_t + n_0\pi d_0}$$

式中, u 为入口速度; ρ 为流体密度; μ 为流体的动力粘度; D_e 为壳程当量直径; M 为壳程质量流量; A 为壳程流通截面积; P 为壳程流体的浸湿周长; D_s 为壳程内径; d_t 为换热管外径; d_0 为拉杆直径; n 为换热管数量; n_0 为拉杆个数。

$$h = \frac{Q}{S\Delta t_m}$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln(\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min})}$$

$$\Delta t_{\max} = t_{\text{wall}} - t_{\text{in}}$$

$$\Delta t_{\min} = t_{\text{wall}} - t_{\text{out}}$$

式中, h 为换热系数; Q 为管壁的换热量; S 为管壁的换热面积。

基于流体的功耗来比较传热强化的程度,采用综合性能评价系数 EEC ^[9]

$$EEC = \frac{Q/Q_0}{P_w/P_{w0}} = \frac{Q/Q_0}{(V\Delta p)/(V\Delta p_0)}$$

式中,分子为传热单元的收益比;分母为传热单元的代价比; P_w 为耗功率; V 为体积流量。如果体积流量相等,则有:

$$EEC = \frac{Q/Q_0}{\Delta p/\Delta p_0}$$

3 数值模拟与结果分析

图 3 为波形折流杆换热器模型质量流量 $M=2.17 \text{ kg/s}$,壳程雷诺数 $Re=5000$ 时,两种换热器不同横截面上的温度分布图,对比可得,在相同的轴向位置处,波形折流杆换热器的温度分布比直杆折流杆的温度分布更均匀,由此可以初步得出,波形折流杆换热器的换热性能优于直杆折流杆换热器。

波形折流杆换热器采取三角形布管,布管数为 24 根,直杆折流杆换热器采取正方形布管,布管数为 24 根,换热管数量的增加使得换热器壳程的流通面积减小,所以对于相同的质量流量,波形杆使壳程的流速增加了约 4.22%,流速增加会使换热性能有所提升,同时造成压降的增加。图 4 显示了两种不同布管形式及不同折流杆结构的换热器的换热系数 h 随质量流量的变化,对于相同的质量流量,波形折流杆换热器的换热能力较传统直杆折流杆换热器有较大的提升,换热系数 h 增加了约 5.6%~7.2%。换热系数的提升幅度大于流速的提升,所以不仅流速增加使换热增强,此外波形折流杆的扰流能力也优于直杆折流杆。

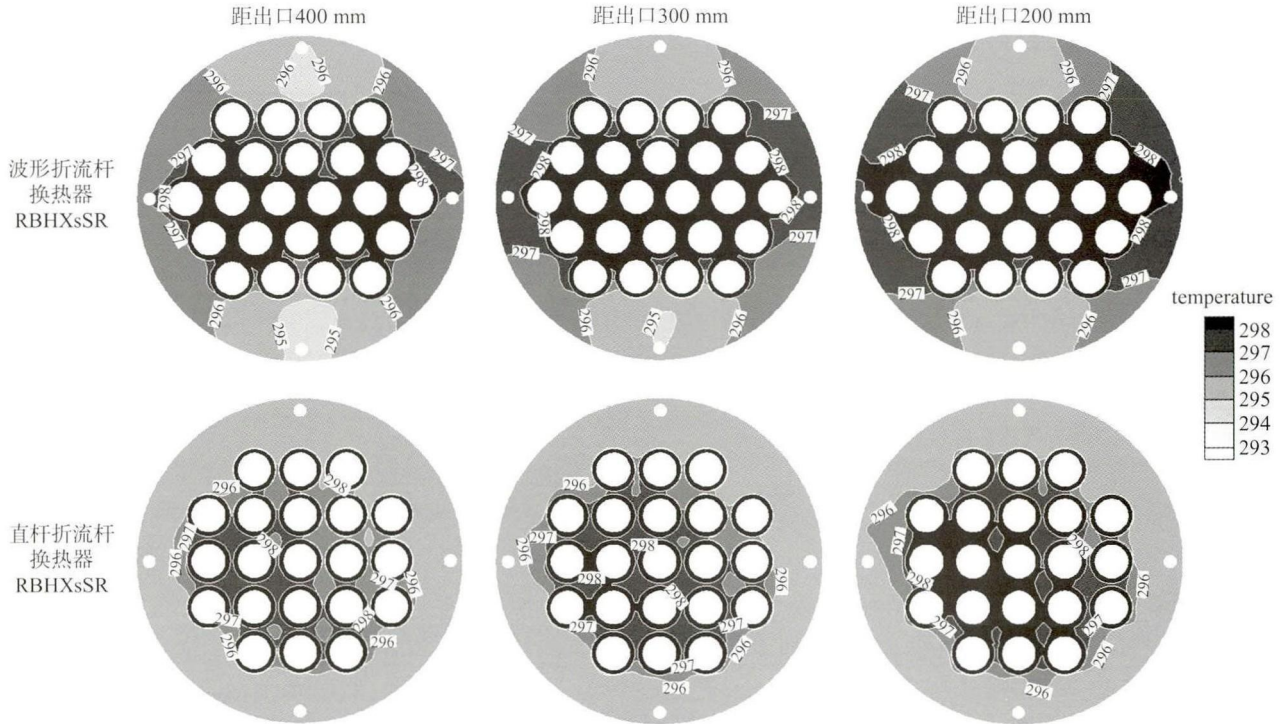


图 3 两种换热器对应截面上的温度分布

Fig. 3 Temperature distributions on corresponding cross section of RBHXsSR and RBHXsRR

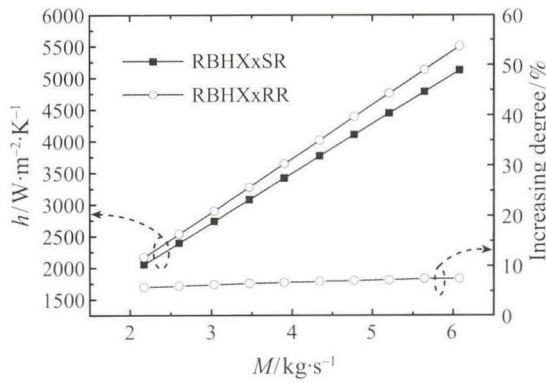


图 4 波形杆与直杆折流杆换热器换热系数 h 比较

Fig. 4 Comparison of h between RBHXsSR and RBHXsRR

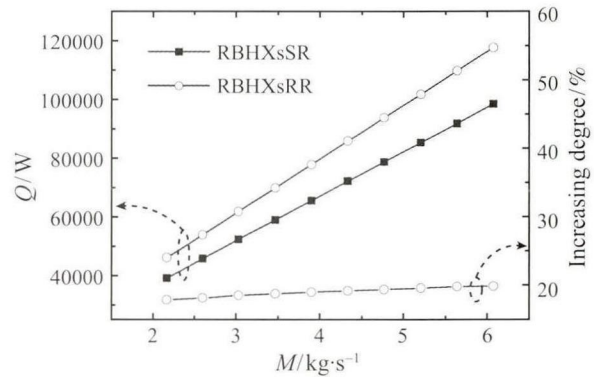


图 5 波形杆与直杆折流杆换热器换热量 Q 比较

Fig. 5 Comparison of Q between RBHXsSR and RBHXsRR

图 5 给出了两种换热器的换热量随质量流量的变化, 因为三角形布管方式使得布管数增加, 使换热面积的增增大, 从而较大幅度地提升了换热量, 波形折流杆换热器将换热量提升了 17.7%~19.8%。

由图 6 可以看出, 波形折流杆换热器的进出口压降相对于直杆折流杆换热器有所增加, 增幅为 9.0%~9.4%, 除流速增加造成的阻力增加外, 折流杆从直杆变为波形杆也增大了流动阻力。EEC 是一个从换热能力和阻力损失两个方面来衡量换热器性能的综合指标, 波形折流杆换热器, 如图 7 所示, 波形折流杆换热器的 EEC 为 1.08~1.10, 将换热器壳程的综合性能提升了约 10%。

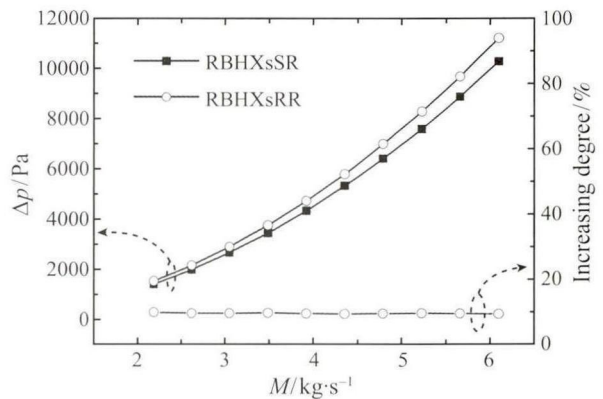


图 6 波形杆与直杆折流杆换热器进出口压降 Δp 比较

Fig. 6 Comparison of Δp between RBHXsSR and RBHXsRR

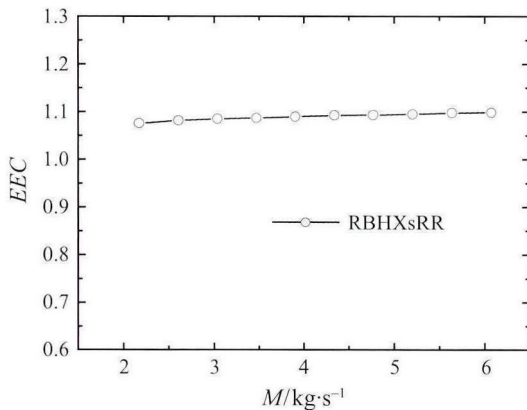


图 7 波形杆折流杆换热器的 EEC 值
Fig. 7 EEC value of RBHXsRR

4 结 论

1) 随着质量流量的增加,壳程流速及雷诺数增大,折流杆的扰流作用更加强烈,传热得到强化,因而换热系数和流动阻力均逐渐增加。

2) 波形折流杆换热器的换热性能优于直杆折流杆换热器,而流动阻力大于直杆,通过对换热性能和流动阻力的分析,得出波形折流杆换热器相对于直杆折流杆换热器综合性能提升将近 10%。

3) 采用三角形布管方式的波形折流杆换热器,对于相同的质量流量提升了壳程的流速,同时三角形布管使得换热管数增加,在相同的占地面积情况下,增加了换热量。

4) 通过对折流杆的波形设计,不仅能提高换热器的综合性能,对于相同的换热量可以有效的节省材料,减小换热器的体积,降低换热器成本。

参 考 文 献

- [1] 董其伍, 刘敏珊. 纵流壳程换热器 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2007: 1-8
DONG Qiwu, LIU Minshan. Longitudinal Flow of Shell-Side Heat Exchanger [M]. The First Edition. Beijing: Chemical Industry Press, 2007: 1-8
- [2] 钱颂文, 岑汉钊, 江楠, 等. 换热器管束流体力学与传热 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2001: 3-59
QIAN Songwen, CEN Hanzhao, JIANG Nan et al. Fluid Mechanics and Heat Transfer in Heat Exchanger Tube Bundle [M]. The First Edition. Beijing: China Petrochemical Press, 2001: 3-59
- [3] 马雷, 王英双, 杨杰, 等. 变截面折流杆换热器的流动与传热分析 [J]. 工程热物理学报, 2012, 33(1): 113-116
MA Lei, WANG Yingshuang, YANG Jie et al. Analysis of Flow and Heat Transfer in Rod Baffle Heat Exchangers With Rods of Variable Sections [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(1): 113-116
- [4] 张晓屿, 刘志春, 刘伟, 等. 圆管内插入多个螺旋片的传热与流动的数值模拟研究 [J]. 工程热物理学报, 2013, 34(2): 310-313
ZHANG Xiaoyu, LIU Zhichun, LIU Wei et al. Numerical Studies on Heat Exchangers and Flow Characteristics for Laminar Flow in a Tube With Multiple Helical Screw Tapes [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(2): 310-313
- [5] 吴克启, 舒朝晖. 高等流体力学 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2009: 27-99
WU Keqi, SHU Zhaohui. Advanced Fluid Mechanics [M]. The First Edition. Beijing: China Electric Power Press, 2009: 27-99
- [6] 张师帅. 计算流体动力学及其应用 CFD 软件的原理与应用 [M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2011: 14-20
ZHANG Shishuai. Computational Fluid Dynamics and Its Applications The Principle and Application of the CFD Software [M]. The First Edition. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2011: 14-20
- [7] Liu J J, Liu Z C, Liu W. 3D Numerical Study on Shell Side Heat Transfer and Flow Characteristics of Rod-Baffle Heat Exchangers With Spirally Corrugated Tubes [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 89: 34-42
- [8] Yang J, Ma L, Bock J et al. A Comparison of Four Numerical Modeling Approaches for Enhanced Shell-and-Tube Heat Exchangers With Experimental Validation [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 65(1): 369-383
- [9] 刘伟, 刘志春, 马雷. 多场协同原理在管内对流强化传热性能评价中的应用 [J]. 科学通报, 2012, 57(10): 867-874
Liu W, Liu Z C, Ma L. Application of a Multi-Field Synergy Principle in the Performance Evaluation of Convective Heat Transfer Enhancement in a Tube [J]. Chinese Science Bulletin, 2012, 57(13): 1600-1607