

# 椭圆管与扁管管板式换热器换热性能的分析比较

肖 洪

(河海大学 机电工程学院, 江苏 常州 213022)

**摘 要:** 本文对椭圆管与扁管管板式换热器的充分发展的周期性层流流动与换热特性进行了数值计算分析, 给出了在  $400 < Re < 4000$  范围内的  $Nu$  与阻力系数  $f$  的拟合公式。在三种准则(相同质量流量、相同泵功率和相同压降)下对两种形式换热器的强化换热效果进行了比较, 结果表明, 在本文的研究参数范围内, 扁管管板式换热器的换热效果要优于椭圆管管板式换热器。

**关键词:** 换热器; 强化换热; 数值分析

中图分类号: TK172 文献标识码: A 文章编号: 1002- 6339 (2006) 03- 0265- 03

## Analyzing and Comparing for Heat Transfer Performance of Oval and Flat Tube Bank Fin Heat Exchangers

XIAO Hong

(College of Mechanical & Electrical Engineering, Hehai Univ., Changzhou 213022, China)

**Abstract:** The periodic full-developed flow over oval and flat tube bank fin heat exchangers was numerically investigated. Average characteristics of heat transfer, including Nusselt number and pressure drop were obtained in the range of  $400 < Re < 4000$ . The comparison of heat transfer enhancement under three different constraints (identical mass flow rate, identical pumping power and identical pressure drop) reveals that heat transfer performance of flat tube bank fin heat exchangers is better than that of oval tube bank fin heat exchangers in the range of the parameters studied in this paper.

**Key words:** heat exchanger; heat transfer enhancement; numerical analysis

### 1 引言

换热器是一热量交换的装置, 广泛应用于化工、冶金、空调、电力以及交通运输等方面。在热量交换过程中, 必须消耗能量, 从而换热器追求的目标是: 如何以最小的功率消耗获得最高的热交换效率。为了达到这一目标, 换热器在设计中采用了各种各样的强化传热形式。管板式翅片是一种很有效的强化换热形式, 广泛应用于强化管外空间气体对流换热的装置。图 1 是一种非典型的扁管管板式换热器的示意图。从 20 世纪 60 年代以来, 对管板式翅片换热器的研究有了很大的进展。其中, 对圆管管板式

换热器的研究已经相当成熟, 这方面的研究工作主要都集中于雷诺数以及管排数、翅片间距、管间距等结构参数对换热器强化换热效果的影响<sup>[1,2]</sup>。目前应用的管翅式换热器主要都是这种形式。对于椭圆管管板式翅片换热器的研究表明, 椭圆管的流线型结构可以有效的减少翅片侧的流动阻力, 降低能耗<sup>[3]</sup>。因此, 椭圆管管板式翅片换热器的研究开发日益受到人们的重视。近年来, 有些学者开展了一种新型的带有小翼型涡产生器的扁管管板式翅片换热器的研究工作, 结果表明, 这种结构形式的换热器具有很好的强化换热效果<sup>[4]</sup>。但是对椭圆管和扁管管板式翅片换热器的强化换热效果的比较的研究还比较少, 因此本文将对这两种不同结构形式的换热器的流动与换热特性进行数值计算研究, 对它们的换热性能进行比较分析。

## 2 模型和求解

### 2.1 物理模型

图2(a) - (b)为本文计算研究的物理模型以及结构尺寸。对于两种换热器,以下尺寸下同:板间距  $T_p = 5 \text{ mm}$ , 一个周期内的长度  $L = 110 \text{ mm}$ , 纵向管间距  $S_2 = 55 \text{ mm}$ , 横向管间距  $S_1 = 40 \text{ mm}$ 。翅板的厚度  $\delta = 0.5 \text{ mm}$ 。本文椭圆管的长半轴取  $a = 23.15 \text{ mm}$ , 短半轴取  $b = 7.7 \text{ mm}$ 。扁管的长度为  $L_f = 46.3 \text{ mm}$ , 扁管的宽度为  $c = 6.3 \text{ mm}$ 。由于本文研究的是充分发展的周期性层流流动,因此计算区域可以按对称性条件取为图3所示。计算的边界条件如图。对于固体壁面(管和翅板)采用无滑移边界条件。

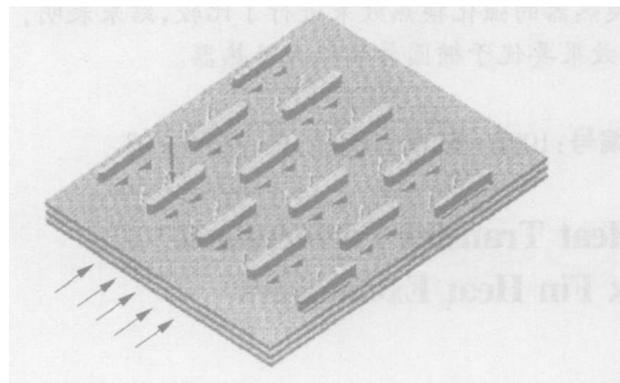
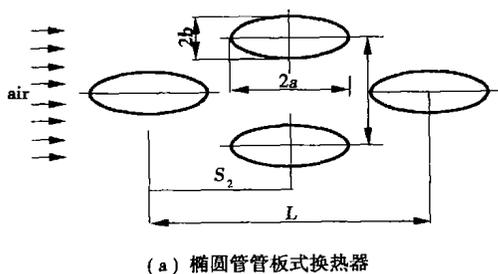
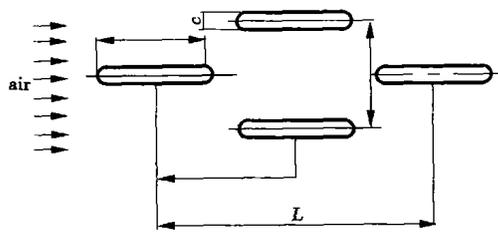


图1 扁管管板式换热器示意图



(a) 椭圆管管板式换热器



(b) 扁管管板式换热器

图2 两种换热器的结构尺寸

### 2.2 数学模型及求解

由于翅板的厚度较小,文中不考虑翅板沿厚度方向导热的影响。因此可以通过求解如下的不可压缩物性稳态三维  $N-S$  方程和能量方程来获得流动的速度场和温度场,进而分析换热与阻力特性。

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

$$\frac{Du_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + S_u \quad (2)$$

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial \xi_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial \xi_j} \right) + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial \xi_j} + \frac{\partial u_j}{\partial \xi_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial \xi_k} \right) \frac{\partial u_i}{\partial \xi_j} + S_h \quad (3)$$

采用 Fluent 软件求解方程(1) - (3), 压力速度修正采用 SIMPLEC 算法。

在传热的计算中,椭圆管的当量直径为短轴长度,扁管的当量直径为扁管宽度。雷诺数、阻力系数和努谢尔特数分别定义为

$$Re = \rho \cdot u_{\max} \cdot D / \mu \quad (4)$$

$$f = \Delta p \cdot D / (L \cdot \rho \cdot u_{\max}^2 / 2) \quad (5)$$

$$Nu = \alpha \cdot D / \lambda \quad (6)$$

式中  $u_{\max} = Q / A_{\min}$

式中  $Q$  为体积流量,  $A_{\min}$  为通道的最小流通面积。

### 2.3 计算方法可靠性的验证

作者对单排圆管管板式换热器的流动与换热进行了计算,计算结果与文献[5]的实验结果如图4所示。图中横坐标为沿流动方向的距离,纵坐标为通道中一个纵向截面的舍伍德数。从图中可以看出,本文的计算结果与实验结果吻合的很好,因此本文的计算结果是可靠的。

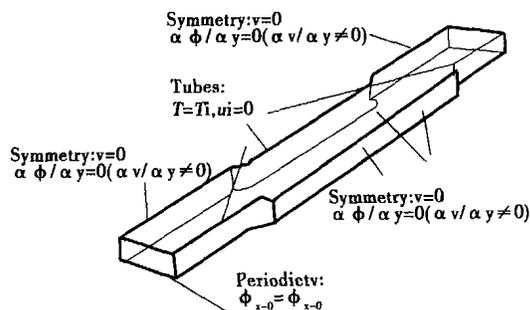


图3 计算区域和边界条件(扁管)

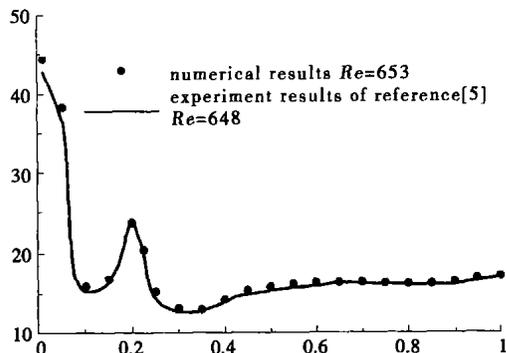


图4 计算方法可靠性的验证

## 3 计算结果

采用上述的模型,本文在  $400 < Re < 4000$  范围内对两种换热器进行了数值模拟计算。计算结果如

图5所示。采用最小二乘法对通道的平均努谢尔特数和阻力系数拟合,结果如下。

椭圆管管板式换热器:

$$Nu = 0.1073Re^{0.569} \quad (7)$$

$$f = 12.52Re^{-0.5617} \quad (400 < Re < 8000) \quad (8)$$

平均努谢尔特数和阻力系数拟合结果的平均误差分别为0.38%和1.9%。

扁管管板式换热器:

$$Nu = 0.3513Re^{0.361} \quad (9)$$

$$f = 6.384Re^{-0.6713} \quad (400 < Re < 4000) \quad (10)$$

平均努谢尔特数和阻力系数拟合结果的平均误差分别为0.49%和2.0%。

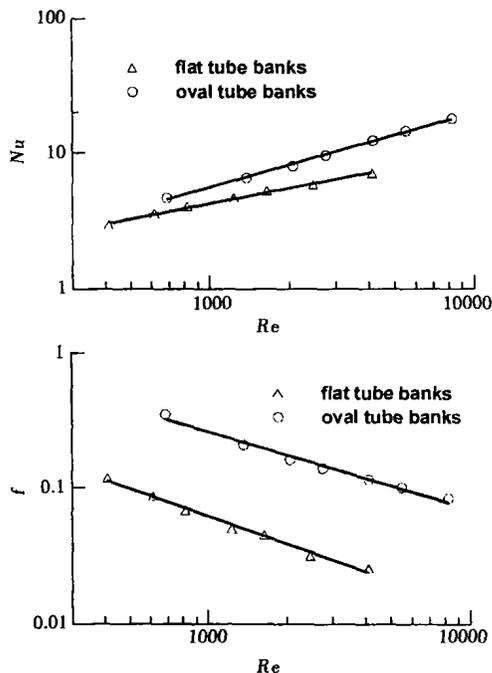


图5  $Nu$  和  $f$  随  $Re$  的变化

#### 4 换热性能分析

评价换热器的换热性能有很多准则。本文计算是在恒壁温的条件进行的,因此作者采用相同质量流量、相同泵功率和相同压降三种准则对椭圆与扁管管板式换热器的换热性能进行了对比分析。三种评价准则如下。

相同质量流量准则:

$$(m)^* = m \quad (11)$$

$$Re^* = Re \cdot (A \cdot D)^* / (A \cdot D) \quad (12)$$

相同泵功率准则:

$$(\Delta p \cdot m / \rho)^* = (\Delta p \cdot m / \rho) \quad (13)$$

$$Re^* = Re \cdot (D^* / D) \cdot \sqrt[3]{D^* (Af) / ((Af)^* D)} \quad (14)$$

相同压降准则:

$$(\Delta p)^* = (\Delta p) \quad (15)$$

$$Re^* = Re \cdot (D^* / D) \cdot \sqrt{D^* (Af) / ((Af)^* D)} \quad (16)$$

式中的  $A$  为通道的传热面积,上标 $*$ 代表扁管管板式换热器的参数。因此在相同的温差下扁管与椭圆管管板式换热器的传热量之比为

$$\frac{Q^*}{Q} = \frac{A^* \cdot Nu^* (Re^*) \cdot D}{A \cdot Nu(Re) \cdot D^*} \quad (17)$$

表1 两种换热器的性能比较

比较准则	$Re$	412	618	824	1236	1648	2472
相同质量流量		1.266	1.252	1.172	1.046	1.006	0.896
相同泵功率		1.439	1.6335	1.267	1.176	1.117	1.037
相同压降		1.353	1.266	1.206	1.129	1.078	1.007

表1为不同的雷诺数下两种换热器的性能比较结果。在  $Re = 412$  的情况下,在相同质量流量、相同泵功率和相同压降的条件下,扁管管板式换热器的强化换热效果比椭圆管管板式换热器分别高26.6%、43.9%和35.3%。从表中的数据可以看出,两种换热器的换热性能与  $Re$  数密切相关,随着  $Re$  数的增加,扁管管板式换热器的强化换热能力逐渐减弱。当  $Re = 2472$  时,相同质量流量准则下扁管管板式换热器的换热能力已经低于椭圆管管板式换热器。

#### 5 结论

本文在  $400 < Re < 4000$  的范围内,对两种形式管板式换热器的换热与阻力特性进行了数值分析研究,给出了努谢尔特数与阻力系数的拟合公式。在三种准则(相同质量流量、相同泵功率和相同压降)下,对两种换热器的换热性能进行了比较,结果表明,两种换热器的强化能力随着  $Re$  的变化而变化。在低  $Re$  ( $Re < 2500$ ) 下,扁管管板式换热器的换热性能明显优于椭圆管管板式换热器。

#### 参考文献

- [1]顾维藻,马重芳,等.强化换热[M].北京:科学技术出版社,1990.
- [2]Fethi Halici, The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat-plate finned tube heat exchangers[J]. Energy, 2001(26): 963-972.
- [3]Rocha, L. A. O., Saboya, F. E. M., Vargas, J. V. C., A comparative study of elliptical and circular section in one- and two-row tubes and plate fin heat exchangers[J]. Int. J. Heat and Fluid Flow, 1997(18): 247-252.
- [4]Wang, L. B., Ke, F., Gao, S. D., Mei, Y. G., Local and average characteristics of heat/mass transfer over flat tube bank fin with four vortex generators per tube[J]. J. of Heat Transfer ASME Transaction, 202(124): 456-552.
- [5]Saboya, F. E. M., Sparrow, E. M., Local Heat Transfer Coefficients for One Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations[J]. J. Int. Heat Transfer, 1974(96): 265-272.