文章编号：0258-8013 (2009) 05-0072-06　中图分类号：TK 124　文献标志码：A　学科代码：470·10

叶片旋流管内核心流强化传热分析与结构优化

刘伟，明廷臻

(华中科技大学能源与动力工程学院，湖北省 武汉市 430074)

Analysis on Heat Transfer Enhancement in the Core Flow of a Tube Filled With Swirling Flow Vanes and Its Structure Optimization

LIU Wei, MING Ting-zhen

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

ABSTRACT: The conventional method of heat transfer enhancement for turbulent flow in tube is to increase the heat transfer area, but it will increase the pressure drop across the tube significantly. Based on the theory of heat transfer enhancement in the core flow in this article, a kind of vane-swirling flow tube with relatively higher heat transfer efficiency and lower flow resistance was presented in this paper, and accordingly the physical and mathematical models for the vane-swirling flow tube were established. Numerical simulation results show that significant effect of heat transfer enhancement for turbulent flow appears in the tube filled with certain amount of swirling flow units, while the increase amplitude of pressure drop is lower than that of enhanced heat transfer. When *Re* number is in the scope of 3 000~15 000, and water with normal temperature flows through the tube filled with 4 groups of 4-blade swirling flow units, the performance evaluation criteria numbers S_{PEC} are higher than 1.5, and the maximum S_{PEC} is around 1.9.

KEY WORDS: vane-swirling flow tube; turbulent flow; core flow; heat transfer enhancement

摘要：管内湍流强化传热方法一般是增加壁面换热面积，但这会显著提高管内流动阻力。本文根据管内核心流强化传热的原理，提出了一种高效低阻的叶片旋流管，分析其传热强化的机理，建立相应的物理和数学模型。数值分析的结果表明，在圆管内置若干组旋流叶片后，可显著强化管内湍流换热，且流动阻力的增幅低于换热强化的增幅；当常温水流过管长为 960 mm，管径为 20 mm 的圆管，且在管内核心流区域设置 4 组 4 叶片旋流单元时，其性能评价系数 S_{PEC} 在 *Re* 数为 3 000~15 000 的范围内均超过 1.5，最高可达 1.9 左右。

基金项目：国家重点基础研究发展计划项目(973 项目)(2007CB206903)。

The National Basic Research Program of China (973 Program) (2007CB206903).

关键词：叶片旋流管；湍流；核心流；传热强化

0　引言

换热器在电力、冶金、石化等行业中得到广泛的应用，而增强对流换热，减小流动阻力，是提高换热器综合性能的有效途径。对于单相对流管内湍流强化传热，目前经常采用的强化传热方法主要有减薄边界层厚度，增加壁面的换热面积，加强壁面附近流体的扰动等[1]。与之相应的强化传热管主要有：螺旋槽纹管、横槽纹管、纵槽管、多纵向涡强化管、内翅片管、低螺纹翅片管等[2-8]。这些方式主要是基于参与换热的传热表面，因而可称之为边界流传热强化或表面传热强化。但是，表面传热强化技术也存在一些弱点，例如对于管流而言，增加管内流体的速度梯度会产生较大的剪切力，增加连续扩展面会产生较大的粘性耗散，增加边界扰动会产生较大的动量耗散，因此，在强化边界流换热的同时，也会大幅提高流动阻力。若流动阻力增加过大，甚至有可能使传热恶化。

近些年出现了一些新的强化传热方法，例如在管束中心布置扭带[9]，以减少流动阻力。又如采用进口轴向叶片旋流器[10-11]，以加强管内中心流体的旋流与扰动，从而实现强化传热。此外，Mohamad 和 Pavel 等[12-13]通过在圆管中部分填充多孔介质，对管内层流充分发展段的强化传热特性进行了数值模拟。Wang 等[14]在矩形通道层流充分发展段内添加钎毛状插入物，并进行了传热和阻力特性的计算和实验。这些研究者都注意到对管内外中心流场的扰流，并通过均温来实现换热强化，但由于流动阻力较大的缘故，尚未见实际应用的报道。

Bejan 将管内流动分为边界流和核心流 2 个部

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

分[15]。基于此，刘伟等为提高管内层流充分发展段传热与流动的综合性能，提出了与传统的边界流传热强化方法不同的管内核心流强化传热原理[16-17]，并建立了多孔介质核心流传热强化模型。这一原理在方法上可归纳为：1）保持管内核心流的温度均匀；2）减少对管壁附近流体的扰动；3）不显著增加流场的速度梯度；4）避免在边壁上设置连续扩展面。文献[18-19]的数值研究表明：在管内层流核心流内填充高导热系数、高孔隙率和高填充比的多孔介质对提高强化传热管的综合性能十分有利。此外，核心流传热强化的方法也可推广到管内层流非充分发展段多孔介质传热强化的场合。

然而，与层流相比，管内湍流换热的工程应用更为普遍。为此，在管内湍流核心流区域布置若干组叶片旋流单元，每组叶片旋流单元用细杆连接，旋流叶片的顶端与圆管壁面有一定的距离。为了分析叶片旋流单元的组数以及叶片的片数对管内湍流流动与传热特性的影响，本文基于管内核心流传热强化的原理[16]，将管内层流核心流充填多孔介质的均温方法拓展为对管内湍流核心流的旋流扰动，从而既实现管内的换热强化，又不过多增加流动阻力。此外，为了减少流体对叶片旋流单元产生的扭矩功耗，采用了等截面弯扭叶片的设计模式。

1　数学物理模型

在内径为 20 mm，管长为 960 mm 的圆管核心流区域均匀地布置数个轴向叶片旋流单元，流体介质为水，考察管内的湍流流动与传热特性。如图 1 所示，叶片旋流单元有 4 个弯扭叶片，叶片扭角为

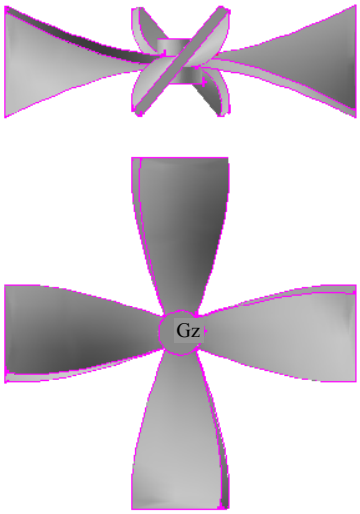


图 1　4 叶片旋流单元模型

Fig. 1　Model of 4-blade swirling flow unit

50°，叶片为等截面，厚 0.5 mm，叶片端部宽 5 mm，距中心高 8 mm，支撑叶片的中轴直径 2 mm。数值计算时，取 *Re* 数范围为 3 000~15 000。

对于管内湍流，本文在数值计算时采用的连续性方程、动量方程、能量方程以及标准κ-ε方程的数学表述如下。

连续性方程：

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{1}$$

湍流动量方程、能量方程和标准κ-ε方程可写成如下通用形式：

$$\frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w\phi)}{\partial z}=\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial z}\right)+S \tag{2}$$

式中，广义扩散系数 Γ 的定义如表 1 所示，源项的定义如表 2 所示。表 1 和表 2 中常数的确定及 G_κ 的选取参见文献[20]。

表 1　广义扩散系数的定义

Tab. 1　Definition of generalized diffusion coefficient

类别	Γ的定义
u，v，w	$\mu_{\mathrm{eff}}=\mu+\mu_{\mathrm{t}}$
κ	$\mu+\mu_{\mathrm{t}}/\sigma_\kappa$
ε	$\mu+\mu_{\mathrm{t}}/\sigma_\varepsilon$
T	$\mu/Pr+\mu_{\mathrm{t}}/\sigma_T$

表 2　源项的定义

Tab. 2　Definition of source term

类别	S 的定义
u	$-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial v}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial w}{\partial x}\right)$
v	$-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial u}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial w}{\partial y}\right)$
w	$-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial u}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial v}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial w}{\partial z}\right)$
κ	$\rho G_\kappa-\rho\varepsilon$
ε	$(c_1\rho G_\kappa-c_2\rho\varepsilon)\kappa/\varepsilon$
T	0

在分析管内流体的阻力及换热特性时，阻力系数 f 由下式计算：

$$\Delta P=f\frac{L}{d}\cdot\frac{\rho V_m^2}{2} \tag{3}$$

式中：ΔP 为圆管的进出口压降；换热系数 h 和 Nu 数由下式计算：

$$h=\frac{Q}{\pi dL(T_w-T_f)} \tag{4}$$

$$Nu=\frac{hd}{\lambda} \tag{5}$$

式中：d 为管内径；L 为管长；Q 为流体与管壁间

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

的对流换热量。

换热与阻力的综合性能评价系数 S_{PEC} 数的定义式取为[21]

$$S_{PEC}=\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{6}$$

计算模型的边界条件为：给定均匀进口速度和进口温度；给定出口压力；管壁热流 15 000 W/m^2，旋流叶片表面绝热。计算时采用标准 湍流模型，压力与速度的耦合采用 SIMPLE 方法，差分格式采用二阶迎风差分。当管内布置 3 组叶片旋流单元时，网格数约为 150 万个，此时的数值模拟结果具有网格独立性。

2 计算结果与分析

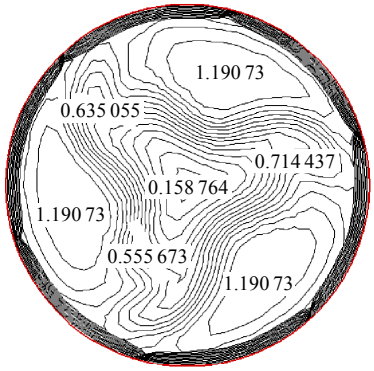
2.1 强化传热管的换热与阻力特性

根据管内核心流传热强化的原理，在垂直于管轴线方向的任意截面上，若核心流的扰动越充分，则流体的温度越均匀，管壁附近的温度梯度越大，流体与壁面之间的对流换热也就越强。

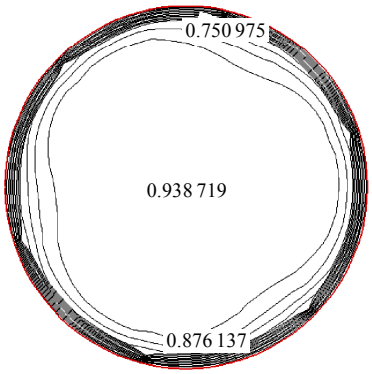
由图 2 所示，在管内均匀布置了 4 组 3 叶片旋流单元后，在叶片旋流单元下游 10 mm 处，核心流已呈现出较为对称的旋流，说明流体已被有效地扰动，而在叶片旋流单元下游 150 mm 处，核心流的速度场已较为均匀。图 3 则显示了在管内相应位置的温度场，沿轴线方向管截面中心处的流体温度也较为均匀，从而使得管壁附近流体的温度梯度显著提高，流体的换热得以强化。

图 4~6 所示为管内分布设置 3 叶片旋流单元时强化传热管的换热与阻力特性计算结果。

由图 4 可见，与光管相比，强化管的换热特性显著增强，而且，随着 *Re* 数的增加，*Nu* 数呈线性增加趋势。此外，若 *Re* 数为 15 000，在管内沿程均匀布置 3~6 个旋流单元时，强化传热管的 *Nu* 数比光管均增加了 100%以上。这是因为内置叶片旋流单元后，在管内核心流区域产生了旋流，同时还产生了垂直于主流方向的二次流，使得流体的扰动非常充分，于是增强了核心流的均温性。



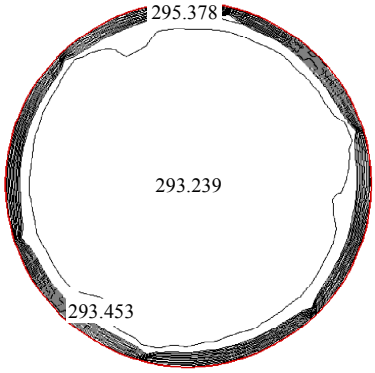
(a) 叶片旋流单元下游 10 mm 处的速度场



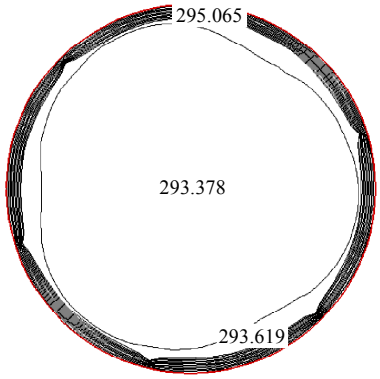
(b) 叶片旋流单元下游 150 mm 处的速度场

图 2 3 叶片旋流单元下游 10 mm 和 150 mm 处的速度场(m/s)

Fig. 2 Velocity distribution at 10 mm and 150 mm behind the 3-blade swirling flow unit in the tube (m/s)



(a) 叶片旋流单元下游 10 mm 处的温度场



(b) 叶片旋流单元下游 150 mm 处的温度场

图 3 3 叶片旋流单元下游 10 mm 和 150 mm 处的温度场(K)

Fig. 3 Temperature distribution at 10mm and 150mm behind the 3-blade swirling flow unit in the tube (K)

图 5 显示了采用 3 叶片旋流单元强化传热管的阻力特性计算结果。由图可见，在 *Re* 数较低时，阻力系数增加得并不太多，其增幅低于 *Nu* 数的增幅。若采用 4 组叶片旋流单元，当 *Re* 数达到 15 000 时，阻力系数 *f* 的增幅约为 100%，比 *Nu* 数的增幅要小。由此可见，根据管内核心流传热强化的原理，

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

设计并应用图 1 所示的等截面弯扭叶片旋流单元，既可在管内实现流体的旋流和二次流，也不至于使流动阻力增加太大，与进口叶片旋流器[10-11]相比，有了实质性的改进。

此外，由图 5 可见，当叶片旋流单元超过 3 组以后，随着单元组数的增加，流动阻力也明显增加。因此，需要结合图 4、5，选择合适的叶片旋流单元组数，在不过大增加流动阻力的同时，使强化传热管的换热性能得以提高。

图 6 给出了采用 3 叶片旋流单元强化传热管的

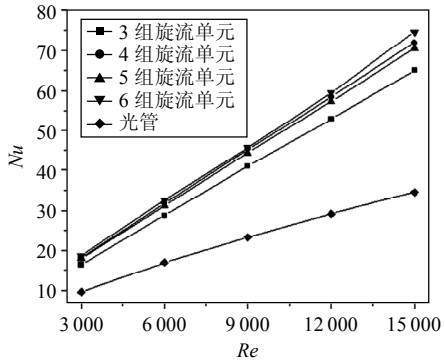


图 4　3 叶片旋流单元强化传热管的 *Nu* 随 *Re* 的变化

Fig. 4　Variation of *Re* number on *Nu* number of heat transfer enhancement tube with 3-blade swirling flow units

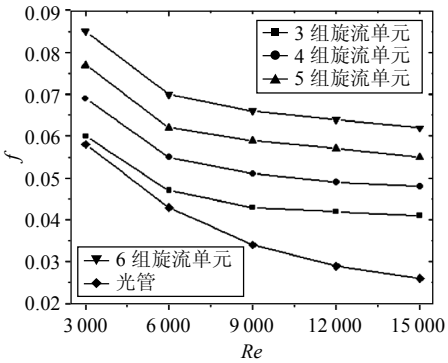


图 5　3 叶片旋流单元强化传热管的阻力系数 *f* 随 *Re* 的变化

Fig. 5　Variation of *Re* number on the *f* of heat transfer enhancement tube with 3-blade swirling flow units

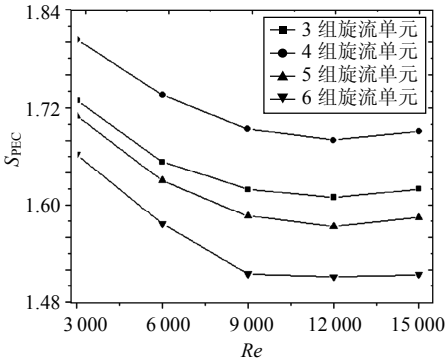


图 6　3 叶片旋流单元强化传热管的 S_{PEC} 数随 *Re* 的变化

Fig. 6　Variation of *Re* number on S_{PEC} number of heat transfer enhancement tube with 3-blade swirling flow units

S_{PEC} 数计算结果。由图可见，强化传热管的 S_{PEC} 数均大于 1.5，且旋流单元的组数对 S_{PEC} 数的影响较为显著。当叶片旋流单元数为 4 以及 *Re* 数为 3 000 时，强化传热管的 S_{PEC} 数达到了 1.8。而当叶片旋流单元数多于或少于 4 时，强化传热管的 S_{PEC} 数会明显减小。因此，对于 3 叶片旋流单元，在内径为 20 mm，长度为 960 mm 的管内布置 4 组叶片旋流单元时，强化传热管的 S_{PEC} 数较高。

由上可见，叶片旋流单元的单元数及其旋流单元在管内的分布特性对流动阻力的影响较大，对于实际应用，它是 1 个重要的设计参数。

2.2　叶片数和单元数的优化

图 7~9 为在圆管内布置 4 叶片旋流单元时，流体换热与阻力特性的计算结果。

由图 7 可见，与 3 叶片旋流单元相比，4 叶片旋流单元强化传热管的 *Nu* 数明显增加，而且，随 *Re* 数的增加，也呈现出线性增加趋势。增加叶片旋流单元数，流体沿程的旋流扰动更为充分，核心流的温度更加均匀，管壁附近流体的温度梯度加大，*Nu* 数增加，但流动阻力将随之增加。

图 8 为不同单元数的 4 叶片旋流单元强化管的

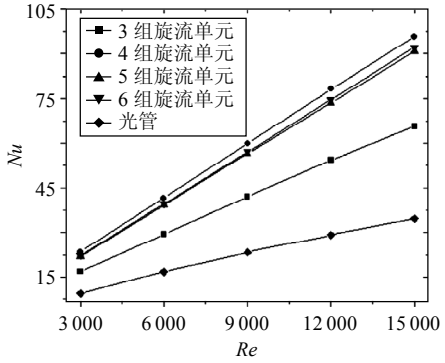


图 7　4 叶片旋流单元强化传热管的 *Nu* 随 *Re* 的变化

Fig. 7　Variation of *Re* number on *Nu* number of heat transfer enhancement tube with 4-blade swirling flow units

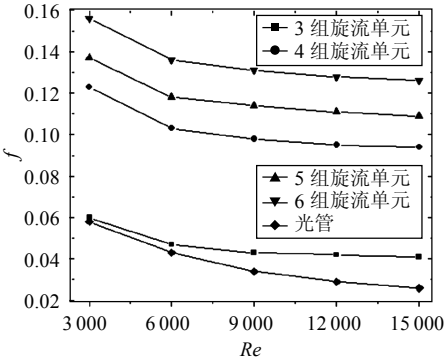


图 8　4 叶片旋流单元强化传热管的 *f* 随 *Re* 的变化

Fig. 8　Variation of *Re* number on the *f* of heat transfer enhancement tube with 4-blade swirling flow units

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

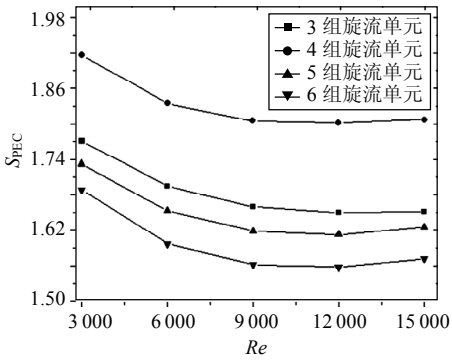


图 9 4 叶片旋流单元强化传热管的 S_{PEC} 数随 *Re* 的变化

Fig. 9 Variation of *Re* number on S_{PEC} number of heat transfer enhancement tube with 4-blade swirling flow units

流体阻力特性的计算结果。图中可见，4 叶片旋流单元强化传热管的阻力系数 *f* 随 *Re* 数的增加而降低，而且，随旋流单元数的变化非常显著。当强化传热管内为 3 组旋流单元时，其阻力系数增加较小，而当强化传热管内的旋流单元超过 4 个后，其阻力系数增加较为显著。这是因为当叶片旋流单元数较少时，管内扰流段减少，已产生的流体旋流会沿程发生衰减，流体的流动阻力也相应减少的缘故。

图 9 为不同组数的 4 叶片旋流单元布置于管内时，强化传热管的综合性能计算结果。图中可见，当管内布置 4 组旋流单元时，其换热与阻力的综合性能最佳，且明显高于其它组数的旋流单元强化传热管。当 *Re* 数为 3 000 时，内置 4 组旋流单元强化传热管的 S_{PEC} 数可达 1.92，而当 *Re* 数为 15 000 时，S_{PEC} 数也不低于 1.8。由此可见，内置旋流叶片的强化传热管具有较大的工程应用潜力。

图 10~12 显示了在圆管内置 4 组叶片旋流单元，每一旋流单元的叶片数为 3 个或 4 个时的换热与阻力特性计算结果。

可见，采用 4 叶片旋流单元强化传热管的 *Nu* 数和阻力系数都明显高于采用 3 叶片旋流单元的强

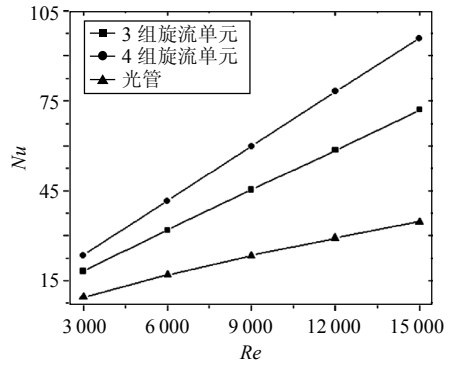


图 10 4 组旋流单元时叶片数对强化传热管 *Nu* 数的影响

Fig. 10 Effect of blade number on *Nu* number of heat transfer enhancement tube with 4 groups of swirling flow units

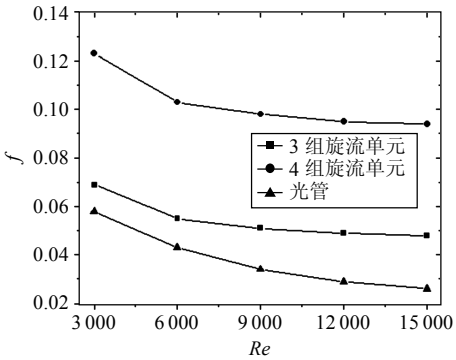


图 11 4 组旋流单元时叶片数对强化传热管 *f* 的影响

Fig. 11 Effect of blade number on the *f* of heat transfer enhancement tube with 4 groups of swirling flow units

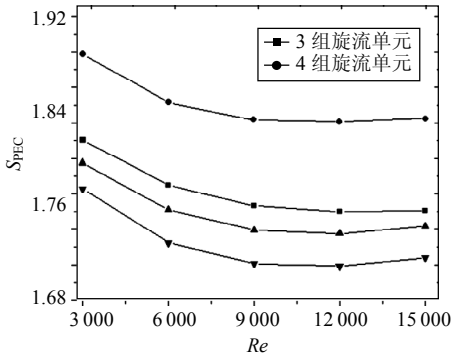


图 12 4 组旋流单元时叶片数对强化传热管 S_{PEC} 数的影响

Fig. 12 Effect of blade number on S_{PEC} number of heat transfer enhancement tube with 4 groups of swirling flow units

化传热管，但前者的 S_{PEC} 数明显高于后者。这是因为：若叶片旋流单元的组数相同，4 叶片旋流单元能更加充分地混合管内核心流区域的流体，流体旋流的效果更好，从而提高了核心流的均温性。尽管在提高流体均温性的同时，也增加了一定的流动阻力，但从综合效果来看，增加流动阻力的代价可以通过强化换热的收益来补偿。

3 结论

1）根据核心流传热强化的原理，在管内均匀布置等截面弯扭叶片旋流单元可以显著强化湍流换热，与此同时，流体流动阻力的增幅低于流体与管壁之间换热强化的增幅。

2）管内旋流叶片的单元数以及每一旋流单元的叶片数对强化传热管的换热与阻力特性影响明显，在 *Re* 数为 3 000~15 000 的范围内，其 S_{PEC} 数均超过 1.5，在较低 *Re* 数时可达 1.9 左右。

3）对于管长为 960 mm 以及管径为 20 mm 的圆管，在管内核心流区域布置 4 组 4 叶片旋流单元时，其综合性能明显优于其它组数和叶片数的叶片旋流强化传热管。

本文数值模拟结果对叶片旋流管内核心流强

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

化传热实验及其工程开发设计具有指导意义。

参考文献

[1] Webb R L，Kim N H．Principles of enhanced heat transfer[M]．New York：Baker and Taylor Books，1994：5-10．

[2] 唐人虎，尹飞，陈听宽．超临界变压运行直流锅炉内螺纹管螺旋管圈水冷壁的传热特性研究[J]．中国电机工程学报，2005，25(16)：90-95．
Tang Renhu，Yin Fei，Chen Tingkuan．An investigation on heat transfer characteristics of spiral wall with internal rib in supercritical sliding-pressure operation once-through boiler[J]．Proceedings of the CSEE，2005，25(16)：90-95(in Chinese)．

[3] 崔海亭，袁修干，姚仲鹏，等．异形凹槽螺旋槽管传热及流动阻力的实验研究[J]．中国电机工程学报，2003，23(6)：217-220．
Cui Haiting，Yuan Xiugan，Yao Zhongpeng，et al．Experimental investigation on the heat transfer and flow resis-tance characteristics of a special-shaped spirally fluted tubes[J]．Proceedings of the CSEE，2003，23(6)：217-220(in Chinese)．

[4] 吴峰，王秋旺．脉动流条件下带突起内翅片管强化传热数值研究[J]．中国电机工程学报，2007，27(35)：108-112．
Wu Feng，Wang Qiuwang．Numerical simulation on heat transfer enhancement inside internally longitudinal protuberant finned tube under pulsating flow[J]．Proceedings of the CSEE，2007，27(35)：108-112(in Chinese)．

[5] 徐志明，杨善让，甘云华．横纹管污垢性能的实验研究[J]．中国电机工程学报，2005，25(5)：159-163．
Xu Zhiming，Yang Shanrang，Gan Yunhua．Experimental investigation on the fouling performance of the transversally corrugated tube[J]．Proceedings of the CSEE，2005，25(5)：159-163(in Chinese)．

[6] Ventsislav Z．Enhancement of heat transfer by a combination of three-start spirally corrugated tubes with a twisted tape[J]．International Journal of Heat and Mass Transfer，2001，44(3)：551-574．

[7] Yilmaza M，Comaklia O，Yapici S．Enhancement of heat transfer by turbulent decaying swirl flow[J]．Energy Conversion and Management，1999，40(13)：1365-1376．

[8] Bergles A E．ExHFT for fourth generation heat transfer technology [J]．Experimental Thermal and Fluid Science，2002，26(2-4)：335-344．

[9] 周永洪，邓先和，何兆红，等．旋流片强化传热的数值模拟与场协同分析[J]．化工学报，2007，58(10)：2437-2443．
Zhou Yonghong，Deng Xianhe，He Zhaohong，et al．Numerical simulation and analysis with field synergy of heat transfer enhancement by twisted-leaf support[J]．Journal of Chemical Industry and Engineering，2007，58(10)：2437-2443(in Chinese)．

[10] 吴慧英，程惠尔，帅仁俊，等．进口轴向叶片旋流器强化管内换热的研究[J]．中国电机工程学报，1999(4)：46-50．
Wu Huiying，Cheng Huier，Shuai Renjun，et al．Research on the heat transfer enhancement by the inlet axial vane swirler in a tube[J]．Proceedings of the CSEE，1999(4)：46-50(in Chinese)．

[11] 吴慧英，程惠尔，童均耕，等．进口轴向叶片旋流器管内阻力和换热的研究[J]．热能动力工程，1999(1)：14-16．
Wu Huiying，Cheng Huier，Tong Jungeng，et al．A study of the in-tube resistance and heat exchange of an inlet axial vane swirler[J]．Journal of Engineering for Thermal Energy and Power，1999(1)：14-16(in Chinese)．

[12] Mohamad A A．Heat transfer enhancements in heat exchangers fitted with porous media．Part I：constant wall temperature[J]．International Journal of Thermal Science，2003，42(4)：385-395．

[13] Pavel B I，Mohamad A A．An experimental and numerical study on heat transfer enhancement for gas heat exchangers fitted with porous media[J]．International Journal of Heat and Mass Transfer，2004，47(23)：4939-4952．

[14] Wang S，Guo Z Y，Li Z X．Heat transfer enhancements by using metallic filament insert in channel flow[J]．International Journal of Heat and Mass Transfer，2001，44(7)：1373-1378．

[15] Bejan A，Kraus A D．Heat transfer handbook[M]．New Jersey：John Wiley and Sons，2003：395-398．

[16] Liu W，Yang K，Nakayama A．Enhancing heat transfer in the core flow by forming an equivalent thermal boundary layer in the fully developed tube flow[C]．Sixth International Conference on Enhanced，Compact and Ultra-compact Heat Exchangers：Science，Engineering and Technology，Potsdam，Germany，2007．

[17] Liu Wei，Yang Kun．Mechanism and numerical analysis for heat transfer enhancement in the core flow along a tube[J]．Science in China Series E：Technological Science，2008，51(8)：1195-1202．

[18] 杨昆，刘伟．管内层流充分发展段等效热边界层的构造及其场协同分析[J]．工程热物理学报，2007，28(2)：283-285．
Yang Kun，Liu Wei．Forming an equivalent thermal boundary layer for fully-developed laminar tube flow and its field synergy analysis [J]．Journal of Engineering Thermophysics，2007，28(2)：283-285(in Chinese)．

[19] 刘伟，明廷臻．管内核心流分层填充多孔介质的传热强化分析[J]．中国电机工程学报，2008，28(32)：66-71．
Liu Wei，Ming Tingzhen．Analysis for heat transfer enhancement in the core flow of a tube filled with porous media at different layers[J]．Proceedings of the CSEE，2008，28(32)：66-71(in Chinese)．

[20] 陶文铨．数值传热学[M]．第二版．西安：西安交通大学出版社，2001：248-252．

[21] Promvonge P，Eiamsa A S．Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator[J]．Energy Conversion and Management，2006，47(18-19)：2867-2882．

刘伟

收稿日期：2008-08-21。

作者简介：

刘伟(1956—)，男，教授，博士生导师，从事工业设备节能、强化传热技术以及新能源发电与利用技术的研究，w_liu@hust.edu.cn；

明廷臻(1976—)，男，博士，讲师，从事工业设备节能、强化传热技术以及新能源发电与利用技术的研究。

(编辑　张媛媛)

?1994-2014 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net