第 33 卷第 1 期　　工 程 热 物 理 学 报　　Vol.33, No.1
2012 年 1 月　　JOURNAL OF ENGINEERING THERMOPHYSICS　　Jan., 2012

变截面折流杆换热器的流动与传热分析

马 雷　王英双　杨 杰　刘志春　刘 伟

（华中科技大学能源与动力工程学院，湖北 武汉 430074）

摘 要　本文在折流杆换热器的基础上，采用数值计算的方法，以水为流动介质，对不同折流杆间隔的折流杆式换热器进行流动与传热特性的分析。同时，本文设计了一种新型的变截面折流杆式换热器，对换热器进行优化，结果表明，变截面折流杆换热器比等截面折流杆换热器的综合性能最多高 13%～14%。

关键词　换热器；折流杆；变截面；数值模拟；强化传热

中图分类号:　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 0253-231X(2012)01-0113-04

Analysis of Flow and Heat Transfer in Rod Baffle Heat Exchangers With Rods of Variable Sections

MA Lei　WANG Ying-Shuang　YANG Jie　LIU Zhi-Chun　LIU Wei

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

Abstract　In this paper, the flow and heat transfer characteristics with water on combinations of rod baffle with different distances is analyzed by numerical simulation on the basis of rod baffle heat exchanger. Meanwhile, the present study designs a new type rod baffle heat exchanger which has variable sections to optimize heat exchanger. The simulation result indicates that the comprehensive performance of variable sections rod baffle heat exchanger increased by 13%～14% at maximum than uniform section rod baffle heat exchanger.

Key words　heat exchanger; rod baffle; variable sections; numerical simulation; heat transfer enhancement

0 引　言

换热器作为一种能源利用与能源节约的有效设备，几乎在所有的工业领域中都有应用，尤其是广泛应用于化工、炼油、动力、原子能、航空等。目前在换热设备中，应用最多的是管壳式换热器，它的最大优点是：能承受高温高压，适应性强，处理量大，工作可靠；而且其制造相对简单，生产成本低，选材范围广，清洗方便。折流杆换热器用折流杆代替传统的折流板支撑管束，这使得制造和安装更加方便，重量和成本更低，并能有效地控制换热管束间流体的诱导振动，减小了壳程阻力，提高了传热效率，具有较强的抗结垢能力以及较长的使用寿命 [1−4]。本文从折流杆间距着手，对折流杆换热器进行流动与传热特性的分析，并设计一种新型的变截面折流杆式换热器，对折流杆换热器进行优化。

1 数学物理模型

在正方形排列的折流杆换热器中，若忽略壳程壁面对管束间流动与传热的影响，并假设相邻管束单元间的流体没有热量和质量交换，根据换热管在壳体内布置的对称性，取四根换热管所包围的流体流动空间为单元计算模型，结构如图 1 所示。

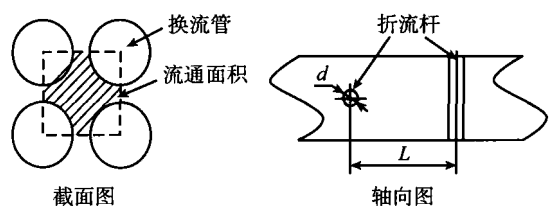


图 1 计算单元
Fig. 1 Flow unit duct

为了简化计算，对计算单元流道内流体的工况做如下假设：1) 流体的热物性参数如 ρ, μ, c_p, λ 等均为定值；2) 流动状态为稳态流动；3) 流体为不可压缩流体，各向同性，且为连续介质；4) 流体为牛顿

收稿日期：2011-01-09; **修订日期**：2011-12-15
基金项目：国家重点基础研究发展计划 (No.2007Cb206903)；国家自然科学基金资助项目 (N0.51036003; No.50721005)
作者简介：马　雷 (1986-)，男，吉林长春人，博士研究生，主要从事强化传热与换热器的理论和实验研究。

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

流体；5) 忽略重力的影响。

1.1 控制方程

根据计算单元的物理模型，单相不可压缩流体稳态流动的控制方程为：

连续方程：$\dfrac{\partial u_i}{\partial x_i}=0 \quad (i=1\sim 3)$

运动方程：$\rho u_i\dfrac{\partial u_j}{\partial x_i}=-\dfrac{\partial p}{\partial x_i}+\dfrac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu\dfrac{\partial u_j}{\partial x_j}\right) \quad (j=1\sim 3)$

能量方程：$\rho c_p\left(u_i\dfrac{\partial t}{\partial x_i}\right)=\lambda\left(\dfrac{\partial^2 t}{\partial x_i^1}\right)$

式中，u_i $(i=1\sim 3)$ 为速度矢量沿 x, y, z 坐标方向的分量；p, T 分别为流体压力、温度；ρ, μ, c_p, λ 分别为流体密度、动力黏度、比定压热容、导热系数。其坐标参考见图 1 所示。

对于湍流区，采用标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型 [5]，即：

$$\rho\frac{\partial\varepsilon}{\partial t}+\rho u_k\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_k}=\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\left(\eta+\frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_k}\right]+\frac{c_1\varepsilon}{k}\eta_t\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-c_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k}$$

$$\rho\frac{\partial k}{\partial t}+\rho u_j\frac{\partial k}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\eta+\frac{\eta_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+\eta_t\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\rho\varepsilon$$

1.2 结构参数与边界条件

本文采用两根折流杆夹一根换热管的形式，比较不同折流杆间距的数值模拟结果。其折流杆的参数见表 1 所示，计算过程采用水作为工作流体。

表 1 折流杆换热器的计算参数

Table 1 Parameters for rod baffle heat exchanger

换热管型号	换热管中心距 /mm	折流栅间距 /mm	折流杆直径 /mm	当量水力直径 /mm	换热管长度 /m
Ø25 × 2	32	80, 100, 120	6	27	1.2

在数值计算中，采用 SIMPLE 算法 [5] 解决压力和速度的耦合关系，在求得速度和温度分布之后，可计算出换热系数：$h=q/(T_{\rm w}-\overline{T_{\rm f}})$，其中，$q$ 为加热面热流密度，$T_{\rm w}$ 为管壁温度，$\overline{T_{\rm f}}$ 为管束截面流体的平均温度，这里取进出口水温的算数平均值；Nu 数和阻力系数的计算式：$Nu=hD/\lambda$，$f=2\Delta pD/(L\rho u_m^2)$，其中，$D$ 为计算单元的当量水力直径，Δp 为进出口的流体压力差，u_m 为计算截面水的平均速度，L 为换热管束的长度。

边界及进口条件为：

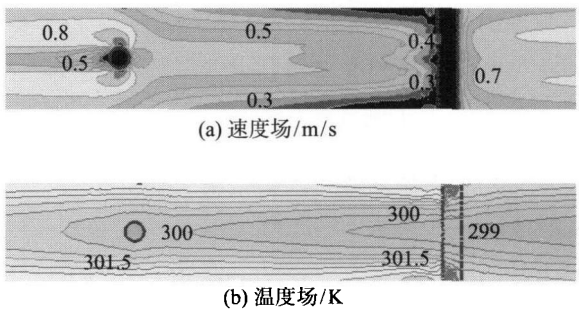
1) 管壁温度为定值，这里取为 350 K；

2) 每两根管子之间的计算单元流体边界为对称边界，即：$\dfrac{\partial u}{\partial x}=0$, $\dfrac{\partial v}{\partial y}=0$, $\dfrac{\partial t}{\partial x}=0$, $\dfrac{\partial t}{\partial y}=0$；

3) 进口温度为 20°C。

2 数值模拟与结果分析

图 2 为 Re=15000 时，计算管束单元中某一截面的速度场和温度场。由图可见，当壳侧雷诺数 Re=15000 时，从入口到出口，流体温度逐渐升高，且逐渐趋于均匀。流体流过折流杆时，由于扰流作用，在折流杆处速度变化较大，温度比较均匀，说明折流杆附近的流体换热效果较好。由图 2 可见，流体流过折流杆产生扰流作用，尤其在流道中心，扰动较为强烈，温度更趋均匀。



(a) 速度场/m/s

(b) 温度场/K

图 2 沿管束流动方向中心截面的局部速度场和温度场

Fig. 2 Temperature and velocity distributions along bundle flow direction towards central section

图 3 显示了不同折流杆间距对 Nu 的影响，由曲线易得，折流杆间距为 80 mm 时，Nu 最大，即绕流效果最好，因为对于 1.2 m 的换热管，在计算单元内，折流杆间距越小，折流杆数目就越多，就能造成更大的扰动，使 Nu 更大。由图 4 所示，折流杆间距为 80 mm 时，阻力最大，而为 120 mm 时阻力最小，原因正如上述，折流杆间距越小，折流杆的数目就越多，虽然可以造成更大的扰动，但是却是以增大阻力为代价的。

这里采用性能评价指标 $h/\Delta P$ 来评价不同间距折流杆换热器的换热与流动的综合性能。对 $h/\Delta P$ 的影响，由图 5 中曲线可以看出，相同折流杆杆型时，当折流杆间隔为 120 mm，综合效果最好 [6]。

关于折流杆换热器的强化传热机理，可解释为折流杆沿换热器壳程对流体具有轴向扰流作用。由于折流杆与管外壁只是点接触，流体流经折流杆时，

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

对换热管壁面的冲刷效果增强，且折流杆沿流动方的分布是间断的，折流杆在壳程主要起扰动流体的作用，使得管束间流体的温度更加均匀的作用，从而增强了换热，而它对管束壁面的扰动又只是局部的，减少了阻力，这与刘伟等提出管内核心流传热强化的机制类似 [7,8]。

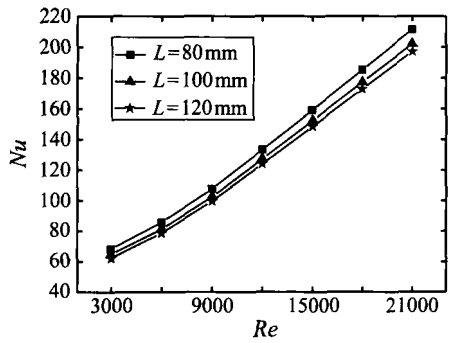


图 3 不同折流杆间距 Nu 比较

Fig. 3 Nu Comparison with different distances

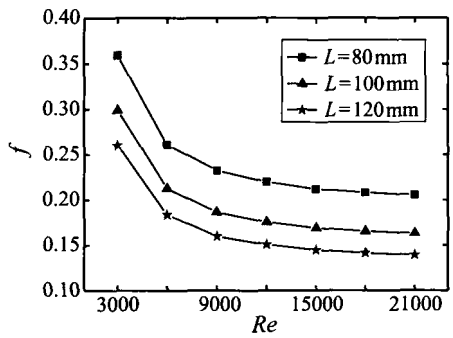


图 4 不同折流杆间距 f 比较

Fig. 4 f comparison with different distances

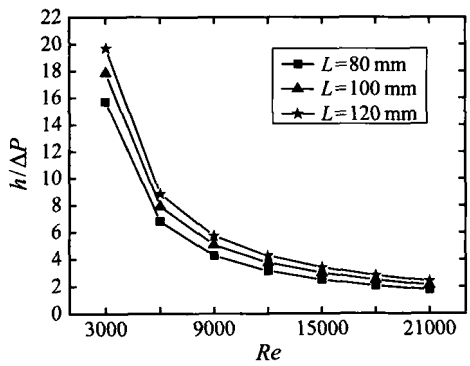


图 5 不同折流杆间距 $h/\Delta P$ 比较

Fig. 5 $h/\Delta P$ comparison with different distances

3 变截面折流杆数值模拟及结果分析

3.1 结构参数

这里仍采用两根折流杆夹一根换热管的形式，根据上述的模拟结果分析，这里采用折流杆间距 L 为 120 mm。计算过程仍采用水作为工作流体。折流杆采用变截面的形式，如图 6 所示，其中粗截面 d=6 mm，细截面 d_0=3 mm，在单元模型内，粗截面的厚度 δ 分别取 2 mm，3 mm，4 mm，其余尺寸与上述等截面折流杆相同。

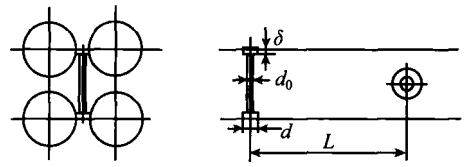


图 6 变截面折流杆换热器单元结构

Fig. 6 Flow unit duct of variable sections rod baffle heat exchanger

3.2 数值模拟与结果分析

由图 7 可以看出，等截面折流杆换热器与变截面折流杆换热器的 Nu 差别很小，最大差值小于 10%，在 Re 较小时，两者的 Nu 数基本相同。变截面折流杆的不同 δ 值对 Nu 几乎没有影响。对于阻力系数，由图 8 可知，变截面折流杆换热器远远小于等截面折流杆换热器，平均降低了 30% 左右。对变截面折流杆取不同 δ 值时，δ=4 mm 时，阻力系数最大，δ=2 mm 时阻力系数最小。

为了反映等截面折流杆与变截面折流杆换热器的区别，此处采用反映换热器传热增强与流阻增加之间相对关系的性能评价系数 [9]：$PEC = \dfrac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}}$，式中，$Nu$、$Nu_0$ 分别为变截面折流杆和等截面折流杆的努塞尔数，f 和 f_0 分别为变截面折流杆和等截面折流杆的阻力系数。由图 9 可以看到，变截面折流杆换热器的综合效果要好于等截面折流杆换热器。随着 Re 的增加，综合性能略有下降。对变截面折流杆取不同 δ 值时，δ=2 mm 时，其综合效果最好，最好时可以高于等截面折流杆换热器的 13%左右。

关于变截面折流杆换热器的强化传热机理，可这样理解，折流杆换热器内对增强流体换热的主要来源是折流杆，而折流杆上起主要作用又是折流杆与换热管接触附近的部分，这部分折流杆使得流体对换热管的冲刷效果增强，从而增强了换热。其余折流杆的部分主要起到扰流的作用，虽然在一定程度上也能增强换热，但其也相应产生了相应的阻力，由图 9 可以看到，变截面折流杆的 δ 值越小时，其综合性能越好。

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

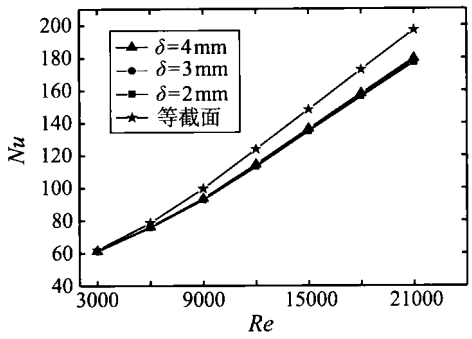


图 7 变截面与等截面折流杆 Nu 比较

Fig. 7 Nu comparison between variable sections and uniform section

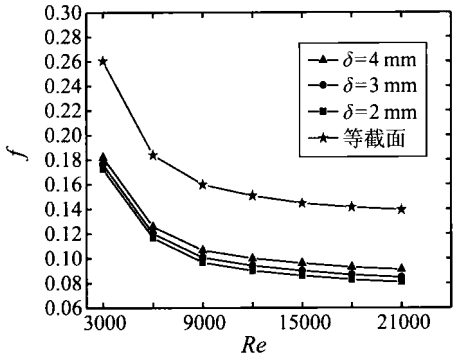


图 8 变截面与等截面折流杆 f 比较

Fig. 8 f comparison between variable sections and uniform section

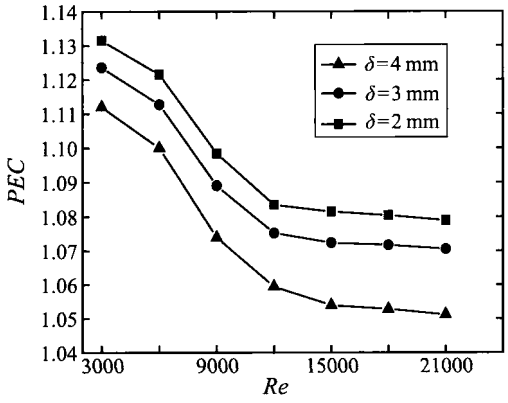


图 9 变截面折流杆换热器的 PEC 值

Fig. 9 PEC value of variable sections rod baffle

4 结 论

1) 随着 Re 的增加，折流杆的扰流作用更加强烈，传热得到强化，因而换热系数和流动阻力均逐渐增加；此外，随着折流杆间距的增大，换热系数和流动阻力均有所下降，间距为 120 mm 时综合效果最优。

2) 在核心流传热强化原理的指导下，通过对纵流管束间扰流机制的分析，设计了一种高效低阻的变截面折流杆式换热器，与等截面折流杆换热器相比，换热差别很下，阻力降低了 30%，综合性能最多提高 13%~14%。

3) 通过对折流杆进行变截面设计，不仅能够减少流阻，提高换热器的综合性能，还可以有效地节省材料，减轻换热器重量，降低换热器成本。

参 考 文 献

[1] LEI Yonggang, HE Yaling, LI Rui, et al. Effects of Baffle Inclination Angle on Flow and Heat Transfer of a Heat Exchanger With Helical Baffles [J]. Chemical Engineering and Processing, 2008, 47(12): 2336-2345

[2] LEI Yonggang, HE Yaling, CHU Pan, et al. Design and Optimization of Heat Exchangers With Helical Baffles [J]. Chemical Engineering Science, 2008, 63(17): 4386-4395

[3] DONG Q W, WANG Y Q, LIU M S . Numerical and Experimental Investigation of Shell Side Characteristics for Rod Baffle Heat Exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(7): 651-660

[4] PENG B, WANG Q W, ZHANG C, et al. An Experimental Study of Shell-and-Tube Heat Exchangers With Continuous Helical Baffles [J]. Heat Transfer, 2007 , 129: 1425-1431

[5] 陶文铨. 数值传热学. 第二版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
TAO Wenquan. Numerical Heat Transfer [M]. The Second Edition. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001

[6] 王英双, 马雷, 韦杰, 等. 折流杆换热器中折流杆形状对流动和传热特性的影响 [J]. 水电能源科学, 2010, 11(28): 128-130
WANG Yingshuang, MA Lei, WEI Jie, et al. Effects of Flow and Heat Transfer Characteristics With Different Rod Shapes in Rod Baffle Heat Exchanger [J]. Water Resources and Power, 2010, 11(28): 128-130

[7] LIU Wei, LIU Zhichun, et al. Flow Mechanism and Heat Transfer Enhancement in Longitudinal-Flow Tube Bundle of Shell-and-Tube Heat Exchanger [J]. China Series E, 2009, 52(10): 2952-2959

[8] LIU Wei, YANG Kun. Mechanism and Numerical Analysis of Heat Transfer Enhancement in the Core Flow Along a Tube [J]. China Series E, 2008, 51(8): 1195-1202

[9] WANG S, GUO Z Y, LI Z X. Heat Transfer Enhancement by Using Metallic Filament Insert in Channel Flow [J]. Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44: 1373-1378

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net