

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.06.004

螺旋扭曲扁管管外传热性能数值模拟

管屏¹, 安方涛², 卢玫²

(1. 上海第二工业大学 电子与电气工程学院, 上海 201209;
2. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:为了研究螺旋扭曲扁管管外强化换热性能,采用周期性边界条件对螺旋扭曲扁管管外层流流动与换热性能进行了数值模拟和理论分析,并且与圆管进行比较。通过建立不同规格的螺旋扭曲扁管换热器几何模型,得出螺旋扭曲扁管的长短轴比 a/b 越大、螺距 s 越小,其管外传热性能就越好,强化传热综合评价因子就越大,与此同时,其流动阻力也会增大。随着 Re 数的增大,强化传热综合性能增强,但趋势变缓。该研究结果对螺旋扭曲扁管换热器的设计有一定的参考价值。

关键词:螺旋扭曲扁管;层流;周期性边界条件;评价因子;强化传热

中图分类号:TK124 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2016)06-0015-06

Numerical Simulation on Heat Transfer Performance of Laminar Flow Outside Twisted Oval Tube

GUAN Ping¹, AN Fangtao², LU Mei²

(1. School of Electronics and Electrical Engineering, Shanghai Second Polytechnic University, Shanghai 201209, China;
2. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: In order to research the heat transfer performance outside the twisted oval tube, the theoretical analysis and numerical simulation were performed for the periodically fully developed fluid flow and heat transfer of the laminar flow outside the twisted oval tube with periodic boundary condition. Different specifications geometric models of twisted oval tubes including the aspect ratio a/b and the pitch s were established to analyze the performance outside the tube. The results show that the heat transfer performance of twisted oval tube increase with the increasing of a/b and decreasing of s , and the flow resistance will also increase. The heat transfer performance of twisted oval tube increases with the increasing of the reynolds number, and the trend slows down. The results have a certain reference value for the design of twisted oval tube exchanger.

Key words: twisted oval tube; laminar flow; periodic boundary condition; evaluation criterion; heat transfer enhancement

换热器在工程应用中主要用来调节流体温度以及回收热量,被广泛应用于能源、化工、石油、电力等多个领域,所以换热器的研制、运行和改进对于节能降耗有重要意义。螺旋扭曲扁管换热器是一种新型高效换热器,它采用螺旋扭曲扁管代替普通圆管,既可节约管材,又可以增强流体换热能力,减少能源消耗。

对螺旋扭曲扁管换热器的研究最早始于20世纪80年代,主要是前苏联一些学者对其流动换热特点进

行了实验研究^[1-3]。此外 Dzyubenko, Ashmantas, Dreitser 及 Segal 等^[4-5]最先对螺旋扭曲扁管进行了数值模拟研究,对其在稳态及非稳态状态下的流动换热过程进行了数值分析,并搭建试验台进行验证,结果表明二者是一致的。Kotorynski 等^[6]借助泊肃叶方程对螺旋扭曲扁管管内流动状况进行了研究,得到了管内稳定流动时雷诺数 Re 低的情况下的低阶摄动解。Yang 等^[7]运用数值分析方法研究了 Re 低时螺旋扭曲

收稿日期:2016-05-09;修回日期:2016-06-13

作者简介:管屏(1958),男,江苏无锡人,讲师,主要研究方向为热工能源、电子电气设备热分析、智能优化。E-mail: guangping@sspu.edu.cn

扁管结构尺寸、切应力及普朗特数 Pr 之间相互作用下流体温度场的变化情况。Dzyubenko 等^[8,9] 为了分析热流密度随时间改变时螺旋扭曲扁管管内的换热状况,创建了非稳定流动方程,最终得到了换热关联式。

与国外相比,国内对螺旋扭曲扁管的研究起步较晚。1990年,顾维藻等^[10] 参考国外学者的研究成果,对螺旋扭曲扁管换热器的流动换热特点进行了介绍,很好地促进了国内探究螺旋扭曲扁管换热器的热情。思勤等^[11] 在国内最早搭建试验台对不同几何尺寸的螺旋扁管管内流动换热特点进行了研究。研究发现管程 Re 小于 5 000,壳程 Re 小于 8 000 时,螺旋扭曲扁管的强化传热综合表现比较好。梁龙虎^[12] 实验研究了螺旋扭曲扁管换热器的流动换热性能,并与折流杆换热器及传统的圆管换热器作了比较。在给出工业应用实例中,螺旋扭曲扁管换热器的总换热系数比传统的折流板换热器换热系数提高 1.7 倍左右;在相同换热量下能节约 63% 的换热面积,并且不易结垢。孟继安等^[13] 在国内首先对螺旋扭曲扁管内在 Re 低的情况下的流动换热性能进行了数值计算,得出油类介质在 Pr 高时强化因子可达 2~4,此外由模拟数据获得了管程努赛尔数 Nu 和阻力系数 f 的关系式。朱东生等^[14] 对螺旋扭曲扁管蒸发器的池沸腾传热进行了实验研究,研究表明在换热量相同时,螺旋扭曲扁管蒸发器比传统蒸发器的总换热系数提高 15% 左右。

上述文献作者所做的工作大多集中在管内换热,对管外层流换热没有进行过模拟分析。为了提高换热系数,工业生产中通常采用外形具有周期性变化特点的通道。螺旋扭曲扁管换热器外形也具有周期性特点。Patankar 等^[15] 在 1977 年首次提出周期性充分发展的概念。周期性边界条件的运用可以选取一个或几个几何周期的长度进行数值计算。这样可以减少网格数量,提高求解速度。据此,本文采用周期性边界条件对螺旋扭曲扁管管外层流流动与换热性能进行模拟研究,讨论 Re 及管子的几何参数对螺旋扭曲扁管管外换热的影响,为强化换热提供理论基础,以指导其在实际生产中的应用。

1 计算建立及初始条件

1.1 几何模型及物理描述

螺旋扭曲扁管换热器壳程通道因管子的扭曲呈现螺旋状。本文所讨论的是由圆管与螺旋扭曲扁管组成的套管,选取一个几何周期的长度,如图 1(a)所示,研究螺旋扭曲扁管与圆管之间流体流动与换热特性,螺旋扭曲扁管长轴、短轴分别为 a 和 b ,螺距为 s ,结构如

图 1(b)所示。

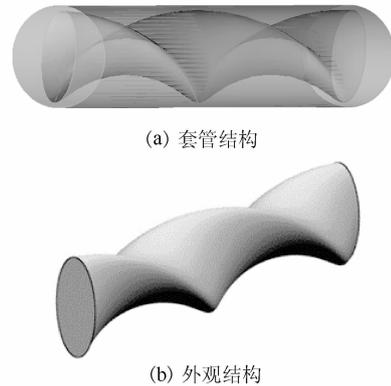


图 1 螺旋扭曲扁管换热器结构

Figure 1 Structure of twisted oval tube

设螺旋扭曲扁管管壁温度 $T_{w,n}$ 为定值,圆管壁面绝热;螺旋管与外圆管之间的流动介质为水。

1.2 数学模型

上述物理问题是一个三维稳态流动换热问题。对应的控制方程如下^[16]:

1) 连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0。$$

2) 动量守恒方程

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)。$$

3) 能量守恒方程

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \frac{\partial(u_i T)}{\partial x_i} = -p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \lambda \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)。$$

4) 周期性边界条件

$$\begin{aligned} u(x, y, z) &= u(x, y, z + s), \\ v(x, y, z) &= v(x, y, z + s), \\ w(x, y, z) &= w(x, y, z + s), \\ \Theta(x) &= \Theta(x, y, z + s)。 \end{aligned}$$

5) 壁面边界条件

$$\begin{aligned} u_w = 0, v_w = 0, w_w = 0, \\ T_{w,n} = 373 \text{ K}, q_{w,0} = 0。 \end{aligned}$$

6) 进口边界条件

$$T_m = 300 \text{ K}。$$

式中: ρ 是密度, T 是温度, p 是压力, μ 为工质的动力黏度, λ 为导热率; u_i, u_j 是速度的张量表示, x_i, x_j 为方向的张量表示, $i, j = 1 \sim 3$; u, v, w 分别是 x, y, z 3 个方向上的速度分量; $\Theta = \frac{T - T_w}{T_m - T_w}$ 为无量纲过余温度; T_w 为壁面温度, $T_{w,n}$ 为螺旋扭曲扁管壁面温度; $q_{w,0}$ 为圆管

壁面热流密度, q_m 为流体质量流量, T_m 为入口截面平均温度。

2 数值计算方法及过程

为了讨论几何参数对螺旋扭曲扁管换热器壳程流动和换热性能的影响,以直径 20 mm 的圆管为基准,设计 5 种结构尺寸的螺旋扭曲扁管换热器,尺寸如表 1 所示。其中 a, b 分别为螺旋扭曲扁管长半轴和短半轴,1#管为对比圆管,外套圆管直径 D 均为 30 mm。

表 1 螺旋扭曲结构尺寸

Table 1 Structure parameters of tubes mm

| 编号 | a | b | s | D | d_e |
|----|------|--------|-----|-----|-------|
| 1 | 10.0 | 10.000 | 200 | 30 | 10.00 |
| 2 | 12.0 | 7.770 | 200 | 30 | 10.54 |
| 3 | 13.0 | 6.427 | 200 | 30 | 11.32 |
| 4 | 13.6 | 5.500 | 200 | 30 | 12.02 |
| 5 | 13.6 | 5.500 | 150 | 30 | 12.02 |
| 6 | 13.6 | 5.500 | 250 | 30 | 12.02 |

对表 1 中 6 种几何尺寸的流道 Re 为 200 ~ 1 200 时进行了数值模拟。 Re, Nu , 表面换热系数 h 和阻力系数 f 等参数按下面公式计算:

$$Re = \frac{d_e U \rho}{\mu} = \frac{4 \rho U A}{\mu C} = \frac{4 q_m}{\mu C}, \quad (1)$$

$$Nu = h d_e / \lambda,$$

$$h = \Phi / F \Delta t_m,$$

$$C_f = 2 \tau_w / \rho U^2,$$

$$f = 4 C_{f0}.$$

式中: d_e 为水力直径; U 为流速; q_m 为流体质量流量; F 为管道表面积, C 为流体润湿周长, 等于螺旋扭曲扁管周长与圆管周长之和; Φ 为流体热流率; A 为流道截面积; τ_w 为壁面剪切应力; Δt_m 为对数平均温差; C_f 为面积平均的壁面摩擦因数。由于各管型流道润湿周长相等, 故由式(1)可知各管在相同的质量流量下 Re 相等。

数值求解时, 周期性面板中给定质量流量值, 采用 SIMPLE 算法对压力速度耦合项进行求解, 梯度项的差分采用 Least-Squares Cell Based 格式, 压力项的差分采用 Standard 格式, 其余项的求解采用二阶迎风格式, 能量方程收敛精度为 10^{-6} , 其余参数收敛精度为 10^{-5} 。

为了验证计算方法的正确与否, 首先利用该方法计算内径为 20 mm, 外径为 40 mm 的套管管间层流充分发展换热的 Nu 值, 因为这种管型(内外径之比为 0.5)在层流状态下的 Nu 值有分析解^[17]。为了确保计算结果与网格数量无关, 采用不同网格数对同一工况的流动和换热过程进行了数值模拟。网格划分时,

首层网格高度距壁面距离为 0.1, 递增系数 1.1, 边界层数 11。表 2 所示为 Re 为 1 000 时, 不同网格数量对计算结果的影响。从表中可以看出, 不同网格数量计算得到的 Nu 与分析解的相对误差均比较小, 可以认为满足网格无关性, 综合考虑, 选取数量为 76 254 的网格进行计算。

表 2 不同网格数量的计算结果

Table 2 Comparison of Nu among different mesh

| 网格数量 | Nu | 分析解 | 相对误差/% |
|---------|-------|------|--------|
| 52 138 | 5.718 | 5.74 | -0.38 |
| 76 254 | 5.726 | 5.74 | -0.24 |
| 102 400 | 5.726 | 5.74 | -0.24 |
| 127 940 | 5.727 | 5.74 | -0.23 |

表 3 所示为不同 Re 计算所得的 Nu 与分析解的比较。可以看出, 计算值与分析解相比误差都不超过 1.00%, 可见采用周期性边界条件进行计算是合理的, 计算方法是准确的。

表 3 不同 Re 下 Nu

Table 3 Comparison of Nu among different Re

| Re | Nu | 分析解 | 相对误差/% |
|-------|-------|------|--------|
| 200 | 5.691 | 5.74 | -0.85 |
| 400 | 5.695 | 5.74 | -0.78 |
| 600 | 5.712 | 5.74 | -0.49 |
| 800 | 5.725 | 5.74 | -0.26 |
| 1 000 | 5.726 | 5.74 | -0.24 |
| 1 200 | 5.728 | 5.74 | -0.21 |

3 模拟结果与分析

3.1 速度场分析

图 2 所示为 $Re = 1 000$ 时, 1#管与 4#管在 1/2 螺距处横截面速度矢量图与速度等值线图。与圆管管外流动相比, 螺旋扭曲扁管管外流场发生了变化, 其速度矢量和速度等值线产生了扭曲变形。而圆管管外的速度矢量和速度等值线则按同心圆分布。图 2 中可明显看出流体在螺旋扭曲扁管管外流动时产生了二次流。二次流的存在使边界层减薄, 强化了流体和边界层之间的质量和热量交换, 有利于流体的混合, 从而提高管的换热强度。

3.2 几何参数对流动和换热性能的影响

3.2.1 长短轴比 a/b 的影响

图 3 所示为 1#圆管和 2#, 3#, 4#螺旋扭曲扁管管外的 Nu 随 Re 的变化曲线图。从图中可以看出, 1#管的 Nu 是一个定值, 约为 5.26, 而 2#, 3#, 4#螺旋扭曲扁管管外的 Nu 均随着 Re 的增加在不断地增大; 当 Re 相同时比 1#管的 Nu 提高了 79.7% ~ 251.0%。当 Re 比

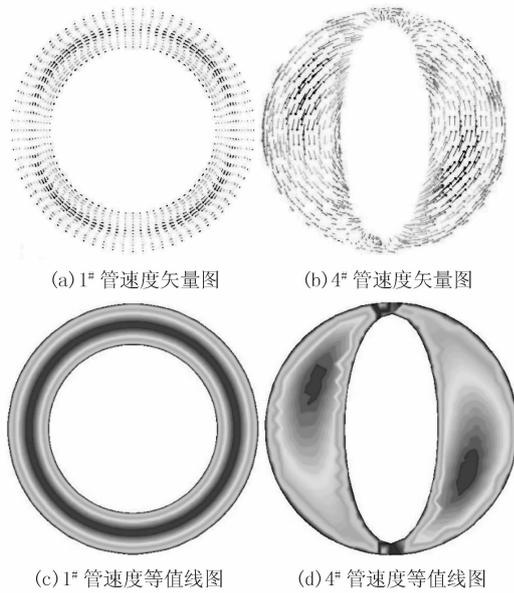


图2 速度矢量图及速度等值线图

Figure 2 Velocity and temperature distributions diagram of different tubes

较小时, Nu 增加的比较快, 随着 Re 的增加, 曲线变的平缓。这是因为 Re 低时直圆管管外换热强度较小, 而在螺旋扭曲扁管外, 流体流动过程中产生旋转运动, 导致了二次流的产生, 使壁面边界层的厚度减小, 从而提高了换热系数。但当 Re 继续增加时, 二次流的影响相对减弱。此外, a/b 越大, 即螺旋扭曲扁管越扁, Nu 就越大。这是因为 a/b 越大, 螺旋扭曲扁管表面所形成的凹槽就越深, 流体扰动就越剧烈, 进而增强换热效果。

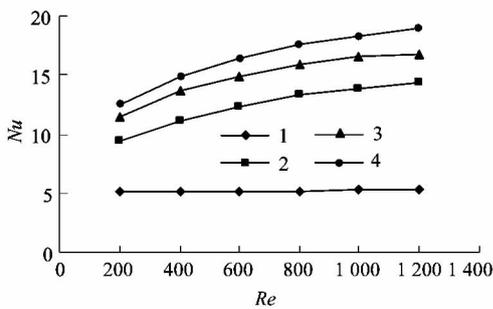


图3 Nu 随 Re 变化趋势图

Figure 3 Variation tendency chart of Nu with Re

图4所示为1#圆管和2#,3#,4#螺旋扭曲扁管管外平均表面换热系数 h 随 Re 的变化曲线图。由图可知, h 随 Re 的变化曲线图与图3相似。由于螺旋扭曲扁管换热器的截面尺寸不同, 导致当量直径不相等, 故两者随 Re 的相对变化量并不完全一致。可以直观的看出螺旋扭曲扁管管外的 h 比相同 Re 圆管管外的 h 高 73.5% ~ 192.0%。

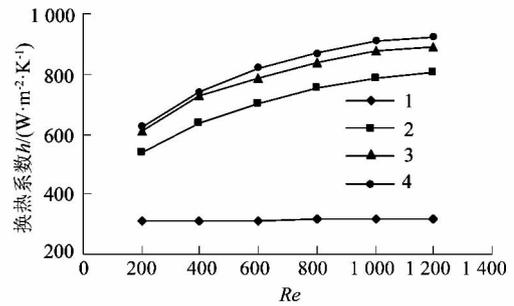


图4 h 随 Re 变化趋势图

Figure 4 Variation tendency chart of h with Re

图5所示为1#圆管和2#,3#,4#螺旋扭曲扁管管外 f 随 Re 数的变化趋势图。由图可知, 随着 Re 的增大, 螺旋扭曲扁管换热器和圆管换热器的 f 减小。当 Re 相同时, 圆管管外的 f 比螺旋扭曲扁管管外的 f 小, 且 a/b 越大, 即管子越扁, f 越大。因为 f 通常和速度的二次方成反比关系, 但是 Re 与速度成正比关系, 故当 Re 增大时, 流道内的 f 减小。此外, 因为圆管外壁规则无变形, 流体沿壁面做直线运动, 所以 f 较小; 而螺旋扭曲扁管因为扭曲作用产生变形, 使管外流体沿壁面做螺旋运动, 增强了流体的无规则运动, 导致流动阻力增加, 能量的耗散作用增强, 故 f 比圆管的大。此外, 当 a/b 的增大时, 螺旋扭曲扁管管外壁面扭曲程度增加, 流体径向扰动增强, 导致 f 也增加。

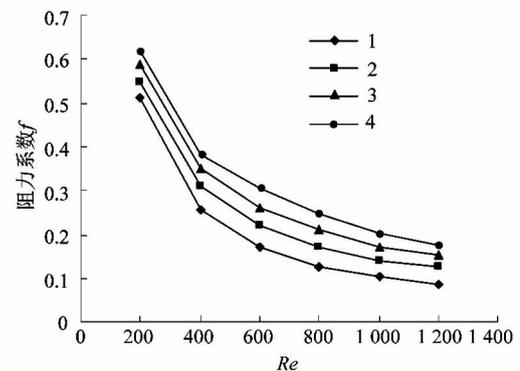


图5 f 随 Re 变化趋势图

Figure 5 Variation tendency chart of f with Re

3.2.2 螺距 s 的影响

图6~8所示分别为截面形状相同, 螺距 s 不同的螺旋扭曲扁管换热器的 Nu 、平均表面换热系数 h 以及阻力系数 f 随 Re 的变化趋势图。从图中可以发现, 当 Re 相同时, 螺距 s 越小, 螺旋扭曲扁管管外的 h 和 Nu 就越大, 换热能力越强, 与此同时 f 增大。因为螺距越小, 换热管扭曲就越剧烈, 导致 f 变大。而管外流体因扭曲产生的二次流也越剧烈, 减薄壁面边界层, 进而强

化换热效果也越明显。但是受到工艺及结构强度的限制, s/d_c 也不能无限制的小,应在满足上述条件的前提下尽可能的小。

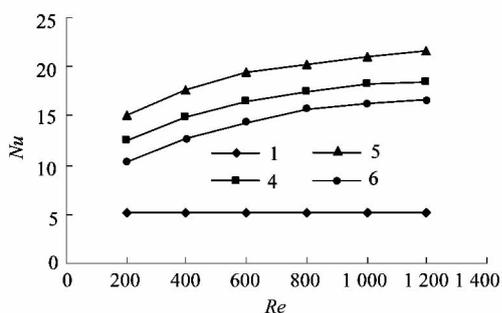


图6 Nu 随 Re 变化趋势图

Figure 6 Variation tendency chart of Nu with Re

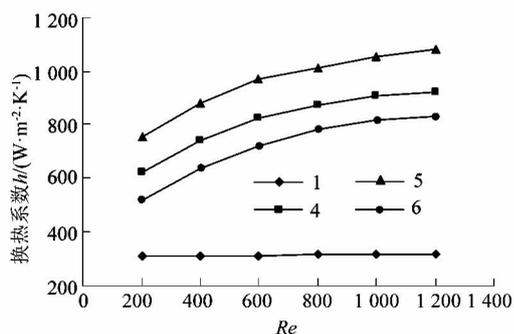


图7 h 随 Re 变化趋势图

Figure 7 Variation tendency chart of h with Re

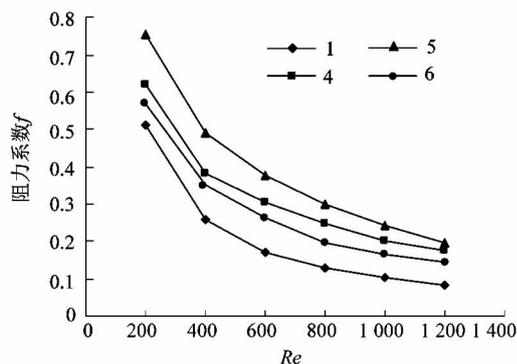


图8 f 随 Re 变化趋势图

Figure 8 Variation tendency chart of f with Re

3.3 螺旋扭曲扁管强化传热性能的评价

由上述章节可知,螺旋扭曲扁管在强化传热的同时阻力损失也在增加,故单一的传热或流阻性能并不能反映其性能的优劣,需对其综合性能进行评价。因此,以1#圆管为基准,泵功率相同条件下的综合性能评价因子 φ ^[18]来评判其强化传热的综合性能。评价因子 φ 的表达式如式(2)所示:

$$\varphi = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (2)$$

式中: Nu 和 f 为螺旋扭曲扁管的平均雷诺数和阻力系数, Nu_0 和 f_0 为1#圆管的雷诺数和阻力系数。评价因子 φ 大于1时,表明在相同泵功率下螺旋扭曲扁管的换热量大于圆管。 φ 越大,表明螺旋扭曲扁管的综合性能越好。

图9和图10所示分别为不同长短轴比 a/b 和不同螺距 s 时综合性能评价因子 φ 随 Re 的变化曲线。从图中可以看出,当 Re 相同时, a/b 越大,扭曲比越小, φ 越大,其中5#管综合性能评价最佳;随着 Re 的增大, φ 的增长趋势减小。当 Re 为200~1200时,几种具有不同几何参数的螺旋扭曲扁管换热器相对于圆管换热器的 φ 值都大于1,这说明螺旋扭曲扁管管外的综合性能比圆管好。

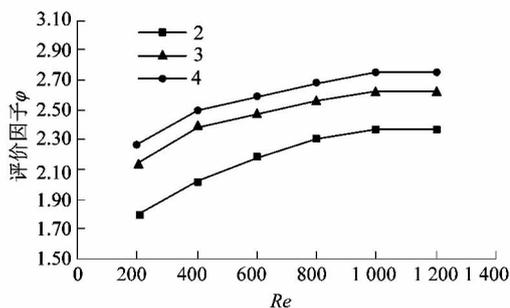


图9 φ 随 Re 变化趋势图

Figure 9 Variation tendency chart of φ with Re

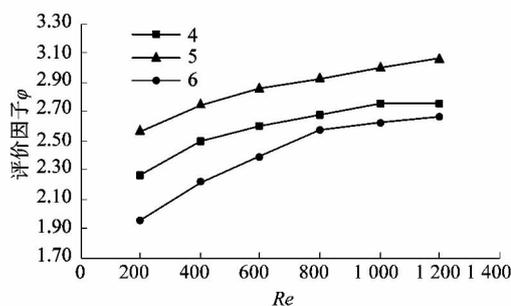


图10 φ 随 Re 变化趋势图

Figure 10 Variation tendency chart of φ with Re

4 结语

数值模拟结果表明螺旋扭曲扁管换热器在强化传热的同时阻力系数也会随之增加,但综合性能比圆管换热器好。对速度矢量图及速度等值线图的分析表明:流体在螺旋扭曲扁管换热器壳程做旋转流动,形成的二次流增强了流体的扰动,减薄了边界层厚度,使流体换热得到提高。此外,几何参数对螺旋扭曲扁管换

热器综合表现有重要影响。结果显示,长短轴比 a/b 越大,扭曲比 s/d_e 越小,其强化传热综合性能越好,5#管强化传热综合表现最佳。故在工艺允许情况下应该尽可能增大长短轴比,减小螺距。

参考文献:

[1] DZYUBENKO B V, ASHMANTAS L V A, SEGAL M D, et al. Unsteady-state mixing of the heat-transport medium in a heat exchanger with twisted tubes[J]. Power engineering, 1983, 21(3): 116 - 124.

[2] DZYUBENKO B V. Heat exchanger along the initial segment in a heat exchanger with a helical flow[J]. Journal of engineering physics and thermophysics, 1982, 42(2): 153 - 157.

[3] ASHMANTAS L A, NEMIRA M A, TRILIKAIUSKAS V V. Coefficients of heat transfer and hydraulic drag of a twisted oval tube[J]. Heat transfer: soviet research, 1985, 17(4): 103 - 109.

[4] ASHMANTAS L A, DZYUBENKO B V, DREITSER G A, et al. Unsteady-state heat transfer and mixing of a heat carrier in a heat exchanger with flow twisting[J]. International journal of heat and mass transfer, 1985, 28(4): 867 - 877.

[5] DZYUBENKO B V, ASHMANTAS L A, SEGAL M D. Unsteady-state heat and mass transfer in a heat exchanger with twisted tube[J]. Power engineering, 1985, 23(4): 102 - 110.

[6] KOTORYNSKI W P. Steady laminar flow through a twisted pipe of elliptical cross-section[J]. Computers & fluids, 1986, 14(4): 433 - 444.

[7] YANG G, DONG Z F, EBADIAN M A. Laminar forced convection in a helicoidal pipe with finite pitch[J]. International journal of heat and mass transfer, 1995, 38(5): 853 - 862.

(上接第4页)

接影响涂布刀的受力,文章分析得到的结果与实际生产相符。结合文章仿真结果,为减小涂布刀受力变形,对涂布实际生产过程提出以下几点建议:生产时可根据具体生产情况,安装角尽可能大;生产较薄产品时涂布刀的受力比较大,可增加约束或自动调节机构减少涂布刀的受力变形;适当控制离型纸速度,可减小涂布刀的受力,提高产品质量;温度影响涂料的流变特性,同时也会影响涂布刀的受力,因此适当增加涂料的温度或降低涂料的黏度可以降低涂布刀的受力。

参考文献:

[1] 梁伟,王春生,沈海涛,等.用离型纸法生产 PU/PVC 复合人造革[J]. 聚氯乙烯,2011,39(2): 23 - 25.

[2] 陈梓生. 离型纸法 PVC 泡沫人造革生产工艺探讨[J]. 塑料, 1985, 14(4): 12 - 19.

[3] 郭景毅,赵息,冯见艳,等. 人工皮革在汽车内饰材料中的应用现状与发展趋势[J]. 西部皮革,2007,29(8): 7 - 10.

[4] 何成彬,邓小龙,曾志新,等. 基于 ANSYS 的涂布机刮刀间隙影响因素分析[J]. 机械设计与制造,2012(10): 213 - 215.

[5] 曹振雷. 刮刀涂布的流场分布及影响初探[J]. 中国造纸学报, 1995, 10(增刊1): 71 - 76.

[8] DZYUBENKO B V, DREITSER G A, KALYATKA A V. Mechanisms of unsteady mixing of heat carrier with its flowrate variation and flow swirling: I Calculation methods and experimental study of transient processes[J]. International journal of heat and mass transfer, 1998, 41(3): 645 - 651.

[9] DZYUBENKO B V, DREITSER G A, KALYATKA A V. Mechanisms of unsteady mixing of heat carrier with its flowrate variation and flow swirling: II Results and analysis[J]. International journal of heat and mass transfer, 1998, 41(3): 653 - 661.

[10] 顾维藻, 神家锐, 马重芳, 等. 强化传热[M]. 北京: 科学出版社, 1990.

[11] 思勤, 夏清, 梁龙虎, 等. 螺旋扁管换热器传热与阻力性能[J]. 化工学报, 1995, 46(5): 601 - 608.

[12] 梁龙虎. 螺旋扁管换热器的性能及工业应用研究[J]. 炼油设计, 2001, 31(8): 28 - 33.

[13] 孟继安, 李志信, 过增元, 等. 螺旋扭曲椭圆管层流换热与流阻特性模拟分析[J]. 工程热物理论, 2002, 23(增刊1): 117 - 120.

[14] 朱东生, 周吉成, 霍正奇, 等. 满液式蒸发器中螺旋扁管的池沸腾传热[J]. 化工学报, 2013, 64(4): 1151 - 1156.

[15] PATANKAR S V, LIU C H, SPARROW E M. Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise periodic variations of cross-sectional area[J]. Journal of heat transfer, 1977, 99(2): 180 - 186.

[16] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 347 - 376.

[17] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 251.

[18] WEBB R L, ECKERT E R G. Application of rough surfaces to heat exchanger design [J]. International journal of heat and mass transfer, 1972, 15(9): 1647 - 1658.

[6] 刘正士, 闫科, 王勇, 等. 涂料流场对逗号刮刀工作精度的影响[J]. 中国机械工程, 2012, 23(19): 2357 - 2361.

[7] 周军锋. 刮刀涂布理论[J]. 造纸科学与技术, 2005, 24(2): 61 - 64.

[8] 钱欣, 许王定, 金杨福. POLYFLOW 基础及其在塑料加工中的应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009: 53 - 216.

[9] HAN C D. 聚合物加工流变学[M]. 徐僖, 吴大诚, 译. 北京: 科学出版社, 1985.

[10] 施立群. 聚氯乙烯增塑糊流变特性及影响因素的探讨[J]. 上海氯碱化工, 2005(6): 26 - 28.

[11] KOSZKUL J, NABIALEK J. Viscosity models in simulation of the filling stage of the injection molding process [J]. Journal of materials processing technology, 2004, 157/158: 183 - 187.

[12] ZHOU Huamin, ZHANG Yisheng, LI Dequn. An improved injection molding filling simulation for 3D surface model[J]. Journal of basic science and engineering, 2001, 9(1): 52 - 59.

[14] PANTANI R. Validation of a model to predict birefringence in injection molding[J]. European polymer journal, 2005, 41(7): 1484 - 1492.

[15] 杨晓东, 刘保臣, 刘春太, 等. 高分子聚合物熔体 Cross 黏度模型的改进[J]. 高分子材料科学与工程, 2010, 26(11): 172 - 174.

[16] 袁悱明, 吴其晔, 周继志, 等. 天然胶松弛曲线的一种拟合方法[J]. 高分子材料科学与工程, 1993, 7(4): 114 - 118.