

## 多种平直开缝翅片换热特性的数值研究

杜 鹃<sup>1,2</sup> 钱作勤<sup>1</sup> 陈 昌<sup>1</sup> 代中元<sup>1</sup> 刘江伟<sup>1</sup>

(1. 武汉理工大学能源与动力学院, 武汉, 430063; 2. 湖北工业大学商贸学院, 武汉, 430079)

**摘要:**采用有限体积法商业软件 FLUENT, 应用 SIMPLE 算法对某管翅式换热器平直开缝翅片的换热特性进行了数值研究, 并提出了多种改进翅片模型。将这些改进模型与原模型在相同仿真条件下进行 3D 数值对比分析, 结果表明:翅片的形状、开缝位置对翅片的总换热量、平均压降和阻力系数等均有影响;在来流速度为 5 m/s 时,“前疏后密”的双向开缝翅片可使传热提高 11.8%, 压降上升 15.7% 左右;双耳结构的旋转型翅片在  $Re=2\ 400\sim 8\ 400$  时, 可使传热提高 5%~8.28%, 压降仅提高 0.25%~0.83%, 综合性能最佳, 为管翅式换热器翅片的设计提供了有益的参考。

**关键词:**管翅式换热器;平直翅片;开缝翅片;传热;数值模拟

**中图分类号:**TK123      **文献标志码:**A      **文章编号:**1005-2615(2014)04-0612-06

## Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Plate Slit Fins

Du Juan<sup>1,2</sup>, Qian Zuoqin<sup>1</sup>, Chen Chang<sup>1</sup>, Dai Zhongyuan<sup>1</sup>, Liu Jiangwei<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan, 430063, China;

2. Business College, Hubei University of Technology, Wuhan, 430079, China)

**Abstract:** The airside performance of a fin-and-tube heat exchanger with flat slotted fin shape is investigated by using a commercial code FLUENT based on the finite volume method implementing SIMPLE algorithm, and a variety of improved fin models are proposed. Three-dimensional numerical results of the improved model and the original model are compared in the same simulation conditions. It is demonstrated that the fin shape and the slotted position have influence on heat transfer rate, average pressure drop and resistance coefficient; two-way slotted fin, which is front sparse and behind intensive, can make the heat transfer rate improve about 11.8% and the pressure loss rise about 15.7% when the frontal velocity is 5 m/s; the rotary type of fin with double-ear structure can make heat transfer rate increase by 8.28% and pressure drop only increase by 0.25%—0.83% when  $Re=2\ 400\sim 8\ 400$ , which has the best comprehensive performance, hence provides a beneficial reference for the fin design of the fin-and-tube heat exchanger.

**Key words:** fin-and-tub heat exchanger; plate-fin; slit-fin; heat transfer; numerical simulation

换热器是关键的热交换设备, 而平翅片管翅式换热器以其结构紧凑、高效耐用、制造工艺简单等优点被广泛应用于工业生产, 如制冷业, 成为目前主要的换热元件<sup>[1]</sup>。一般来讲, 管翅式换热器主要是进行制冷剂-空气间的热交换, 而空气侧热阻在整个热阻中起主导作用<sup>[2-3]</sup>, 因此, 为了提高换热性能

常常采用增大翅片的换热面积、不断更新热边界层进行强化传热, 典型的有波纹表面、百叶窗表面、翅片开缝及具有扰流发生器的表面<sup>[4-7]</sup>。但是, 这种换热性能的增强往往是以损失一定的压力降作为代价的。因此, 如何在最小的压力降下提高翅片管的换热性能成了目前翅片研究的主要问题。人们

**基金项目:**国家自然科学基金(41276196)资助项目。

**收稿日期:**2013-03-21; **修订日期:**2013-08-29

**通信作者:**杜鹃, 女, 博士研究生, 讲师, E-mail: dujuan826@gmail.com。

针对翅片形状、间距、管径及管排方式等因素对换热的影响做了大量的实验研究<sup>[8-13]</sup>。近十几年来,数值模拟研究工作随着计算机能性的提高在逐步增多。本文以某种型号的叉排管翅式换热器翅片为研究对象,借助 ProE 4.0 软件,建立了三维物理模型,并应用 FLUENT 软件进行了数值模拟研究。通过与已有文献的实验结果的对比,验证了本模型及方法的正确性。进一步计算得到了该模型的换热及阻力特性,在此基础上提出了 10 种不同形状和开缝位置的改进型平直翅片,并与原翅片的换热特性和压力损失进行了数值比较分析,得出了综合性能最佳的双耳型结构的翅片。在相同的结构尺寸与仿真条件下,改进后的双耳型翅片,在  $Re=2\ 400\sim 8\ 400$  时,换热量比原翅片提高  $5\%\sim 8.28\%$ ,压降增加不超过  $0.25\%\sim 0.83\%$ 。在此基础上总结出翅片表面几何形状、开缝位置对总换热量及压力降等影响的一般规律,为管翅式换热器翅片的设计提供了有价值的参考,大大地降低了实验成本。

### 1 物理模型

本文以大小为  $137\text{ mm}\times 70\text{ mm}\times 7.5\text{ mm}$  (5 行 3 列 2 层)的翅片作为模型的计算域,在叉排布置方式下进行仿真分析,并与其他改进后的模型进行仿真结果对比。翅片基本几何参数如表 1 所示。

表 1 翅片基本几何参数

Tab. 1 Basic geometric parameters of the fin

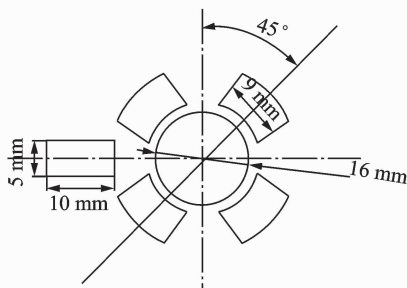
mm							
管外径 $D_o$	管壁厚 $d$	纵向管 间距 $P_1$	横向管 间距 $P_2$	翅片 间距 $F_p$	翅片 厚度 $\delta_f$	开缝 高度 $h$	翅片 长度 $L$
16	2	30.31	35	2.5	0.2	1	137

换热器采用铜管,管内介质为冷却水,空气在相邻翅片形成的通道内流动。其原模型的结构和仿真 3D 图如图 1 所示,其他 10 种改进型模型表面结构如图 2 所示,其中,A~F 模型均为对称开缝,开缝高度与原模型相同,开缝的位置和密度均不同,凸起的形状也不同,其中,A,B,C 模型为矩形凸起;D 模型为宽度相同长度不同的矩形凸起;E 模型为园弧形凸起;F 模型为刀状矩形凸起;G 模型为等腰梯形凸起; $K_1$  模型是单面,前疏后密型; $K_2$  模型是双面,前疏后密型; $K_3$  模型为单面,后疏前密型。

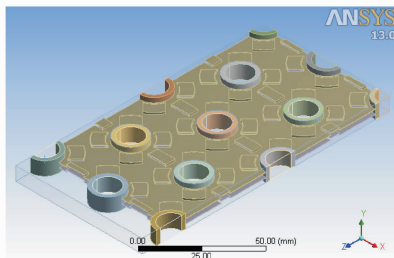
### 2 数学模型与基本假设

#### 2.1 数学模型

本文中的流体均可视为不可压(气体的压强变



(a) 表面结构图



(b) 3D 仿真图

图 1 原模型翅片

Fig. 1 Fins of the original model

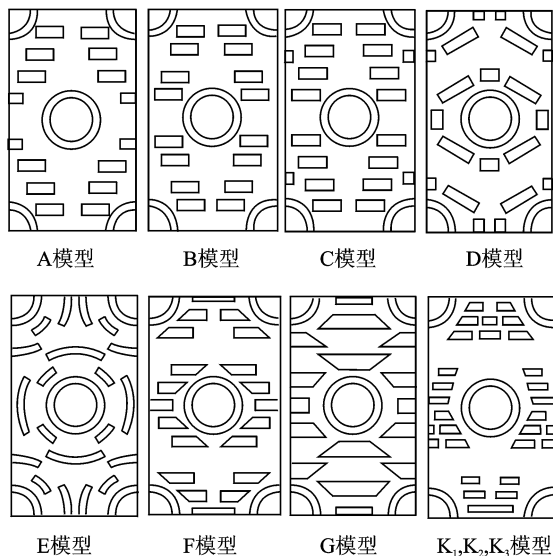


图 2 10 种改进后模型表面结构

Fig. 2 Ten kinds of improved surface structures

化相对较小),采用基于压力求解器;3D 单精度;定常流动;绝对速度;因涉及传热计算,故打开能量方程;由于翅片与流道内的空气是固-流耦合换热,计算采用  $k$ -Epsilon(2 eqn) 模型,近壁面采用标准壁面函数;压力和速度解耦采用 SIMPLE 算法;动量、能量以及湍流参量的离散方法采用二阶迎风格式;亚松弛因子等均按默认设置。

计算各物理量的定义如下:雷诺数  $Re = \rho u_m D_h / \mu$ ,努塞尔特数  $Nu = h D_h / \lambda$ ,其中, $u_m$  为流

道最小截面处的流速,  $\mu$  为动力粘度,  $D_h$  为水力直径,  $\lambda$  为传热膜系数,  $L$  为流动方向的翅片长度,  $\Delta P$  为进出口平均压降。传热计算过程中流体的参考温度  $T_{ref}$  为进出口对数平均温度差

$$T_{ref} = \frac{\bar{T}_{in} - \bar{T}_{out}}{\ln(\bar{T}_{in}/\bar{T}_{out})} \quad (1)$$

平均温度和横截面上的平均压力定义为

$$\bar{T} = \frac{\iint_A u T dA}{\iint_A u dA}, \quad \bar{p} = \frac{\iint_A p dA}{\iint_A dA} \quad (2)$$

总的传热量, 压力降和换热系数定义为

$$Q = \dot{m} c_p (\bar{T}_{in} - \bar{T}_{out}), \Delta P = \bar{p}_{in} - \bar{p}_{out} \quad (3)$$

$$h = \frac{Q}{A \Delta T} = \frac{q}{T_w - T_{ref}} \quad (4)$$

式中:  $\bar{T}_{in}$ ,  $\bar{T}_{out}$ ,  $\bar{p}_{in}$ ,  $\bar{p}_{out}$  为进出口的平均温度和平均压降;  $\bar{T}_w$  为翅片表面温度。

## 2.2 基本假设

- (1) 流体、圆管、翅片材料为常物性。
- (2) 流体为牛顿不可压缩流体; 流动为定常流动, 流动方式为湍流。
- (3) 流体在壁面处无滑移。

## 3 数值求解

### 3.1 网格划分

网格质量好坏直接影响计算结果的精度。本文仿真模型整体采用四面体为主的非结构性格(除换热管的六面体外), 综合整体尺寸和翅片厚度的考虑, 采用全局网格控制网格单元为 0.5 mm。最终 11 个模型的节点数约为 9 500 000, 单元数在 4 500 000 左右。原模型网格图如图 3 所示。

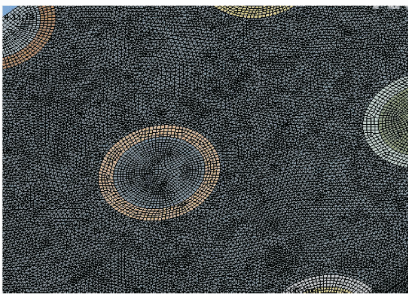


图 3 原模型网格图

Fig. 3 Grid of the original model

### 3.2 边界条件设置

空气入口采用速度入口, 大小为 5 m/s, 温度为 70 °C; 出口处采用压力出口, 压力边界为 3 kPa; 水侧入口采用速度入口, 大小为 2 m/s, 温度为

32 °C; 出口处采用压力出口, 压力边界为 0.4 MPa; 空气上下表面, 左右表面, 水侧剖面均定义为对称边界; 其他未定义面默认为壁面。

### 3.3 可行性验证

首先采用 FLUENT 软件计算迎面风速的变化范围为 1~8 m/s 下相同尺寸平直翅片的压差与平均 Nusselt 数, 并与文献[14]提出的实验关联式计算结果进行对比, 结果如图 4 所示。该关联式是在整理了 74 种平直翅片的实验数据基础上得出的, 其 85.1% 压差数据和 88.6% 的换热数据的偏差均不超过 15%, 是目前为止所有平直翅片的实验关联式中范围最广、精度最高的关联式。

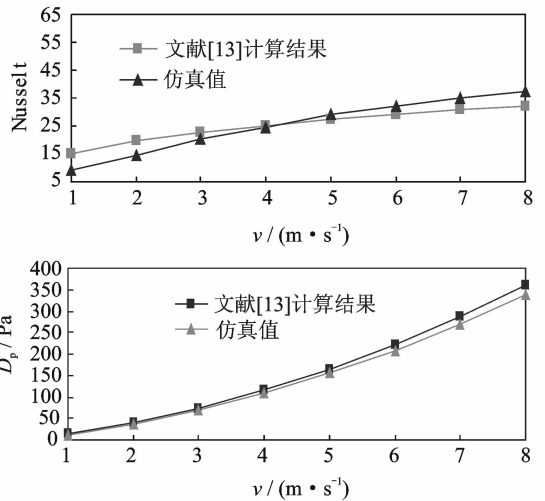


图 4 仿真计算与实验关联式<sup>[14]</sup>的比较

Fig. 4 Comparison of the simulation calculation and the experimental relation<sup>[14]</sup>

从图 4 可以得知, 在迎风速度 1~8 m/s 的范围内, 压差的最大偏差为 6%, 而 90% 的 Nusselt 数据偏差不得超过 14%, 符合程度较好, 说明本文建立的数学模型以及采用的数值方法是可靠的。

## 4 数值模拟结果与分析

### 4.1 翅片形状分析

图 5 分别给出了原模型和所有其他翅片模型的空气速度流线图。

从以上速度流线图分布可知, 不同的翅片结构可以改变翅片间流体的流动状态, 进而改变整个翅片组系统的换热效果和整体温度分布。不难看出, E 模型经过翅片凸起的导流后, 相应部位流体的流速最快, 因而换热效果最好; A、D、F 模型为较佳翅片结构形式; 各模型的换热管背部均形成了大小不一的回流区, 除了 B、C、K<sub>3</sub> 模型出现扰流以外, 其

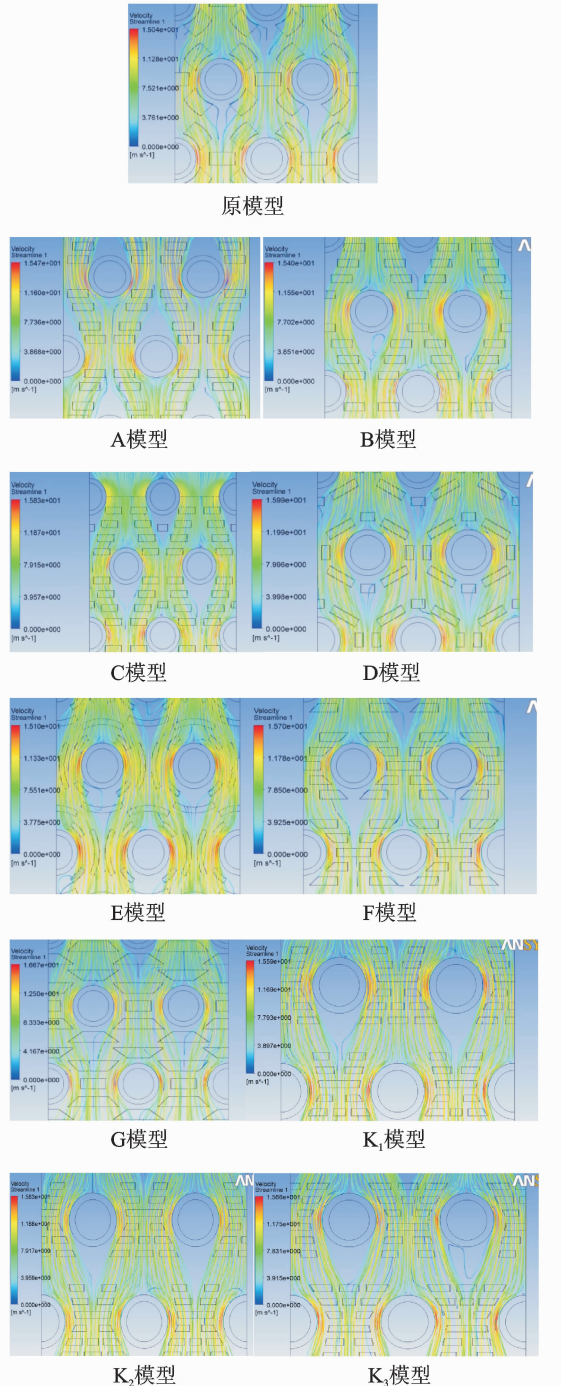


图 5 各翅片模型的速度流线图

Fig. 5 Local velocity distributions on the various fin models

余模型的流线图均没有出现明显的扰流, 这说明翅片上所开的凸起对流体的引导作用大于对流体的扰动作用。

#### 4.2 压降及换热特性分析

气体的进口雷诺数从 1 200 增加到 9 600, 步长为 1 200 共 8 组数据分别计算, 通过改变流速来预测原翅片模型的热行为, 获得总传热率、热流密

度, 表面换热系数和局部 Nusselt 数的分布情况。所得结果如图 6 所示。

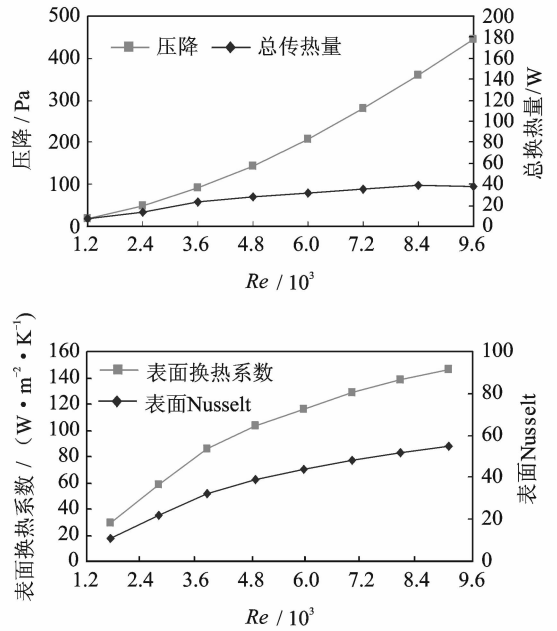


图 6 原模型换热效果随  $Re$  数变化情况

Fig. 6 Variations in the air-side heat transfer effect versus the  $Re$  number

由图 6 可见, 随着气体流速逐渐增大, 雷诺数相应增大的同时, 总传热率、表面换热系数和局部 Nusselt 数以及压降都有增大的趋势, 除了压降曲线越来越陡外, 其他曲线都是越趋平坦, 上升的程度越来越小, 传热增强的程度逐渐减弱。同时也说明较高雷诺数在使翅片表面强制对流换热系数增大, 降低热阻, 增大传热量的同时, 也带来了较大的压力损失。

将原翅片模型改用图 2 所示的翅型替代, 其他流动边界条件、计算仿真模型等设置均不改变, 来流入口速度为 5 m/s, 其他设置与 3.2 小节相同, 得到不同翅型翅片对应的流体总传热量、压降、换热系数等参数。仿真结果见图 7 和表 2。

$$\text{摩擦系数: } f = \frac{2\Delta P d_h}{L \rho u_m^2} \quad (5)$$

$$\text{传热系数: } j = St Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (6)$$

比较图 7 及表 2 结果可以看出, D、G 和 K2 模型的压降较大。拥有双耳结构的 E 型翅片换热量较高(换热量提高了 8.28%), 而且在提高换热量的同时阻力增加最小(压降增加 0.57%), 故综合性能最好。此外模型 B 也拥有好的传热性能(传热量提高了 6.79%), 且阻力仅提高了 1%。另一



方面,虽然  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$  和 D 模型翅片有较好的传热性能(均提高了 7.25% 以上),但压降提高较大(分别为 9.05%、15.72%、13.14% 和 14.19%),综合性能较低。单从换热效果来看,前疏后密双向开缝翅片  $K_2$  模型的换热效果最好(可提高 9.38%)。

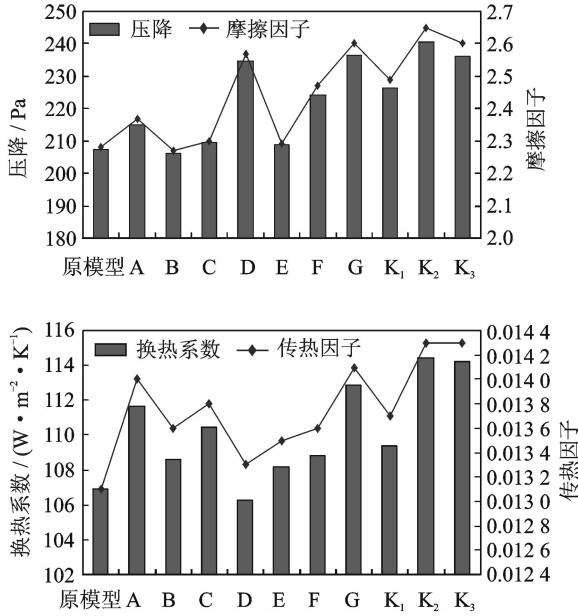


图 7 不同翅型翅片在  $v=5$  m/s 时传热性能对比图  
Fig. 7 Comparison of the heat transfer performances of the different fins at  $v=5$  m/s

表 2 不同翅型翅片压降及总传热量比较

Tab. 2 Comparison of the pressure drop and the heat transfer rate for the different fins

翅片编号	总传热率/W	压降 $\Delta p$ /Pa	换热量提高比率/%	压降提高比率/%
原翅片	31.03	207.45		
翅片 A	32.03	215.88	3.22	4.06
翅片 B	33.14	209.47	6.79	1.00
翅片 C	32.72	225.78	5.45	8.84
翅片 D	33.28	234.82	7.25	13.19
翅片 E	33.60	208.63	8.28	0.57
翅片 F	33.28	224.20	7.25	9.04
翅片 G	32.65	236.58	5.22	14.04
翅片 $K_1$	33.08	226.23	9.01	9.05
翅片 $K_2$	34.70	240.07	9.38	15.72
翅片 $K_3$	32.98	234.71	8.02	13.14

#### 4.3 原模型与双耳型 E 模型传热性能比较

由以上分析得出 E 模型传热综合性能最优。为更清楚地表征随流速的增加与原模型比较换热增强的程度, E 模型的具体结构尺寸如图 8 所示, 在相同初始条件和边界条件下进行了 CFD 数值仿真计算, 计算结果如图 9 所示。从图 9 可以看出,

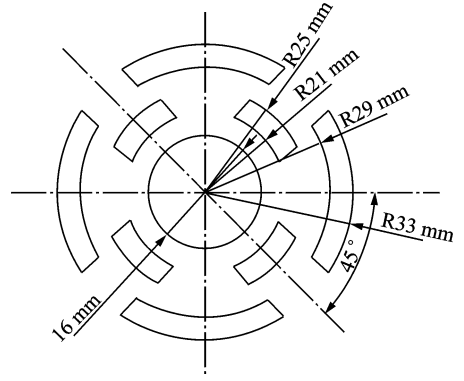


图 8 双耳型 E 模型的平面结构图

Fig. 8 Plane structure of the double-ear model E

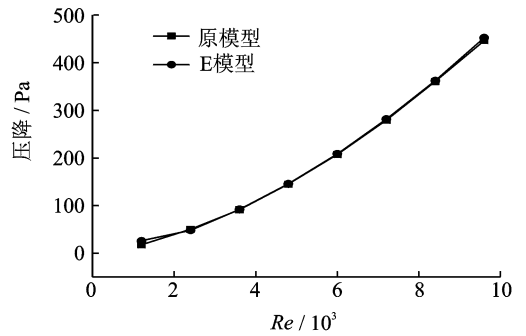
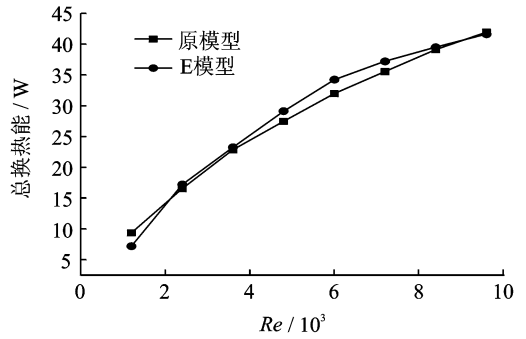


图 9 原模型与双耳型 E 模型换热性能的比较

Fig. 9 Comparison of the heat transfer performances of the original model and double-ear model E

随着来流速度的增加两种翅片总传热量和总压降均增加, 而 E 模型在大约  $2\ 400 < Re < 8\ 400$  时, 总的传热量比原模型大, 而压降基本相同, 进一步表明: 此双耳型 E 模型翅片的综合性能最优。

## 5 结 论

本文通过对 11 种翅片管外流体流动的数值模拟, 可得出以下结论:

(1) 翅片的几何形状及开缝位置对翅片的换热效果产生一定的影响, 并非翅片的布置越复杂越好, 也不是开缝密度越密集越好, 要结合整体考虑并合理布局。

(2)翅片上所开的凸起对流体的引导作用大于对流体的扰动作用。

(3)翅片的布置应“前疏后密”,并尽可能双面开缝,双面开缝结构可较大地提高换热效果。

(4)旋转型翅片加剧了流体的横向扰流强度,换热效果明显加强,且压降和阻力略有上升,为翅片管换热器的优化和设计提供了可行的依据。

(5)在设计翅片结构形状和开缝位置时,还应考虑翅片结构对场协同角的影响,尽量使协同角较小<sup>[15]</sup>。

#### 参考文献:

- [1] 史美中,王中铮. 热交换原理与设计[M]. 第四版. 南京:东南大学出版社,2009.  
Shi Meizhong, Wang Zhongzheng. Principle and design of heat exchangers[M]. 4th Edition. Nanjing: Southeast University Press, 2009.
- [2] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2002.  
Qian Songwen. Heat exchanger design manual[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002.
- [3] Wang Chichuan. A survey of recent patents of fin-and-tube heat exchangers from 2001 to 2009[J]. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2010,18(1):1-13.
- [4] 徐百平,朱冬生,黄晓峰,等. 管外翅片强化传热途径与研究进展[J]. 石油化工设备,2004,33(5):41-44.  
Xu Baiping, Zhu Dongsheng, Huang Xiaofeng, et al. The measurements and study advances for the heat transfer enhancement of outer fins of tube[J]. Petro-Chemical Equipment, 2004,33(5):41-44.
- [5] Zhang Jiehai, Jaydeep K, Manglik R M. Effect of fin waviness and spacing on the lateral vortex structure and laminar heat transfer in wavy-plate-fin cores[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004,47(8/9):1719-1730.
- [6] Joardar A, Jacobi A M. Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers[J]. International Journal of Refrigeration, 2008,31(1):87-97.
- [7] Chu P, He Y L, et al. Three-dimensional numerical study of flow and heat transfer enhancement using vortex generators in fin-and-tube heat exchangers[J]. Journal of Heat Transfer, 2009,131(9):091903-1-091903-8.
- [8] Tan L H, Zeng M. Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns[J]. International Journal of Experimental Thermal and Fluid Science, 2009,33(5):818-827.
- [9] Kang H J, Li W. Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of four types of plate fin-and-tube heat exchanger surfaces [J]. International Journal of Thermal Science, 1994,3(1):34-42.
- [10] Yun J Y, Lee K S. Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(13): 2375-2385.
- [11] 刘建,魏文建,丁国良,等. 翅片管式换热器换热与压降特性的实验研究进展-实验研究[J]. 制冷学报, 2003,24(3):25-30.  
Liu Jian, Wei Wenjian, Ding Guoliang, et al. Development of study on heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchanger-experimental study[J]. Journal of Refrigeration, 2003, 24(3): 25-30.
- [12] 康海军,李妩,李慧珍,等. 平直翅片管换热器传热与阻力特性的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 1994, 28(1):91-98.  
Kang Haijun, Li Wu, Li Huizhen, et al. Experimental study on heat transfer and pressure drop for plane fin-and-tube heat exchanger[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1994, 28(1): 91-98.
- [13] 余小章,俞勤芳. 紧凑热交换器优化设计[J]. 南京航空航天大学学报, 1994, 26(4):489-494.  
Yu Xiaozhang, Yu Qinfang. Optimization design of compact heat exchangers[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 1994, 26(4): 489-494.
- [14] Wang C C, Chi K Y, Chang C J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, Part II: Correlation [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(15): 2693-2700.
- [15] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制:速度场与热流场的协同[J]. 科学通报, 2000, 45(19):2118-2122.  
Guo Zengyuan. Convective heat transfer of the physical mechanism and its control; The velocity field and heat flow field synergy[J]. Chinese Science Bulletin, 2000, 45(19):2118-2122.

