

# Numerical Simulation on Enhanced Heat Transfer Mechanism and Flow Characteristics of Spiral Grooved Tubes

Zhaoji Hu<sup>1</sup>, Hong Li<sup>1</sup>, Ganming Wang<sup>2</sup>

Department of Chemical Engineering, School of Environmental and Chemical Engineering, Nanchang University, Nanchang, China

<sup>2</sup>Mechanical institute of Jiangxi Provincial Nuclear Industrial Geological Bureau, Nanchang, China, 330029

Email: zhjhu2005@163.com

**Abstract:** Numerical simulation on heat transfer performance and turbulent flow characteristics in tube-side was researched based on the Fluent for spiral grooved tubes with 16 different structural parameters and a smooth tube, with water as the working medium. The enhanced heat transfer mechanism of spiral grooved tubes was revealed. Influence laws of heat transfer and flow resistance performance created by groove depth  $e$ , pitch  $p$ , groove width  $b$  and  $Re$  were also analyzed systematically. Simulated results show that under the condition of turbulent flow, under the same  $Re$ ,  $b$  and  $p$ , Nusselt number  $Nu$  and resistance coefficient  $f$  increased along with the increasing of  $e$ . Under the same  $Re$ ,  $e$  and  $b$ ,  $Nu$  and  $f$  decreased along with the increasing of  $p$ . Under the same  $Re$ ,  $e$  and  $p$ ,  $Nu$  and  $f$  decreased along with the increasing of  $b$ . Under the same  $e$ ,  $p$  and  $b$ ,  $Nu$  increased but  $f$  decreased along with the increasing of  $Re$ . The nusselt number of spiral grooved tubes, with deeper groove depth and smaller pitch and width, could be up to twice as the smooth tube, but the resistance coefficient might be 10 times as the smooth one at the same time.

**Keywords:** spiral grooved tube; numerical simulation; enhanced heat transfer mechanism; heat transfer performance; flow resistance performance; structural parameters

## 螺旋槽管强化传热机理与流动特性的数值模拟\*

胡兆吉<sup>1\*\*</sup>, 李红<sup>1</sup>, 王干明<sup>2</sup>

<sup>1</sup>南昌大学环境与化学工程学院化学工程系, 南昌, 中国, 330031

<sup>2</sup>江西核工业地质局机械研究所, 南昌, 中国, 330029

Email: zhjhu2005@163.com

**摘要:** 利用 Fluent 数值模拟软件以水为工作介质对 16 种不同结构参数的螺旋槽管和光管进行了管内紊流流动与传热的数值模拟, 揭示了螺旋槽管的强化传热机理, 并系统的分析了槽深  $e$ 、槽距  $p$ 、槽宽  $b$  和雷诺数  $Re$  对传热及流阻性能的影响规律。结果表明: 湍流条件下, 相同  $Re$ 、 $b$ 、 $p$  下, 努赛尔数  $Nu$  和阻力系数  $f$  都随着  $e$  的增大而增大; 相同  $Re$ 、 $e$ 、 $b$  下,  $Nu$  和  $f$  都随着  $p$  的增大而减小; 相同  $Re$ 、 $e$ 、 $p$  下,  $Nu$  和  $f$  都随着  $b$  的增大而减小; 相同  $e$ 、 $p$ 、 $b$  下,  $Nu$  随着  $Re$  的增大而增大,  $f$  随着  $Re$  的增大而减小; 对于槽深较深、槽距和槽宽较小的螺旋槽纹管, 其  $Nu$  可达光管的 2 倍, 但同时阻力系数  $f$  可达光管的 10 倍。

**关键词:** 螺旋槽管; 数值模拟; 强化传热机理; 传热性能; 流阻性能; 结构参数

### 1 引言

随着化工、石油、轻工等过程工业的迅猛发展, 以能源为中心的环境、生态和社会问题日益加剧, 能

源紧张的状况越来越烈, 为缓和能源紧张状况, 世界各国都在寻找新能源和节能新途径。换热器作为换热设备, 广泛应用于冶金、动力、核能、制冷、化工、石油及航空、火箭和航天等各个工业领域中<sup>[1]</sup>。随着强化传热技术的发展, 各种强化传热技术被广泛应用于换热设备中, 尤其是各种强化管的广泛应用。螺旋

\*资助信息: 江西省科技厅科技攻关资助项目;

\*\*胡兆吉(1962-), 男, 博士, 教授, 从事新型过程装备的研发。

槽管是高效强化管之一，它是用滚压的方法在光管上轧制成的外凹内凸的螺旋形粗糙表面的异形管，以其优良的双面强化传热和良好的机械加工性能而优越于众多传热元件，引起了世界各国的高度重视和广泛研究。尽管很多学者对螺旋槽管进行了大量的研究，然而螺旋槽管的强化传热机理至今不明朗，鉴于此，本文采用 *Fluent* 数值模拟软件，以水为工作介质，对 16 种不同结构参数的单头螺旋槽管，进行了单管管内单相传热与流动的数值模拟，准确的描述了螺旋槽管的管内流动情况和换热情况，从微观的角度揭示了螺旋槽管的强化传热机理，并对螺旋槽管传热和流阻性能的主要影响因素进行了系统的分析。图 1 为螺旋槽管的结构图，主要结构参数为螺旋槽槽距  $p$ 、槽深  $e$ 、槽宽  $b$ 。

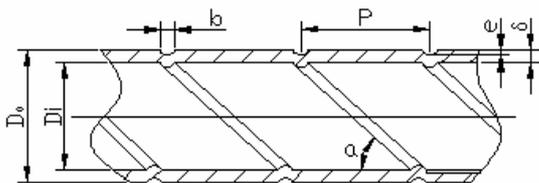


Figure 1. Spiral grooved tube structure  
图 1. 螺旋槽管结构图

## 2 数值计算模型

### 2.1 几何模型

分析模型为单根  $\Phi 8\text{mm} \times 1\text{mm} \times 400\text{mm}$  的不锈钢光管和 16 根不同槽深  $e$ 、槽距  $p$ 、槽宽  $b$  的螺旋槽管，螺旋槽管的具体规格参见表 1。

Table 1. Specifications of spiral grooved tubes  
表 1. 螺旋槽管规格

| 管号  | $e/\text{mm}$ | $p/\text{mm}$ | $b/\text{mm}$ | $e/D_i$ | $p/D_i$ | $b/p$ | $p/e$ |
|-----|---------------|---------------|---------------|---------|---------|-------|-------|
| 1-1 | 0.12          | 2.4           | 1.2           | 0.02    | 0.4     | 0.5   | 20    |
| 1-2 | 0.18          | 2.4           | 1.2           | 0.03    | 0.4     | 0.5   | 13.3  |
| 1-3 | 0.24          | 2.4           | 1.2           | 0.04    | 0.4     | 0.5   | 10    |
| 1-4 | 0.30          | 2.4           | 1.2           | 0.05    | 0.4     | 0.5   | 8     |
| 1-5 | 0.36          | 2.4           | 1.2           | 0.06    | 0.4     | 0.5   | 6.7   |
| 1-6 | 0.42          | 2.4           | 1.2           | 0.07    | 0.4     | 0.5   | 5.7   |
| 2-1 | 0.30          | 2.4           | 1.2           | 0.05    | 0.4     | 0.5   | 8     |
| 2-2 | 0.30          | 3.0           | 1.2           | 0.05    | 0.5     | 0.4   | 10    |
| 2-3 | 0.30          | 3.6           | 1.2           | 0.05    | 0.6     | 0.33  | 12    |
| 2-4 | 0.30          | 4.5           | 1.2           | 0.05    | 0.75    | 0.27  | 15    |

|     |      |     |     |      |      |      |    |
|-----|------|-----|-----|------|------|------|----|
| 2-5 | 0.30 | 6.0 | 1.2 | 0.05 | 1    | 0.2  | 20 |
| 2-6 | 0.30 | 7.5 | 1.2 | 0.05 | 1.25 | 0.16 | 25 |
| 3-1 | 0.30 | 3.0 | 0.9 | 0.05 | 0.5  | 0.3  | 10 |
| 3-2 | 0.30 | 3.0 | 1.5 | 0.05 | 0.5  | 0.5  | 10 |
| 3-3 | 0.30 | 3.0 | 1.8 | 0.05 | 0.5  | 0.6  | 10 |
| 3-4 | 0.30 | 3.0 | 2.1 | 0.05 | 0.5  | 0.7  | 10 |

采用 *ProE* 建立换热管的三维模型并导入 *Fluent* 前处理软件 *gambit* 进行网格划分。为了更准确的捕获换热管近壁区流体的流动特征及换热特性，故在近壁区采用边界层网格划分，端面、周面均采用四边形网格，体网格采用六面体结构网格。通过设置不同的参数，划分了多种不同网格数的网格，并经过网格测试得到光管、螺旋槽管数值计算模型的合理网格总数为 20~26 万。图 2 为它们的数值计算模型的局部网格划分。

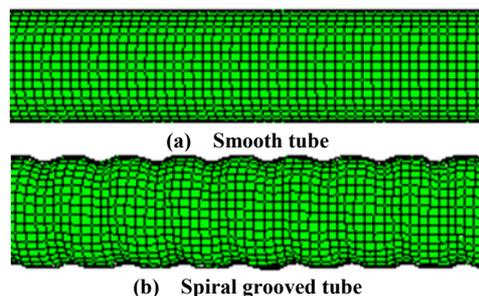


Figure 2. Numerical calculation model  
图 2. 数值计算模型

### 2.2 边界条件及求解设置

管内工作介质为水，假定为常物性。管内入口条件为速度入口， $10000 \leq \text{Re} \leq 60000$ ，湍流强度由经验公式  $I = 0.16(\text{Re})^{-1/8}$  确定，入口温度为 363K。出口条件为压力出口，出口压力均设为 0Pa。管壁材质为不锈钢 (0Cr18Ni9)，管壁恒温 300K。材料物性参数见表 2。

流体不可压缩且流动稳定，采用基于压力的隐式、3D、稳态求解器并采用 *Realizable k-ε* 湍流计算模型并结合标准壁面函数法；压力和速度耦合采用 *SIMPLEC* 算法，并将压力校正亚松弛因子设为 1.0；动量、能量、湍耗散、湍动能均采用二阶迎风离散格式。定义收敛条件为质量计算残差绝对值小于  $4e-06$ ，能量计算残差绝对值小于  $1e-08$ 。

Table 2. Material properties  
表 2. 材料物性参数

| 参数  | 不锈钢/管材 | 水/工作介质 |
|---|--------|--------|
| 密度 $\rho$ ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )                  | 7930   | 965.3  |
| 导热系数 $\lambda$ ( $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k})$ ) | 15.2   | 0.68   |
| 比热容 $C_p$ ( $\text{J}/(\text{Kg}\cdot\text{K})$ )     | 460    | 4208   |
| 黏度 $\mu$ ( $\text{mPa}\cdot\text{s}$ )                |        | 0.3149 |

### 3 数值模拟结果及分析

#### 3.1 Fluent 软件数值模拟的可靠性验证

为了验证 fluent 软件数值模拟的可靠性，本文采用与螺旋槽管同结构尺寸的光管进行管内阻力和换热的数值模拟研究，并将数值模拟结果与理论值进行比较。表 3 为光管在  $10000 \leq \text{Re} \leq 60000$  下，数值模拟结果与相应理论值的比较情况，其中光管管内阻力系数理论值是由 Blasius 公式  $f = 0.3164 \text{Re}^{-0.25}$  计算得到，管内对流传热系数理论值是由 Dittus-Boelter 公式

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3} \text{ 计算得到。}$$

Table 3. Numerical simulation results with theoretical comparison list of smooth tube

表 3. 光管数值模拟结果与理论值比较一览表

| $\text{Re}(\times 10^4)$ | 1      | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      |
|--------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 理论 $f$                   | 0.0316 | 0.0266 | 0.024  | 0.0224 | 0.0212 | 0.0202 |
| 模拟 $f$                   | 0.0307 | 0.0254 | 0.0231 | 0.0217 | 0.0207 | 0.0199 |
| 误差(%)                    | -2.85  | -4.35  | -3.63  | -3.14  | -2.50  | -1.50  |
| 理论 Nu                    | 50.4   | 87     | 119.9  | 150.9  | 179.7  | 207.9  |
| 模拟 Nu                    | 48.6   | 86     | 119.7  | 151.7  | 182.1  | 211.9  |
| 误差(%)                    | -3.57  | -1.15  | -0.17  | 0.53   | 1.34   | 1.92   |

由表 3 知，当  $10000 \leq \text{Re} \leq 60000$  时，数值模拟得到的对流传热系数的特征数努赛尔数  $Nu$  与经验公式计算得到的  $Nu$  相对误差在 -3.57%~1.92% 范围内；数值模拟得出的阻力系数  $f$  与由经验公式计算得到的  $f$  相对误差在 -4.35%~-1.5% 范围内，均在工程允许的范围之内。因此运用 Fluent 软件对换热管进行换热及流阻性能的数值模拟研究是可行的，可满足工程要求。

#### 3.2 螺旋槽管的强化传热机理

目前对于螺旋槽管的管内强化传热机理普遍认同的观点是由华南理工大学邓颂九教授提出的关于流体在管内流动时受到螺旋槽的引导而产生的两种流动方式在起作用的推论，本次数值模拟也完全证实了关于螺旋槽管的两种流动同时存在的推论。其一，由于螺旋槽对近壁处流体流动的限制作用，使得管内流体产生螺旋运动（如图 3 所示），

从而提高了近壁流体与管壁间的相对运动速度，加剧了边界层的扰动，减薄了传热边界层的厚度，降低了传热热阻，从而提高了传热速率。其二，螺旋槽管内流体受到螺旋槽的影响，产生形体阻力，使得螺旋槽区域的流动损失大，因而产生逆向压力梯度（如图 4 所示），这使得边界层出现分离，破坏了流动边界层，加强了流体的径向混合，从而加快由壁面至流体主体的热量传递。

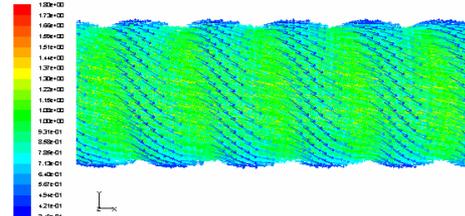


Figure 3. Velocity vector distributions in spiral grooved tube  
图 3. 螺旋槽管局部速度矢量分布图

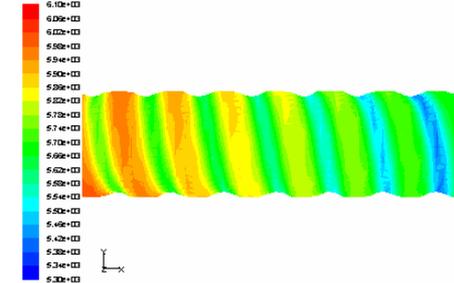


Figure 4. Pressure distributions in spiral grooved tube  
图 4. 螺旋槽管压力分布云图

图 5、6 为螺旋槽管横剖面局部压力分布与温度分布图，由图知，在螺旋槽管的近壁区，由于受到螺旋槽的影响，使得压力、温度分布呈现出离槽越近，等值线越密集，梯度越大的规律；压力梯度越大，径向混合作用越强烈，由壁面到流体主体的热量传递越快；温度梯度越大，局部  $Nu$  数就越大，即螺旋槽能够强化传热。

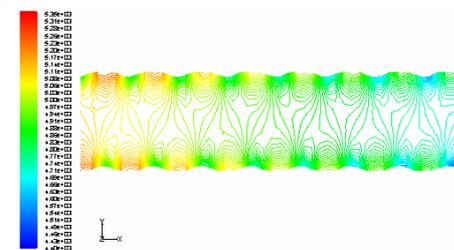


Figure 5. Pressure distributions in crossprofile  
图 5. 螺旋槽管横剖面压力分布云图

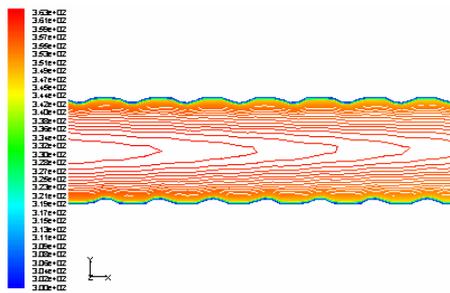


Figure 6. Temperature distributions in crossprofile  
图 6. 螺旋槽管横剖面温度分布云图

### 3.3 传热及流阻性能的主要影响因素

#### 3.3.1 槽深 $e$

图 7、图 8 分别为  $Di=6mm$ ,  $p=2.4mm$ ,  $b=1.2mm$  条件下, 槽深  $e$  改变时,  $Nu$ 、 $f$  随  $Re$  变化的曲线图。由图知, 同  $Re$  下, 螺旋槽管的  $Nu$  和  $f$  都大于光管。当  $Re$ 、 $p$ 、 $b$  一定时, 螺旋槽管的  $Nu$  和  $f$  都随着槽深  $e$  的增大而增大。这是因为槽深越深时, 螺旋槽对近壁流体流动的限制作用越强、所产生的形体阻力越大, 这使得管内流体螺旋运动的旋转程度越大、边界层的分离程度越大, 从而加剧了边界层的扰动, 使得边界层的层流底层厚度越薄, 壁面热阻越小, 因而提高了壁面的热量传递速率, 强化传热效果。但是当槽深  $e$  增大到一定程度后,  $Nu$  增大的幅度却不明显, 而  $f$  增大的幅度依然很大, 因而不推荐采用大槽深的螺旋槽管。

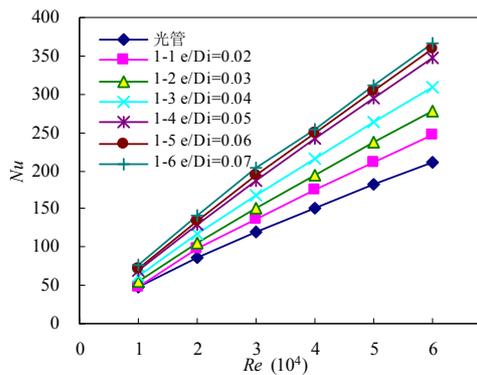


Figure 7. Curve:  $Nu-Re$  with the change of groove depth  
图 7. 各槽深  $e$  下  $Nu-Re$  曲线图

#### 3.3.2 槽距 $p$

图 9、图 10 分别为  $Di=6mm$ ,  $e=0.3mm$ ,  $b=1.2mm$  条件下, 槽距  $p$  改变时,  $Nu$ 、 $f$  随  $Re$  变化的曲线图。由图知, 当  $Re$ 、 $e$ 、 $b$  一定时, 螺旋槽管的  $Nu$  和  $f$  都随着槽距  $p$  的增大而减小。这是因为采用大螺距时会

使得两相邻螺旋槽之间的壁面上出现一段区域, 在这段区域中前一螺旋槽产生的对边界层的扰动作用已经削弱, 而后一螺旋槽对边界层的扰动作用尚未形成<sup>[1]</sup>。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, 湍流边界层的层流底层厚度越厚, 壁面热阻也就越大, 因而  $Nu$  减小, 强化传热效果降低。同时由于扰动作用的削弱, 使得阻力损失减小,  $f$  减小。

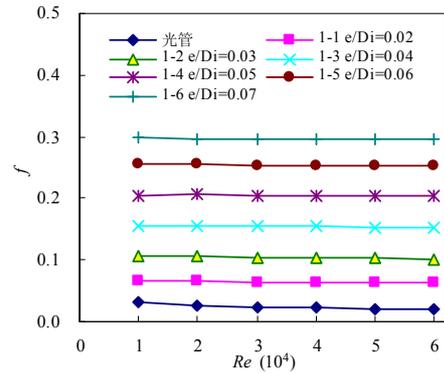


Figure 8. Curve:  $f-Re$  with the change of groove depth  
图 8. 各槽深  $e$  下  $f-Re$  曲线图

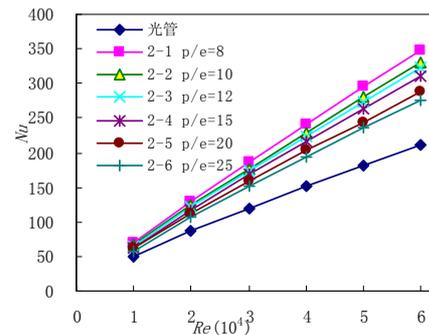


Figure 9. Curve:  $Nu-Re$  with the change of pitch  
图 9. 各槽距  $p$  下  $Nu-Re$  曲线图

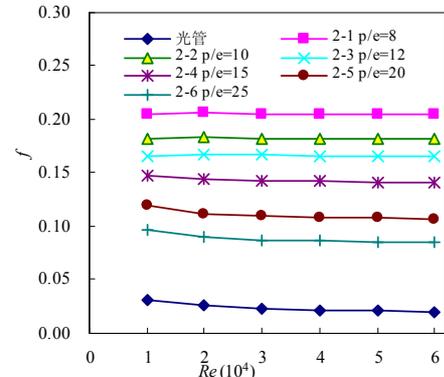


Figure 10. Curve:  $f-Re$  with the change of pitch  
图 10. 各槽距  $p$  下  $f-Re$  曲线图

### 3.3.3 槽宽 $b$

图 11、图 12 分别为  $Di=6mm$ ,  $p=3mm$ ,  $e=0.3mm$  条件下, 槽宽  $b$  改变时,  $Nu$ 、 $f$  随  $Re$  变化的曲线图。由图知, 当  $Re$ 、 $p$ 、 $e$  一定时, 螺旋槽管的  $Nu$  和  $f$  都随着槽宽  $b$  的增大而减小。这是因为当  $Re$ 、 $p$ 、 $e$  一定时, 螺旋槽宽越宽, 螺旋槽对近壁流体流动的限制作用越弱、产生的形体阻力越小, 这使得管内流体螺旋运动的旋转程度越小、边界层的分离程度越小, 边界层的扰动作用越不明显, 阻力损失减小,  $f$  减小。同时, 边界层的层流底层厚度增大, 壁面热阻增大, 因而  $Nu$  减小, 强化传热效果降低。

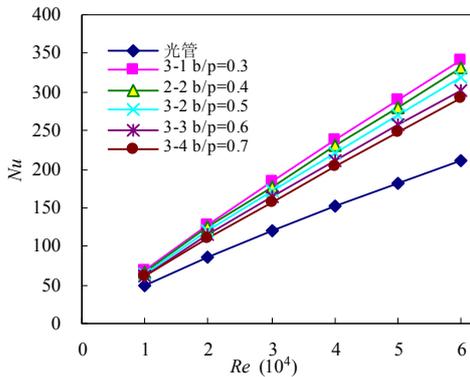


Figure 11. Curve:  $Nu-Re$  with the change of groove width  
图 11. 各槽宽  $b$  下  $Nu-Re$  曲线图

### 3.3.4 雷诺数 $Re$

由图 7~图 12 知, 相同  $Re$  下, 所有螺旋槽管的努赛尔数  $Nu$  都大于光管, 其强化传热效果随着螺旋槽管结构参数的不同而有所不同。所有螺旋槽管的阻力系数  $f$  都大于光管。对于槽深较深、槽距和槽宽较小的螺旋槽纹管, 其  $Nu$  可达光管的 2 倍, 但同时阻力系数  $f$  可达光管的 10 倍, 这说明管内的强化传热是以阻力为代价的<sup>[2]</sup>。此模拟结果与 Moffat R J<sup>[3]</sup>、Zimparov V D<sup>[4]</sup>和 Garimella S<sup>[5]</sup>等人的实验研究结果相一致。 $Re$  变化时, 无论是螺旋槽管还是光管, 努赛尔数  $Nu$  都随  $Re$  的增大而增大。这是因为当  $Re$  增大时, 流速也增大, 湍流边界层的层流底层厚度越薄, 壁面热阻也就越小, 从而提高了壁面的热量传递速率, 强化传热。 $f$  都随着  $Re$  的增大而有所减小。这是因为当  $Re$  增大时, 流速也增大, 湍流边界层的层流底层厚度越薄, 速度梯度越小, 剪切力也就越小, 因而阻力系数也有所减小。

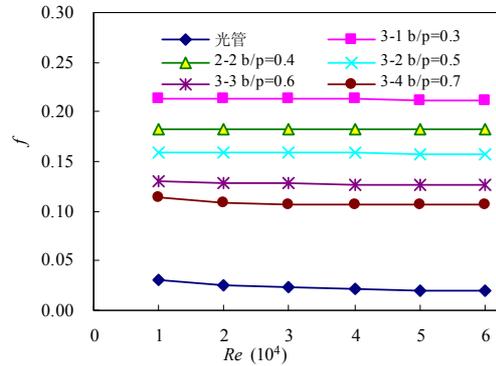


Figure 12. Curve:  $f-Re$  with the change of groove width  
图 12. 各槽宽  $b$  下  $f-Re$  曲线图

## 4 结论

(1) 采用 Fluent 软件很好的模拟了螺旋槽管的管内流动特征与传热特性, 从微观的角度上揭示了其强化传热机理。由数值模拟所得到的结论与学者们的实验研究所得到的结论相一致, 这为螺旋槽管换热器的数值模拟研究奠定基础。

(2) 系统地研究了槽深  $e$ 、槽距  $p$ 、槽宽  $b$  和雷诺数  $Re$  对螺旋槽管传热及流阻性能的影响。结果表明: 相同  $Re$ 、 $b$ 、 $p$  下, 努赛尔数  $Nu$  和阻力系数  $f$  都随着  $e$  的增大而增大; 相同  $Re$ 、 $e$ 、 $b$  下,  $Nu$  和  $f$  都随着  $p$  的增大而减小; 相同  $Re$ 、 $e$ 、 $p$  下,  $Nu$  和  $f$  都随着  $b$  的增大而减小; 相同  $e$ 、 $p$ 、 $b$  下,  $Nu$  随着  $Re$  的增大而增大,  $f$  随着  $Re$  的增大而减小。

## References (参考文献)

- [1] Cui Haiting, Peng Peiyong, New Enhanced heat transfer Techniques and their Application [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005.11. (Ch).  
崔海亭, 彭培英, 强化传热新技术及其应用[M], 北京: 化学工业出版社, 2005.11.
- [2] Wu Huiying, Shuai Zhiming, Zhou Qiangtai, Investigation on Heat Transfer Enhancement of the Condensation Heat Exchanger with Spirally Corrugated Tubes[J], *Journal of Chemical Engineering*, 1997, 48(5), P626-630 (Ch).  
吴慧英, 帅志明, 周强泰, 凝结换热器采用螺旋槽管的强化传热研究[J], *化工学报*, 1997,48(5), P626-630.
- [3] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Exp. Thermal Fluid Sci.*1988,(5),P3-17
- [4] Zimparov V D Vulchanov N L Delov L B. Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers. 1. Experimental investigation and performance evaluation [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*,1991,34(5),P2187-2197
- [5] Garimella S Ceistensen R N. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I - Hydrodynamics [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1995, 117(2), P54-60