

螺旋槽管换热过程的三维速度场与温度场耦合数值模拟

彭 洁¹, 于恩林¹, 姜 伟²

(1. 燕山大学 机械工程学院, 河北 秦皇岛 066004; 2. 黑龙江科技学院 机械工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150027)

摘 要: 根据螺旋槽管换热器结构特点及传热特性, 建立了以水为工质的换热器流动与传热的三维几何模型。运用有限元分析软件 ANSYS 模拟出换热器在换热过程中速度场与温度场的状况, 分别得到了螺旋槽管内壁与外壁的对流换热系数。结果表明: 槽深越大, 随着 Re 增大, 换热性能越好; 当 Re 较小时, 螺距越大, 换热效果降低。其与该类光管换热器相比, 得出螺旋槽管的换热系数是光管的 2.5 倍左右, 强化了传热, 为此产品的进一步理论研究和推广应用提供了依据。

关 键 词: 螺旋槽管; 强化换热; 数值模拟; ANSYS; 对流换热系数

中图分类号: TK172; O242 文献标识码: A

引 言

高效强化传热管的研究一直是传热领域最活跃和最有生命力的重要研究课题^[1]。其中, 螺旋槽管是一种外壁上具有螺旋凹槽, 内壁上具有螺旋凸肋的异形管。尽管粗糙表面使流动阻力有所增加, 提高了水泵耗电, 但相对其它类型的换热管, 如翅片管、肋片管等具有以下优点: (1) 容易制造, 只要用设计好的模具在普通车床上或专用机床上对光管进行滚轧冷加工即可生产出各种几何参数的螺旋槽管^[2-3]; (2) 较少发生堵塞^[4]; (3) 具有较好的强化传热效果^[5]。由于流体在管内流动过程很复杂, 虽然有的研究者对其进行了数学分析并建立了相应的关联式, 但不能表征出流体在管内旋转和脱体的实际流动情况, 不能对二者的相互耦合进行定性或定量的分析。本文运用 ANSYS 有限元软件同时模拟出螺旋槽管内部和外部的温度场和速度场, 为其理论研究提供了依据。

1 螺旋槽管传热模型

单头螺旋槽管内的流动是一个含有旋转流和回

转流的三维流动问题, 其换热过程是一个热传导与热对流两种方式并存的过程。本文所研究的螺旋槽管换热过程属于典型的耦合传热问题^[6], 其传热模型如图 1 所示。在管外, 冷却水沿热水相反的方向流动。结构参数涉及到内径 d 、螺距 p 、槽深 e 、壁厚 t 、螺旋升角 β 等。

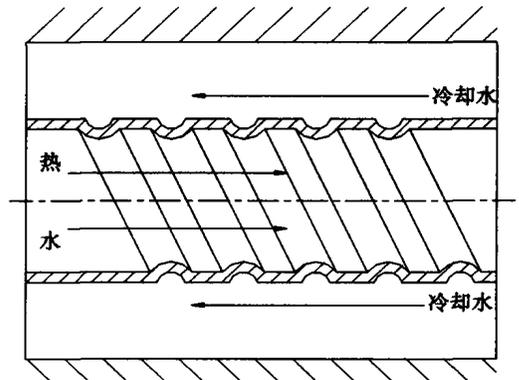


图 1 螺旋槽管对流传热模型

对管内流动做如下假设: (1) 正常工况条件下; (2) 流体不可压缩且流动稳定; (3) 管材进口处截面的流体速度、温度均匀; (4) 受迫流动。

2 换热过程有限元模型

表 1 换热管的材料属性与基本结构参数

	数值
管材内径 d /mm	10.5
管材长度 L /mm	55
管材壁厚 t /mm	1.25
材料密度 ρ /kg·m ⁻³	7850
头数 N /个	1
导热系数 λ /W·(m·K) ⁻¹	49.8
比热容 c_p /kJ·(kg·K) ⁻¹	0.465

外部结构 $D=20\text{ mm}$, 内部换热管材分别为螺旋槽管和光管, 材料选用 08F, 管材的主要参数如表 1 所示。螺旋槽管螺距 p 分别为 5、8、10、12、15 mm, 槽深 e 分别为 0.5、0.75、1 mm。

螺旋槽管换热过程的几何模型和螺旋槽管有限元模型分别如图 2 和图 3 所示。

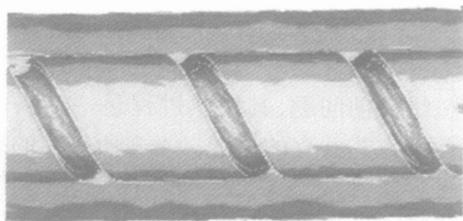


图 2 换热过程几何模型

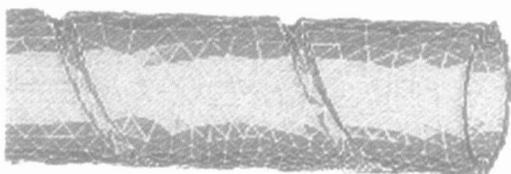


图 3 螺旋槽管有限元模型

3 边界条件的确定及载荷的施加

固定壁面处确定边界条件为无滑移条件。在逆流情况下: 冷水入口温度为 $7\text{ }^\circ\text{C}$, 热水入口温度为 $80\text{ }^\circ\text{C}$ 。入口流量均为 3.0 kg/min , 出口压力均设为零。入口冷、热流体(水)的物性参数如表 2 所示。

表 2 流体的物性参数

	热水	冷水
密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	971.8	999.7
导热系数 $\lambda/\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	0.675	0.575
比热容 $c_p/\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	4.195	4.191
动力粘度 $\eta/\text{Pa}\cdot\text{s}(\times 10^{-5})$	33.5	130.5
运动粘度 $\nu/\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}(\times 10^{-6})$	0.365	1.306

4 计算结果分析

4.1 温度分布

图 4 示出螺旋槽管换热过程的温度分布。由此看出, 管外冷却水的作用使得近壁处的热水温度下

降, 而且越靠近管壁, 温降幅度越大; 距离热水入口处越远, 温降逐渐向管中心扩散, 而且越远离入口, 这种扩散越缓。

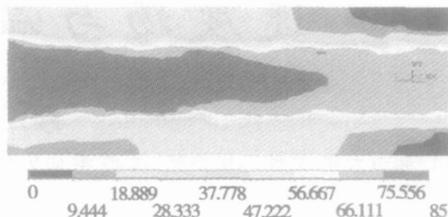


图 4 螺旋槽管换热过程温度分布($^\circ\text{C}$)

图 5 给出换热器冷、热两种流体的平均温度分布曲线。横坐标代表从热水入口沿管轴方向长度, 纵坐标代表对应管长度上横截面冷、热水的平均温度。可以看出, 沿流体流动的方向, 冷水的温度逐渐上升, 热水的温度逐渐下降。通过比较螺旋槽管和光管的出口温度可知, 螺旋槽管实现了其强化换热的的作用。

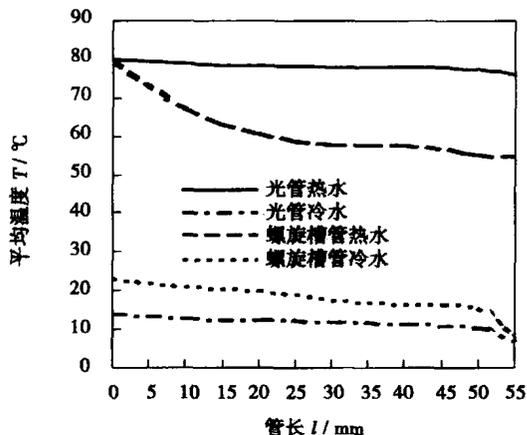


图 5 换热器中沿管长方向流体的平均温度分布

4.2 速度分布

有限元模拟结果表明, 在光滑管内流体流动时, 流体速度变化具有一定的规律性, 流体湍流流动的速度剖面分布呈现为近壁处梯度很大, 中间趋于平坦的状态, 流线主要沿着轴线方向, 管中心流速最高; 而流体沿径向, 其合速度逐渐减小, 到壁面附近降为零, 这是粘性底层影响的结果。由于螺旋槽管壁面和流通面积的不断变化, 流体流动状态也随之改变, 部分流体因受到螺旋槽的导向作用, 使得径向速度很大。

4.3 主要参数对换热性能的影响

4.3.1 结构参数对换热性能的影响

根据槽深与螺距这两个主要结构参数的不同组合, 以螺距为横坐标, 对流换热系数为纵坐标, 得到相应的关系, 如图 6 和图 7 所示。

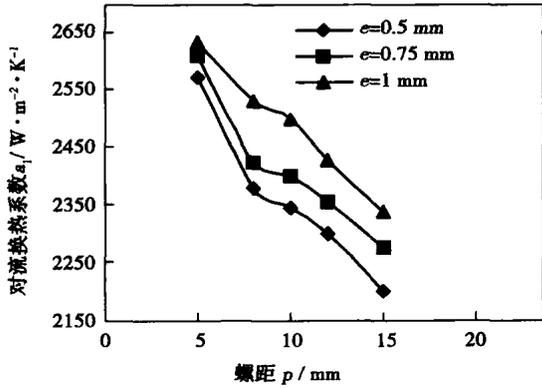


图 6 内壁对流换热系数与螺距、槽深的关系

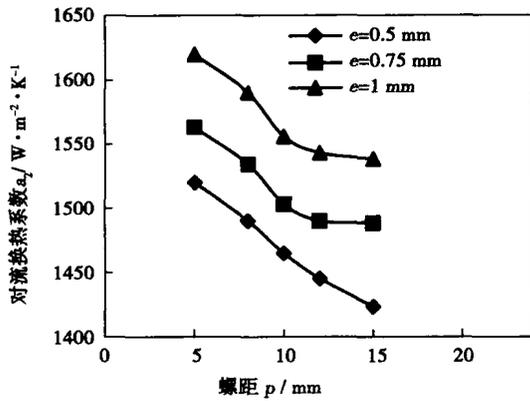


图 7 外壁对流换热系数与螺距、槽深的关系

可以看出, 在给定的流量下, 槽深一定时, 螺距增大, 对流换热系数减小, 换热效果降低; 螺距一定时, 槽深加深, 换热效果增强。这是因为: 在相同的槽深、 Re 数和管内径条件下, 螺旋槽管内流动边界层分离区的涡流结构大致相同^[7]。若采用大螺距, 则在两相邻螺旋槽之间的壁面上会出现一段区域, 在这段区域中前一螺旋槽产生的对边界层的扰动作用已削弱, 而后一螺旋槽对边界层的扰动作用尚未形成。这段区域的长度会随着螺距的增大而变长, 使得流体破坏边界层的能力减弱, 其传热量减小, 而螺旋槽越深, 对管内热流体的螺旋搅拌作用就越明显, 使边界层结构改变, 大大增强了流体的热量传递速率。

4.3.2 Re 对换热性能的影响

通过改变被测管内热水的不同流量, 探讨各努

谢尔特数随流体雷诺数的变化规律。图 8 和图 9 分别表示当 $p=15\text{ mm}$ 、 $t=1.25\text{ mm}$ 时, 不同槽深螺旋槽管管内 Nu_1 与管外 Nu_2 随 Re 的变化。图 10 和图 11 分别表示当 $e=1\text{ mm}$ 、 $t=1.25\text{ mm}$ 时, 不同螺距螺旋槽管管内 Nu_1 与管外 Nu_2 随 Re 的变化。

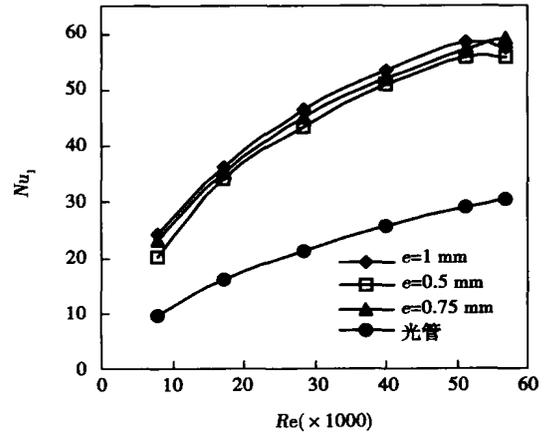


图 8 Nu_1 与 Re 的关系

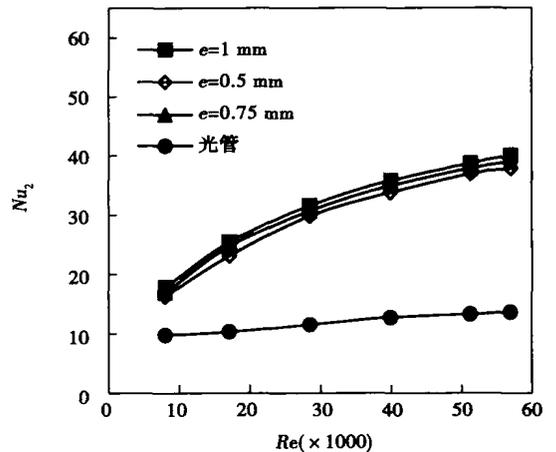


图 9 Nu_2 与 Re 的关系

可以看出, 螺距一定时, 槽深越大, 流速越快, 换热性能越好; 槽深一定时, 由于螺距变化, 螺旋槽管的传热效果并非随流量增大而一直增大。当 Re 较小时, 随 Re 增大, 强化传热效果增强; 而当 Re 增大到一定数值后, 流速增加, 强化传热效果下降。这是因为 Re 小时, 层流底层较厚, 螺旋槽对其破坏作用明显。随着 Re 增大, 层流底层变薄, 当 Re 增大到一定值时, 层流底层减薄到一定程度, 螺旋槽的破坏作用减弱, 使强化传热效果下降。在关系曲线上表现为有转折点。数值上, 螺旋槽管的换热系数为光管的 2.5 倍左右。

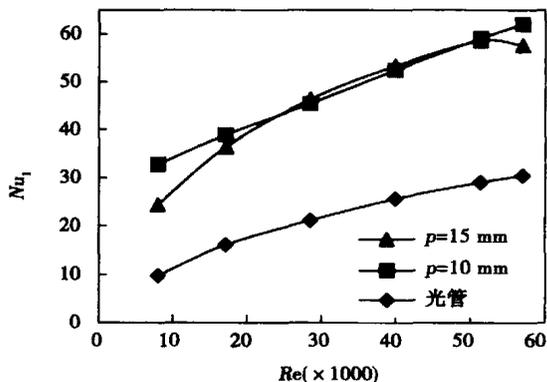


图 10 Nu_1 与 Re 的关系

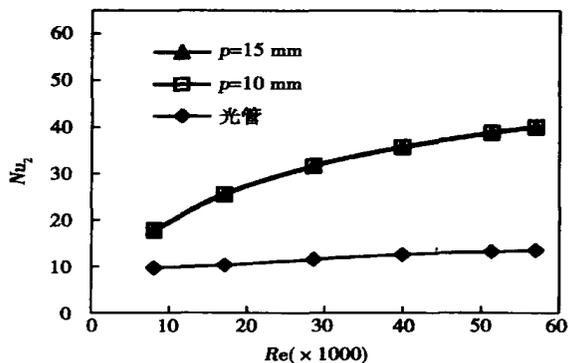


图 11 Nu_2 与 Re 的关系

5 结 论

(1) 本文所建立的模型能够同时分析出换热管内、外流体换热的相互影响规律, 且具有通用性, 这在现今的研究领域中有一定的创新性和指导意义。

(2) 对给定几何参数的螺旋槽管和光管内流动与传热的状态进行比较, 得出该类螺旋槽管的换热系数为光管的 2.5 倍左右, 对进一步研究和设计新管型有一定的参考价值。

(3) 通过数值模拟, 得到了换热管的主要结构参数、对流换热系数以及流体流速之间的相互影响规律。结果表明: 槽深越大, 随着 Re 增大, 换热性能越好; 当 Re 较小时, 螺距越大, 换热效果降低。

参考文献:

- [1] BRUCE TILTON, ROBERT SIGAL, UMESH RATNAM. Designing and rating process heat exchangers[J]. Chemical Processing, 1998, 61(4): 65-76.
- [2] 刘吉普, 文美纯. 螺旋槽换热管的滚轧加工及力学性能的研究[J]. 机械工程师, 2000(11): 45-46.
- [3] 王学生, 董其伍, 刘敏珊. 新型螺旋槽换热管轧制工具[J]. 机械工程师, 2001(5): 8-9.
- [4] 艾卫国, 杨大鸿. 单螺旋槽管结构参数试验优化设计研究[J]. 热力发电, 2004(7): 25.
- [5] 崔海亭, 姚仲鹏, 赵 欣. 螺旋槽管研究及应用[J]. 石油化工设备, 2001, 30(2): 34-36.
- [6] 陶文铨. 数值传热学[M]. (第 2 版). 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [7] 周强泰. 锅炉与换热器传热强化[M]. 北京: 水利电力出版社, 1991.

(编辑 辉)

循环技术

整体煤气化燃气—蒸汽联合循环机组

整体煤气化蒸汽燃气联合循环机组(Integrated Gasification Combined-Cycle), 简称 IGCC 发电技术, 是煤气化和蒸汽联合循环的结合, 是当今国际上正在兴起的先进的洁净煤(CCT)发电技术, 其具有高效、低污染、节水、综合利用串高等优点。它由两大部分组成, 即煤的气化与净化部分和燃气—蒸汽联合循环发电部分。第一部分的主要设备有气化炉、空分装置、煤气净化设备(包括硫的回收装置); 第二部分的主要设备有燃气轮机发电系统、余热锅炉、蒸汽轮机发电系统。典型的 IGCC 工艺流程: 煤经气化成为中低热值煤气, 经过净化, 除去煤气中的硫化物、氮化物、粉尘等污染物, 变为清洁的气体燃料, 然后送入燃气轮机的燃烧室燃烧, 以驱动燃气轮机做功, 燃气轮机排气进入余热锅炉加热给水, 产生过热蒸汽驱动蒸汽轮机做功。

tion Monte Carlo's method

煤粉锅炉膜法富氧局部助燃技术开发及应用 = **Development and Applied Research of Local Combustion-supporting Technology Involving a Membrane-method-based Oxygen Enrichment for Pulverized Coal-fired Boilers** [刊, 汉] / ZHANG Jia-yuan, ZHOU Jie-min (College of Energy Science and Engineering under the Central South University, Changsha, China, Post Code: 410083), YANG Shao-wei (Changsha Nonferrous Metallurgical Design Institute, Changsha, China, Post Code: 410011), CHEN Qiao-ping (Thermal Power Plant of Henan Subsidiary under China Aluminum Industry Company, Zhengzhou, China, Post Code: 450041) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 391 ~ 394

In the light of various problems existing in a 150 t/h pulverized coal-fired boiler, such as high-temperature corrosion, slagging, low thermal efficiency and inferior combustion stability at low loads when no oil is used for combustion support etc., the authors have by adopting membrane method-based oxygen enrichment techniques developed local combustion-supporting technology featuring oxygen enrichment and designed a combustion-supporting system based on the above technology. Industrial experiments applying the technology under discussion were conducted for a pulverized coal-fired boiler. Practice has shown that with a reduction in combustible content in large slags and in fly ash, the thermal efficiency of the boiler has been increased by over 2.5%, the NO_x emission concentration lowered ($627 \sim 768 \text{ mg/m}^3$ at a load of 120 ~ 150 t/h) and the combustion stability at low operating loads (50% of rated load) enhanced with no oil being provided for combustion support. As a result, various problems, such as slagging in furnace and high-temperature corrosion, have been effectively solved, blazing a new path for the safe, economical and environment-friendly operation of pulverized coal-fired boilers. **Key words:** pulverized coal-fired boiler, membrane method-based oxygen enrichment, local combustion support, energy saving, environmental protection

螺旋槽管换热过程的三维速度场与温度场耦合数值模拟 = **Numerical Simulation of a Three-dimensional Velocity Field Coupled With a Temperature Field for the Heat Exchange Process in a Spirally Grooved Tube** [刊, 汉] / PENG Jie, YU En-lin (College of Mechanical Engineering under Yanshan University, Qinhuangdao, China, Post Code: 066004), JIANG Wei (College of Mechanical Engineering under Heilongjiang Institute of Science and Technology, Harbin, China, Post Code: 150027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 395 ~ 398

On the basis of structural features and heat transfer characteristics of a spiral-grooved tube heat exchanger, a three-dimensional geometric model was established for the flow and heat transfer in a heat exchanger with water serving as its working medium. By employing a finite-element analysis software ANSYS, simulated were the conditions of the velocity and temperature fields in the heat exchanger during its heat exchange process and obtained were the convective heat exchange coefficients for inner and outer walls of the spiral-grooved tubes respectively. The simulation results show that the deeper the groove, with an increase in Reynolds number, the better the heat-exchange performance. When the Reynolds number is relatively small, the greater the fin pitch, the poorer the heat exchange effectiveness. It has been found that the heat exchange coefficient of the spiral-grooved tubes is approximately 2.5 times that of the bare tubes when compared with the bare tube heat exchangers of the same kind, thus intensifying the heat transfer and providing a basis for the further theoretical research and widespread application of such products. **Key words:** spiral-grooved tube, intensification of heat exchange, numerical simulation, ANSYS, convective heat exchange coefficient

换热器特性参数与热力性能熵产分析 = **Entropy Production Analysis of Heat Exchanger Characteristic Parameters and Thermodynamic Performance** [刊, 汉] / YU Min, MA Jun-jie, YANG Mo, et al (Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(4). — 399 ~ 403

On the basis of the second law of thermodynamics, introduced was a non-dimensional entropy production number N_s to express the thermodynamic perfection degree of a heat exchanger. Through an analysis and evaluation of entropy production studied was the impact of heat exchanger characteristic parameters, such as inlet temperature ratio α , preheat temperature ratio β , water equivalent ratio W , effective energy ϵ , heat transfer units NTU and flow pattern, on heat exchange performance and mutual relations. The results of the study indicate that the entropy production number N_s will increase with the