

增压空冷器用开缝翅片的结构优化设计

李红智, 罗毓珊, 王海军, 陈听宽, 熊伟, 李晨飞

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 利用粒子图像测速技术和红外热成像技术,对增压空冷器用圆弧型和X型开缝翅片空气侧的流动和传热特性进行了可视化实验研究.在实验的雷诺数(800~3 400)范围内,得到了阻力和换热特性曲线,以及能反映流动和传热微观特性的流场和温度场.实验结果表明,圆弧型开缝翅片的阻力小于X型开缝翅片,并且前者在强化圆管背风侧的换热特性方面优于后者,但后者整体的场协同性和换热性能优于前者.结合两种翅片的优点,优化设计出了一种新型的开缝翅片(X圆弧型).对3种开缝翅片的流动和换热特性进行了数值模拟,模拟结果与实验结果吻合得很好.模拟结果表明,优化后的X圆弧型开缝翅片的场协同性、换热性能均优于前两种翅片.新翅片在考虑了阻力因素后的综合换热性能较圆弧型开缝翅片提高了7%~15%,较X型开缝翅片提高了3%~9%.

关键词: 开缝翅片;粒子图像测速;红外热成像;数值模拟;场协同

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)11-1356-05

Configuration Optimization Design for Slotted Fin Surfaces in Pressurized Air Cooler

LI Hongzhi, LUO Yushan, WANG Haijun, CHEN Tingkuan, XIONG Wei, LI Chenfei

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Air side heat transfer and fluid flow characteristics of slotted fin surfaces with arc-type and X-type strip arrangement in a pressurizing air cooler were studied by visualization experiments. Experiments were conducted out by a particle image velocimetry(PIV) system and an infrared thermo tracer to visualize the flow field and the temperature distribution of two slotted fin surfaces. The experimental results show that the pressure drop of the arc-type slotted fin surface is lower than that of the X-type slotted fin surface and the former contributes more to improving the heat transfer performance at the back of the tube. However, the integrated heat transfer performance and field synergy character of the latter are superior to those of the former. According to the merits of the two slotted fin surfaces, a new type slotted fin surface(X-arc type) was designed. Heat transfer and fluid flow characteristics of three slotted fin surfaces were simulated and the results agree well with the experiments data. Numerical simulation results show that the field synergy character and heat transfer performance of the optimized fin surface are better than those of the other two slotted fin surfaces. Within Reynolds number range from 800 to 3 400, the integrated heat transfer performance of the new designed fin surface is about 7%-15% higher than that of arc-type fin surface and 3%-9% higher than that of X-type fin surface.

Keywords: slotted fin; particle image velocimetry; infrared thermo-vision; numerical simulation; field synergy

开缝翅片管翅式换热器广泛应用于制冷、空调、石油化工等领域.近年来,由于对高效换热器的迫切

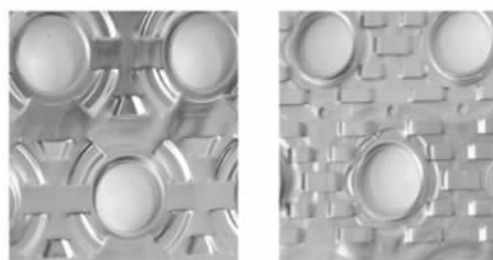
需求,许多研究人员对开缝翅片空气侧的流动与换热性能进行了大量的研究.文献[1]对不同翅片间距、不同管外径、不同纵横向管间距、不同管排数以及不同翅片厚度等 49 种开缝翅片进行了较为全面的实验研究.文献[2]研究了开缝高度、开缝宽度、开缝角度以及开缝位置等设计参数对翅片阻力和换热性能的影响.文献[3]通过实验和数值模拟研究了 X 型开缝翅片的换热性能,并利用场协同理论^[4],提出“前疏后密”的开缝形式以改善场协同性,从而强化传热.已发表的文献大多研究的是矩形开缝条 X 型布置的开缝翅片,对于圆弧型的开缝翅片少有报道,并且已有的研究或是通过宏观的实验数据,或是通过数值模拟来比较各种翅片性能的优劣,迄今未见有报道关于翅片流场和温度场微观特性实验研究的文献.

本文利用粒子图像测速(PIV)和红外热成像技术,对圆弧型和 X 型开缝翅片进行流动和传热的可视化实验研究,利用场协同原理比较分析两种不同开缝形式翅片性能的优劣,在可视化实验结果的基础上,综合两种翅片的特点,通过数值模拟优化设计出一种新型的翅片——X 圆弧型开缝翅片.

1 实验元件与系统

1.1 实验元件

本文对两种实际应用的不同开缝形式的翅片进行了 PIV 和红外实验研究.图 1a 所示的翅片表面为扇形开缝条圆弧型布置,图 1b 所示的翅片表面为矩形开缝条 X 型布置.管排布置均为叉排,基管外径为 14.6 mm,流体自下向上流动,纵向(沿流动方向)布置 4 排管,管间距为 29.5 mm,横向(垂直于流动方向)布置 10 排管,管间距为 34 mm,片间距均为 3 mm,开缝高度为片间距的一半.



(a)圆弧型

(b)X 型

图 1 翅片结构与布置

1.2 实验系统

图 2 给出了 PIV 和红外实验系统简图. PIV 实

验系统主要由流量测量系统、示踪粒子引入系统和 PIV 实验段组成.气源由滑片式空气压缩机提供.管路流量由旁路调节并由转子流量计测量.示踪粒子为 5~15 μm 的雾状油滴,并由氮气携带经引射口进入实验段. PIV 实验段用两块 10 mm 厚的玻璃将翅片压紧,两端用有机玻璃方形法兰固定,轴向用 4 根钢筋和螺栓固定.实验段主体为 3 mm $\times$ 170 mm $\times$ 118 mm 的矩形通道,实验段压差由电子微压计测量.

高速摄像机垂直于实验段顶面,激光打出的片光源从 3 mm 的侧面缝隙中进入空气流动.翅片表面涂有荧光漆,以减弱反光. PIV 测量系统由 4 部分组成:激光器及其片光源系统、数字摄像机、同步控制器和计算机后处理软件. PIV 的工作原理及其测量系统组成详见文献[5].

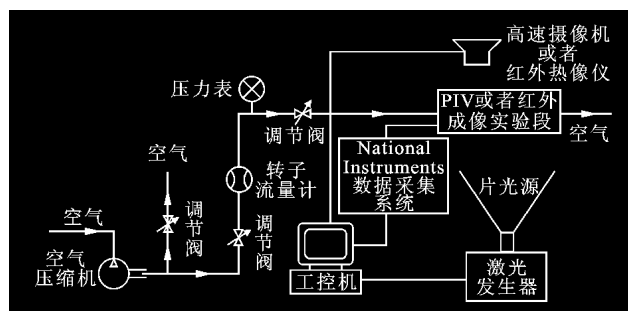


图 2 PIV 和红外实验系统

红外热成像实验系统是在 PIV 实验系统上改装而成,如图 2 所示,将 PIV 实验段改为红外成像实验段,PIV 高速摄像机改为红外热像仪.实验元件规格与 PIV 实验所用的相同,但为了使红外传热实验更具代表性,将 3 片翅片沿轴向叠加起来,轴向靠基管的高度定位,径向由电加热棒定位.用红外热像仪(TH9100MV)透过红外视窗对翅片表面温度进行测量,得到翅片的温度场分布.翅片由电加热棒加热,最大加热功率为 600 W.热电偶均匀布置在实验段的进出口,以对流体温度进行测量.

2 数学分析与数值计算方法

2.1 计算区域

图 3 给出了圆弧型开缝翅片的计算区域示意图,X 型和优化后的 X 圆弧型翅片计算区域与其相同.考虑到几何结构的周期性和对称性,取两片翅片之间的一个换热单元为计算区域.为了使得气流稳定并保证出口无回流,入口向上游延伸 1.5 倍的翅片长度,出口向下游延长 5 倍的翅片长度.

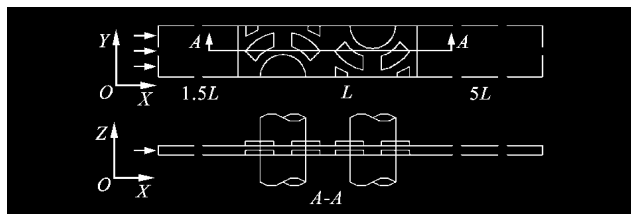


图3 圆弧型开缝翅片的计算区域

2.2 控制方程与边界条件

假定空气在翅片间的流动为三维不可压稳态层流,物性为常数,忽略黏性耗散和接触热阻,其连续方程、动量方程和能量方程分别为

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i u_j) = \mu \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_j} \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i T) = \frac{\lambda}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

式中: p 为压力; T 为温度; ρ 为空气的密度; C_p 为空气的比定压热容; μ 为空气的动力黏性系数; λ 为空气的导热系数。

计算边界条件定义如下:

$$\text{进口}(X \text{ 方向}) \quad u=\text{常数}, v=w=0, T_{\text{in}}=\text{常数} \quad (4)$$

$$\text{出口}(X \text{ 方向}) \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

$$\text{前后边界}(Y \text{ 方向}) \quad \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0, v=0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

$$\text{上下边界}(Z \text{ 方向}) \quad \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0, w=0, \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

式中: u, v, w 分别为 X, Y, Z 方向的速度。开缝处流体为周期性边界条件,管壁处温度为常数,速度为0。

2.3 数值计算方法与数据处理

控制方程采用有限差分法离散,对流项采用QUICK格式,压力速度耦合计算采用SIMPLE算法。经过网格独立性检验,最后采用 $300 \times 80 \times 16$ 网格进行计算。

雷诺数 Re 、努塞尔数 Nu 和摩擦因子 f 分别为

$$Re = \frac{V_{\text{max}} d}{\nu}; Nu = \frac{hd}{\lambda}; f = - \frac{\Delta p}{1/2 \rho V_{\text{max}}^2 L/d} \quad (8)$$

式中: V_{max} 为最小流通截面速度; ν 为空气的运动黏性系数; h 为翅片表面传热系数; Δp 为实验段进出口压差; L 为翅片沿流动方向的长度。

Z 方向的涡量强度定义如下

$$|\Omega_z| = \left| \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right| \quad (9)$$

当地场协同角 θ 与平均场协同角 θ_m 定义如下

$$\theta = \arccos \left(\frac{u \partial T / \partial x + v \partial T / \partial y + w \partial T / \partial z}{|U| |\text{grad} T|} \right) \quad (10)$$

$$\theta_m = \sum \frac{dV_i}{\sum dV_i} \theta_i$$

式中: dV_i 为流场内微元体积。

3 实验与数值模拟结果对比分析

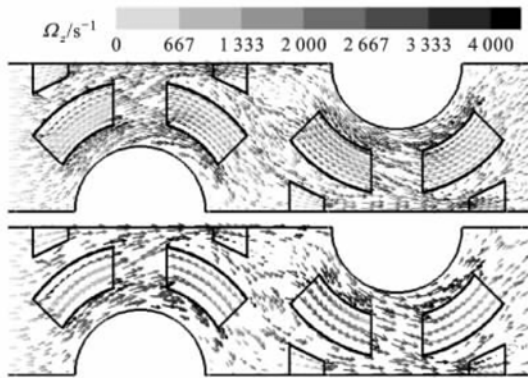
图4给出了入口风速为2 m/s时,分别由PIV红外实验和数值模拟得到的圆弧型与X型开缝翅片的时均化速度矢量场和温度场。从图中可以看出,由于翅片开缝,使得整个流场的涡量分布极不均匀,在翅片的开缝边缘处和开缝间狭的小缝隙处涡量强度高于周边区域,并且开缝周边的温度梯度明显大于其他区域,开缝处的冷却效果优于其他区域,强化了换热。从速度场图中还可以看出,圆弧型的开缝推迟了圆管后部绕流脱体的起点,改善了圆管背风侧的涡量场。相应地,从温度场图中可以看出,圆弧型开缝翅片在改善圆管背风侧的换热上优于X型开缝翅片。

图5和图6分别给出了由实验和数值模拟得到的两种翅片的 f 和 Nu 随 Re 的变化曲线。从图中可以看出,在 $Re=800 \sim 3400$ 的范围内,X型开缝翅片的 f 比圆弧型开缝翅片高6.79%~18.59%,而前者的 Nu 比后者高8.21%~11.1%。场协同理论认为,速度矢量与温度梯度方向的夹角大小反映了换热的强弱,夹角越小,换热越强。从图7可以看出,X型开缝翅片的平均场协同角在 $Re=800 \sim 3400$ 的范围内均小于圆弧型开缝翅片,表明X型开缝翅片的场协同性优于圆弧型开缝翅片,因此前者的换热性能优于后者。

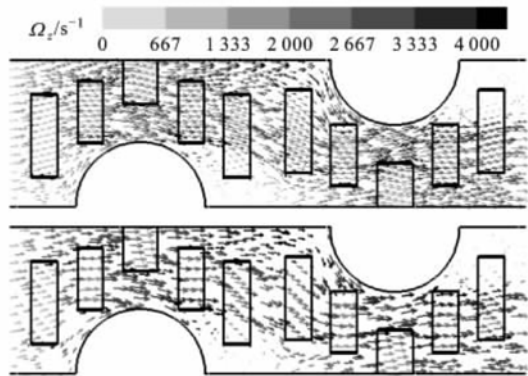
从以上的分析可以看出:扇形开缝条有利于减小流动阻力,同时配合圆弧型开缝布置可以改善圆管背风侧的涡量场和传热性能;矩形开缝条使流动间断发展,增加了流场的涡量强度,破坏了边界层,同时配合X型开缝布置可以改善速度场与温度场的协同性,从而使得其整体的换热性能优于圆弧型开缝布置。

4 开缝翅片结构优化设计

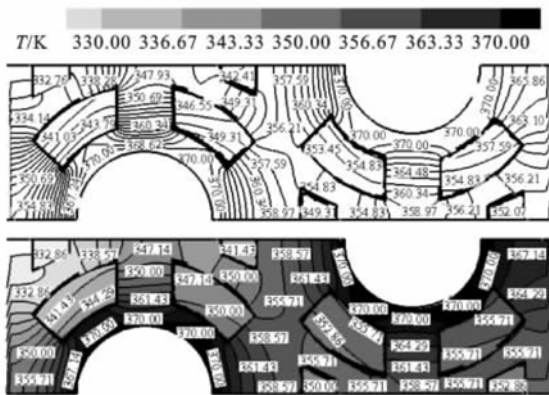
从图4~图6可以看出,数值模拟与实验的结果吻合得很好,误差范围为-5.21%~6.72%,计算程序可靠。因此,可以利用数值模拟研究优化设计出新的翅片。



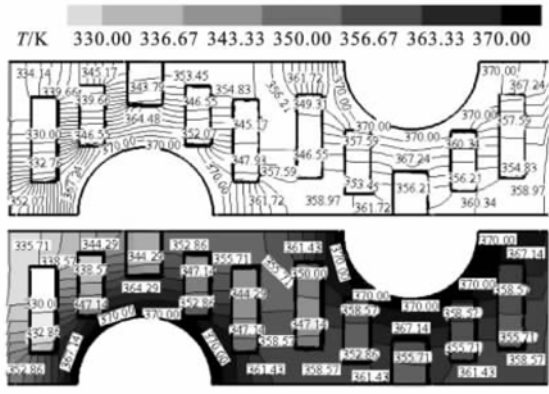
(a) 圆弧型开缝翅片速度场



(b) X 型开缝翅片速度场



(c) 圆弧型开缝翅片温度场



(d) X 型开缝翅片温度场

上图为模拟结果;下图为实验结果

图 4 入口风速为 2 m/s 时的速度场和温度场

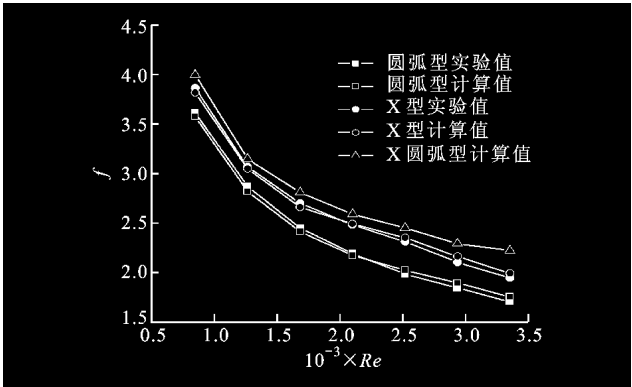


图 5 f 随 Re 的变化

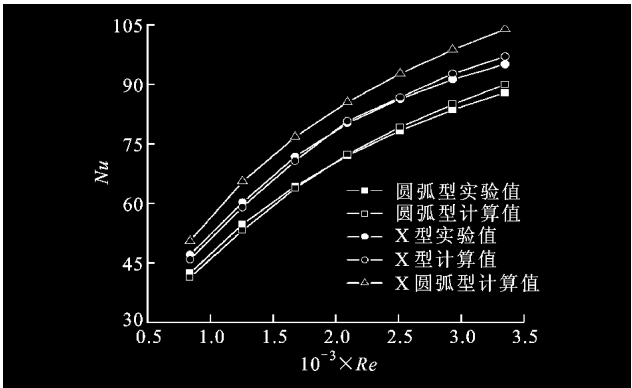


图 6 Nu 随 Re 的变化

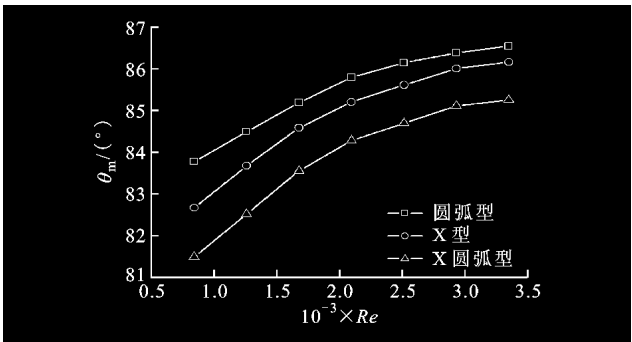


图 7 θ_m 随 Re 的变化

根据 PIV 红外实验以及数值模拟的结果,结合两种翅片结构的特点,设计了一种新型的开缝翅片(X 圆弧型).如图 8 所示,开缝条为矩形和扇形的结合,沿流动方向(X 方向)为扇形以减小阻力,垂直于流动方向(Y 方向)为矩形以破坏边界层,使流动间断发展,强化传热.开缝布置为 X 圆弧型的结合,沿圆管为圆弧型布置以改善圆管背风侧的涡量场和传热性能.两管之间为 X 型布置,以改善速度场和温度场的协同性.

图 9 为通过数值模拟得到的优化设计后的 X 圆弧型开缝翅片的速度场和温度场.与前两种开缝翅片相比,新设计的翅片增加了开缝的长度和密度,由于开缝处的涡量强度和温度梯度都大于周边区

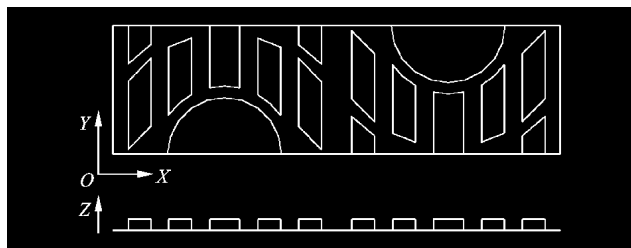


图8 X圆弧形开缝翅片结构示意图

域,故增加开缝长度和密度增强了整体的换热性能。同时,由图9还可以看出,优化后的开缝翅片改善了X型开缝翅片在圆管背风侧的涡量场和传热性能。从图5~图7可以看出,尽管由于开缝密度的提高使得X圆弧形开缝翅片的阻力较前两种翅片略有升高,但由于结合了两种开缝形式的优点,使得X圆弧型的开缝布置明显改善了速度场和温度场的协同性,因此其整体的换热性能优于前两种翅片。

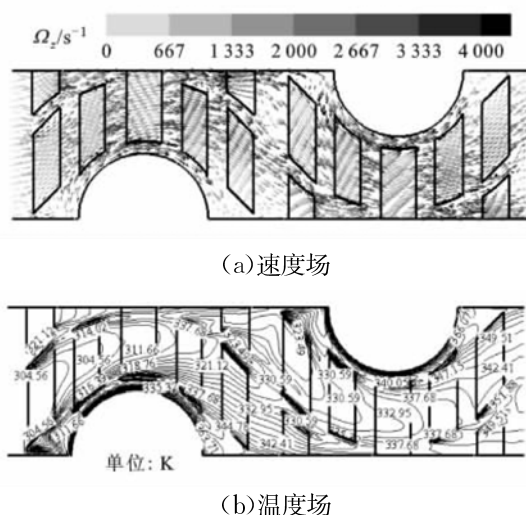


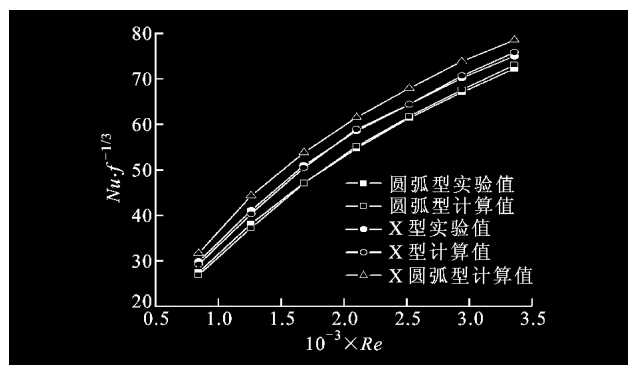
图9 X圆弧形开缝翅片的速度场和温度场

由于输送功率与速度的3次方成正比,本文以 $Nu/f^{1/3}$ 作为考虑传热和阻力两大因素后的强化传热评判准则^[6],其值越大,综合性能越好。从图10可以看出,3种翅片的综合性能随着 Re 的增加而提高,新设计的X圆弧形开缝翅片的综合性能在 $Re=800\sim 3\,400$ 的范围内较圆弧形开缝翅片提高了7%~15%,较X型开缝翅片提高了3%~9%。

5 结 论

(1)利用PIV和红外热成像可视化实验,得到了能够反映翅片流动和传热微观特性的流场和温度场,为数值模拟研究和翅片结构优化设计提供了实验依据。

(2)X型开缝翅片的场协同性和传热性能优于圆弧形开缝翅片,但后者的阻力小于前者,并且在改

图10 $Nu/f^{1/3}$ 随 Re 的变化

善圆管背风侧的涡量场和传热性能方面优于前者。

(3)结合X型和圆弧形两种开缝形式的优点设计出了新型的开缝翅片(X圆弧形),新设计的开缝翅片在场协同性和换热性上均优于前两种翅片。在 $Re=800\sim 3\,400$ 的范围内,新设计的X圆弧形开缝翅片的综合性能较圆弧形开缝翅片提高了7%~15%,较X型开缝翅片提高了3%~9%。

参考文献:

- [1] WANG C C, LEE W S, SHEU W J. A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(18): 3565-3573.
- [2] YUN J Y, LEE K S. Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(14): 2529-2539.
- [3] 李惠珍,屈志国,程永攀,等.开缝翅片流动和传热性能的实验研究及数值模拟[J].西安交通大学学报,2005,39(3):229-232.
LI Huizhen, QU Zhiguo, CHENG Yongpan, et al. Experimental and numerical study on heat transfer and fluid flow characteristics of slotted fin-and-tube heat transfer surfaces [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(3): 229-232.
- [4] Guo Z Y, Tao W Q, Shah R K. The field synergy principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(9): 1797-1807.
- [5] WATERWHEEL J. Fundamentals of digital particle image velocimetry [J]. Measurement Science and Technology, 1997, 8(12): 1392-1397.
- [6] 顾维藻,神家锐.强化传热[M].北京:科学出版社,1990:2-5.

(编辑 荆树蓉)