

文章编号:1671-6833(2010)02-0068-04

## 流动冲击角对流体绕流管束换热的影响

董其伍, 王 焱, 刘敏珊

(郑州大学 热能工程研究中心, 河南 郑州 450002)

**摘 要:** 运用计算流体动力学软件 FLUENT, 对流动冲击角分别为  $45^\circ$ 、 $60^\circ$ 、 $75^\circ$  和  $90^\circ$ , 流体绕流 6 排 87 根错排管束下的换热进行三维数值模拟。管束的纵向和横向管间距分别为 9.5 mm 和 11 mm。考查管束的平均换热努赛尔数和模型进出口压降, 并与茹卡乌斯卡斯的实验关联式进行对比。当雷诺数为 5 000 ~ 20 000 时, 给出 4 种流动冲击角下管束换热努赛尔数的拟合公式, 并对管周向局部换热特点进行细观分析。结果表明: 湍流边界层在周向夹角为大约  $105^\circ$  时从管壁面分离, 此时换热最差; 流动冲击角越大, 管束的平均换热努赛尔数和模型进出口压降越大; 流动冲击角为  $45^\circ$  时综合换热性能较好。

**关键词:** 流动冲击角; 绕流管束; 局部换热; 数值模拟

**中图分类号:** TK172

**文献标识码:** A

### 0 引言

管壳式换热器是一种重要的换热设备, 广泛应用于化工、石油、动力、食品等诸多工业部门中。流体绕流管束换热在管壳式换热器壳侧传热中起着重要的作用。随着研究技术的发展和研究手段的多样化, 人们开始对其进行深入细致的研究。文献[1]对几十年来绕流管束对流换热的分析方法进行总结; 文献[2]用粒子图像测速装备(PIV)对绝热边界条件下绕流管束的流动情况进行分析; 潘维<sup>[3]</sup>对不均匀来流速度分布下的气体流经顺排和错排管束的稳态定常流动进行二维数值模拟; 杨荣<sup>[4]</sup>采用二维非稳态模型对横掠顺排管束周期性充分发展流动和换热进行数值模拟等。目前国内外研究主要是从微观角度研究绕流管束的流动情况, 且多是研究流体横向垂直绕流管束的情况, 对工程上注重的换热研究较少。

管壳式换热器壳侧流体绕流管束时, 流体以一定的流动冲击角冲刷管束。笔者借助于计算流体动力学软件 FLUENT, 分别建立流动冲击角为  $45^\circ$ 、 $60^\circ$ 、 $75^\circ$  和  $90^\circ$  下, 错排 6 排 87 根管束的三维对称模型, 对壳侧流体绕流管束的换热特性进行数值模拟。在雷诺数为 5 000 ~ 20 000 的范围内, 流动属于亚临界混合绕流, 分析管束在 4 种冲击角下的换热

性能和管周向局部换热特点, 以期对管壳式换热器的强化换热有一定的指导作用, 为具体工程应用中管束布置方式的选取提供参考。

### 1 物理模型及计算方法

#### 1.1 物理模型及网格划分

为了更好地研究换热器壳侧流体绕流管束的换热特点, 建立了流动冲击角为  $45^\circ$ 、 $60^\circ$ 、 $75^\circ$  及  $90^\circ$  的三维模型。换热管束外径为  $\phi 8$  mm, 错排 87 根管, 共 6 排, 横向和纵向管间距分别为  $s_1 = 11$  mm 和  $s_2 = 9.5$  mm。模型的几何尺寸为  $165$  mm  $\times$   $220$  mm, 轴向为  $50$  mm。由于模型几何结构的对称性, 笔者采用  $1/2$  模型进行数值研究。模型如图 1 所示。

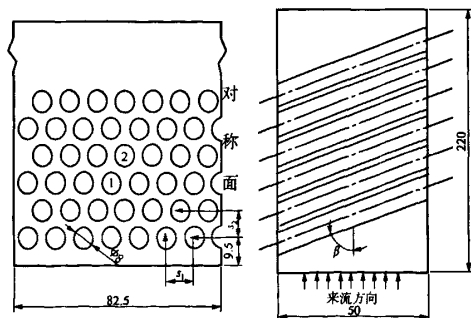


图 1 几何模型

Fig. 1 Geometrical model

收稿日期:2009-10-14; 修订日期:2010-01-29

基金项目:河南省杰出人才创新基金资助项目(0621001600)

作者简介:董其伍(1941-),男,浙江鄞县人,郑州大学教授,博士生导师,主要从事传热强化、过程装备 CAD/CAE 及系统的模拟优化等研究工作。

近壁面采用增强壁面函数处理方法,划分 12 层边界层,边界层第一层高度为 0.02 mm,增长率为 1.25,面网格为 0.5 mm 的三角形非结构化网格,轴向网格尺寸为 2 mm. 4 种流动冲击角下模型的网格总数分别为 2 977 270,2 437 044,2 008 370,1 652 860.

1.2 控制方程<sup>[5-7]</sup>

连续性方程:

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

动量方程:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(uv) = \text{div}(u\text{grad}u) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \tag{2}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(v v) = \text{div}(v\text{grad}v) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \tag{3}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(w v) = \text{div}(w\text{grad}w) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \tag{4}$$

能量方程:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \text{div}(vT) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \text{grad}T\right) + \frac{S_r}{\rho} \tag{5}$$

标准  $k-\varepsilon$  湍流模型是目前发展最成熟、应用最广泛的二方程湍流模型. 笔者采用该湍流模型与增强壁面函数相结合处理近壁面的对流换热问题.

1.3 边界条件及求解设置

在 FLUENT 中定义边界条件如下:

- (1)工质为常压下的液态水,常物性;
- (2)流体进口边界条件为速度进口,  $Re$  为 5 000,10 000,20 000 时进口流速分别为 0.227,0.453,0.906 m/s,进口温度为 285.15 K;
- (3)流体出口边界条件为压力出口;
- (4)模型对称面处设置为对称边界条件;
- (5)壁面为标准无滑移绝热壁面,管束壁温为恒壁温 276.15 K.

在计算中,压力速度耦合采用 SIMPLE 算法,

动量、能量、湍动能和湍流耗散率以及能量方程采用二阶迎风流散格式,连续性方程的收敛精度为  $10^{-3}$ ,能量方程的收敛精度为  $10^{-8}$ .

2 计算结果与分析

2.1 各  $\beta$  角下管束整体换热性能比较

流体绕管束时,流动方向与换热管束中心线的夹角为流动冲击角,如图 1 中右图所示,文中用符号  $\beta$  表示.

茹卡乌斯卡斯对流体外掠管束的换热总结了一套实验关联式<sup>[8]</sup>:

$$\overline{Nu} = Nu_f c_\beta c_z c_k \tag{6}$$

$$Nu_f = 0.35 \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0.2} Re_f^{0.6} Pr_f^{0.36} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}$$

其中 
$$\frac{s_1}{s_2} \leq 2 \tag{7}$$

管束压降的计算公式为

$$\Delta p = (\xi/\chi)\chi \frac{1}{2}\rho \bar{u}^2 z c_\beta c_k \tag{8}$$

式中:  $Nu_f$  为  $\beta = 90^\circ$  时流体横向绕流光滑管束内深层管的放热;  $c_\beta$  为考虑由于冲击角减小而引起的总平均放热系数下降的修正系数;  $c_z$  为考虑总平均放热系数随管束排数而变化的系数,  $c_z = 0.942$ ;  $c_k$  为考虑粗糙管增强放热的系数,模拟中取管束为光滑管束,  $c_k = 1$ ;  $\xi/\chi$  和  $\chi$  值由相关辅助图形查取. 定性温度为整个管束容积内流体的平均温度,  $Re$  中定性流速取管束最小截面处的平均流速; 定性尺寸取管外径;  $Pr_w$  由管束壁温确定.

流体绕流不同  $\beta$  角的管束时,绕流状况的不同直接影响到管束的换热情况. 当  $Re$  为 5 000,10 000 和 20 000 时,列举  $45^\circ$  和  $75^\circ$  下管束的平均换热系数和模型进出口压降  $\Delta p$ ,并与茹卡乌斯卡斯的实验关联式(6)~(8)相比较,结果如表 1 所示.

表 1 不同冲击角下管束换热与压降与茹卡乌斯卡斯实验关联式比较

Tab. 1 Comparison of numerical results on heat transfer and pressure drop of tube bundles with Жыкайцак's experimental correlation under different impact angles

$Re$	冲击角 $\beta/(^\circ)$	模拟 $\Delta P/\text{Pa}$	$\Delta P'/\text{Pa}$	压降误差 /%	模拟 $Nu$	$Nu'$	换热误差 /%
5 000	45	641.93	675.94	-5.03	97.43	88.99	9.49
	75	910.47	1 003.34	-9.26	107.85	109.73	-1.71
10 000	45	2 153.78	2 217.07	-2.85	145.71	134.61	8.25
	75	2 982.79	3 290.96	-9.36	158.88	165.98	-4.28
20 000	45	7 862.44	8 435.68	-6.79	226.53	203.74	11.18
	75	11 091.11	12 521.71	-11.42	249.96	251.28	-0.53

注:  $\Delta P'$  为关联式(8)的压降,  $Nu'$  为关联式(6)、(7)的换热参数.

各 $\beta$ 角下管束的平均换热 $Nu$ 数和模型进出口压降 $\Delta p$ 均随 $Re$ 的增大而增大。当 $Re$ 一定时, $\beta$ 为 $60^\circ$ 、 $75^\circ$ 和 $90^\circ$ 时管束的换热 $Nu$ 数分别为 $\beta = 45^\circ$ 时的1.06倍、1.10倍和1.11倍;模型进出口压降 $\Delta p$ 约为 $45^\circ$ 时的1.25倍、1.41倍和1.44倍。

在 $5\,000 < Re < 20\,000$ 范围内,得到管束的平均换热 $Nu$ 数与 $Re$ 和 $Pr_f$ 的关系如下:

$$Nu = aRe^b Pr_f^c \quad (9)$$

式中: $c$ 取 $1/3$ ;当 $\beta$ 为 $45^\circ$ 、 $60^\circ$ 、 $75^\circ$ 和 $90^\circ$ 时,参数 $a$ 分别为0.259 9、0.289 2、0.292 0和0.293 6,参数 $b$ 分别为0.608 6、0.603 8、0.606 3和0.606 9。

本文的数值模拟结果与实验之间误差较小,符合工程应用的要求。

## 2.2 充分发展段管束局部热流密度分布

流体绕流管束时,沿流动方向第一排管受进口湍流强度的影响较大,换热最差;从第1排管的间隙流出的液体流束正面冲刷第2排管,使第2排管迎面面的换热大为加强。经过前两排管的前置扰流作用,液流已达湍流化状态,湍流强度大大增强。从第3排或第4排管开始,其后各排管的换热趋于稳定,即流体流动和换热充分发展。对于同一排管,由于壁面水力边界层的发展,靠近壁面的管子受流体冲刷较厉害,换热较强。到第4根管时,管子换热趋于稳定。

取 $\beta = 90^\circ$ 模型中第3排、第4排的第4根管(图1中管子1,2位置,表示为 $g(3,4)$ 和 $g(4,4)$ )为研究对象, $\varphi$ 为管子表面位置与来流方向夹角,其管轴向中间截面上的局部热流密度分布如图2所示。

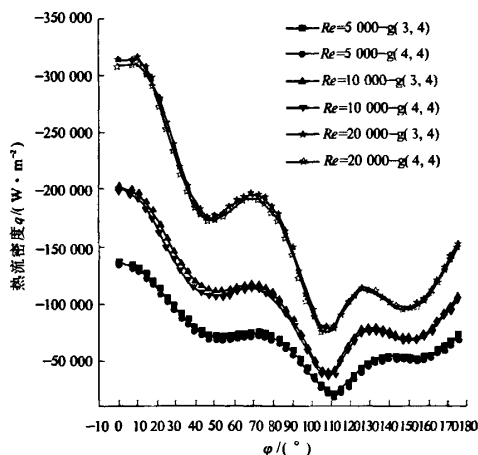


图2  $\beta = 90^\circ$ 时 $g(3,4)$ 和 $g(4,4)$ 的局部换热

Fig.2 Local heat transfer between  $g(3,4)$  and  $g(4,4)$  when  $\beta = 90^\circ$

在同一 $Re$ 下, $g(3,4)$ 和 $g(4,4)$ 的周向局部热流密度分布相重合,管束换热达到稳定状态。随着 $Re$ 的增大,湍流化程度增强,管子局部换热增强。另一方面,流体沿管周向形成层流边界层并不断加厚,管迎面面热流密度沿流程方向逐渐减小。然而由于相邻管的相互作用,在 $\varphi \approx 50^\circ$ 处形成较大的纵向速度梯度,层流边界层向湍流过渡,换热又开始增大。在 $\varphi \approx 105^\circ \sim 110^\circ$ 处湍流边界层脱离壁面,换热最差。 $\varphi \approx 150^\circ$ 时由于管背流区湍流强度的影响,换热减弱。从第3排管开始,管束具有茹卡乌斯卡斯所描述的深层管的特征。

## 2.3 各 $\beta$ 角下管束换热特性比较

从图3,4可以看出,各 $\beta$ 角下 $g(3,4)$ 的局部热流密度在 $\varphi = 0^\circ$ 处最大, $\beta$ 为 $45^\circ$ 时局部换热最差。当层流边界层发展为湍流,直到湍流边界层脱离壁面即 $\varphi \approx 105^\circ$ 时,4种 $\beta$ 角下 $g(3,4)$ 局部热流密度变化较小,此时 $\beta$ 为 $60^\circ$ 、 $75^\circ$ 及 $90^\circ$ 的热流密度变化范围约为5%; $\varphi \approx 155^\circ$ 时,在管背流面由于二次流的混合和扰动,尾流区的流速增大,换热加强。这是因为: $\beta$ 角越小,流体沿管轴向的二次流在主流体中的比重越大,流体垂直冲刷管束的速度越小,在 $\varphi = 0^\circ$ 处的换热就越差。然而,由于二次流的混合作用,管尾流区流场分布比较均匀,几乎没有回流和漩涡产生,在 $\varphi \approx 150^\circ$ 后换热得到加强; $\beta$ 角越大,管间通道内主流速度越高,流体撞击管迎面面越剧烈,换热越强,在背流区流体湍流强度降低,形成小范围的回流和漩涡。当 $\beta = 90^\circ$ 时,沿管轴向的流动分量可忽略不计,模型可以简化为二维处理。

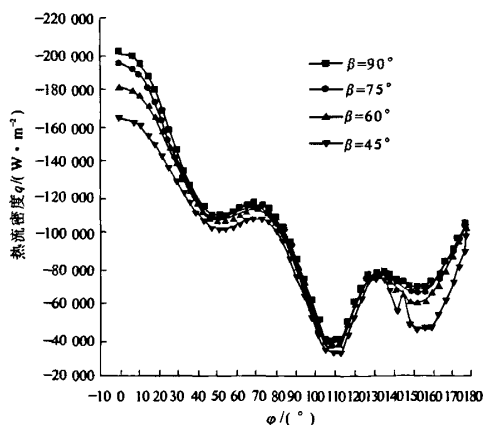


图3 相同 $Re$ 时 $g(3,4)$ 的局部热流密度分布

Fig.3 Local heat flux distribution of  $g(3,4)$  under different impact angles with the same  $Re$  number

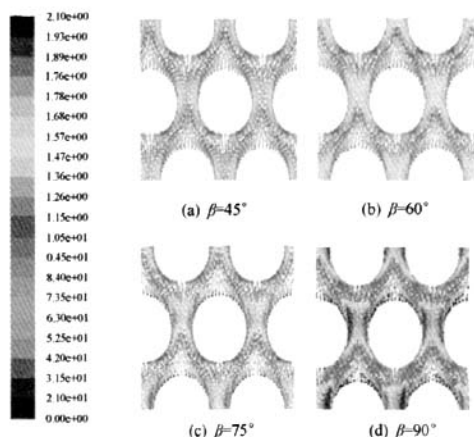


图4 管轴向中间截面的速度矢量图

Fig. 4 Velocity vector of middle section in the axial direction of tubes

## 2.4 各 $\beta$ 角下管束的综合换热性能分析

管束的综合换热性能如图5所示。从图5可以看出,冲击角对强化传热将产生重要影响。 $\beta = 45^\circ$ 时管束的综合换热性能最好。流动冲击角越大,综合换热性能越差,较小的冲击角强化传热效果较好。各 $\beta$ 角下管束的综合换热性能随 $Re$ 的增大而不断下降。开始时管束的综合换热性能随 $Re$ 的增大下降较快,而后下降幅度减小。在同一 $Re$ 下, $\beta = 75^\circ$ 和 $90^\circ$ 的强化传热效果相当。

同时, $Re$ 对各 $\beta$ 角的强化传热有一定的影响。当 $Re = 20\,000$ 时4种流动冲击角下的综合换热性能相当,此时强化传热作用已经大为减弱。在实际的工程应用中,应结合实际操作情况,合理安排流动冲击角,提高换热设备的传热性能。

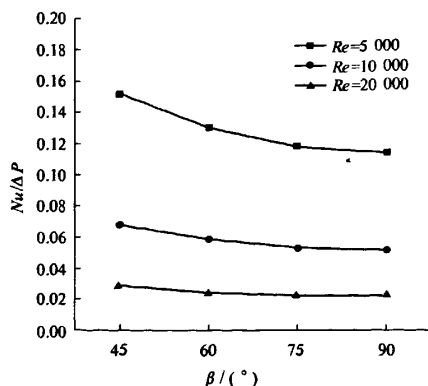


图5 管束的综合换热性能

Fig. 5 The comprehensive heat transfer performance of tube bundles

## 3 结论

(1)在模拟过程中采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,利用增强壁面函数来处理近壁面换热问题,与茹卡乌斯卡斯的换热实验关联式误差较小,说明本文数值模拟结果是准确、可靠的。

(2)在给定的雷诺数范围内,流动属亚临界混合绕流,沿管周方向局部换热在 $\varphi \approx 50^\circ$ 处层流边界层向湍流过渡; $\varphi \approx 105^\circ \sim 110^\circ$ 处湍流边界层发生脱体,出现换热的最小值; $\varphi \approx 150^\circ$ 处由于湍流漩涡细化及尾流区湍流强度的影响,换热减弱。从第三排管开始,每排除受壁面影响的几根管外,管束局部换热相同,具有茹卡乌斯卡斯所描述的深层管的特征。

(3)当 $Re$ 一定时,管束换热 $Nu$ 数和模型进出口压降 $\Delta p$ 随流动冲击角 $\beta$ 的增大而有规律的变化。 $\beta$ 为 $60^\circ$ 、 $75^\circ$ 和 $90^\circ$ 时管束的换热 $Nu$ 数分别增大为 $45^\circ$ 时的1.06倍、1.10倍和1.11倍;相应地,模型进出口压降约为 $\beta$ 为 $45^\circ$ 时的1.25倍、1.41倍和1.44倍。管束的综合换热性能随 $Re$ 的增大而变差,强化传热作用降低。 $\beta$ 为 $45^\circ$ 时管束的综合换热性能最好, $75^\circ$ 和 $90^\circ$ 时管束在不同 $Re$ 下的综合换热性能接近。

## 参考文献:

- [1] KHAN W A, CULHAN J R, YOVANOVICH M M. Convection heat transfer tube banks in crossflow: Analytical approach[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49: 4831-4838.
- [2] WKI C I, CHENG K H, MONJI H, et al. PIV measurement of the vertical cross-flow structure over tube bundles[J]. Experiments in Fluids, 2004, 37: 350-363.
- [3] 潘维,池作和,斯东波,等. 匀速流体横掠管束的流场数值模拟[J]. 浙江大学学报:工学版, 2004, 38(8): 1043-1046.
- [4] 杨荣,赵明,叶剑军,等. 非稳态横掠管束周期性充分发展对流换热的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(6): 988-991.
- [5] 王定标,姜逢章,杨丽云. 蜂窝板传热元件的数值模拟[J]. 郑州大学学报:工学版, 2008, 29(1): 5-8.
- [6] 刘敏珊,董其伍,刘乾. 折流板换热器的流场数值模拟与结构优化[J]. 石油机械, 2006, 34(4): 42-45.

(下转第91页)

- turing of multi-material compliant mechanisms using multi-material molding[J]. Int J Adv Manuf Technol 2006,30:11-12.
- [2] LEE K Y. Polymers for microfluidic chips[J]. Macromol Res, 2006,14:121-128.
- [3] 王晓东,刘冲,马骊群,等. 塑料微流控芯片的制作及其自动化[J]. 高技术通讯, 2004,14(7):45-48.
- [4] CASALINO G, ROTONDO A. On the numerical modeling of the multiphysics self piercing riveting process based on the finite element technique[J]. Advances in Engineering Software, 2008,39: 787-795.
- [5] 姚文莉,陈滨. 考虑摩擦的平面多刚体系统的冲击问题[J]. 北京大学学报:自然科学版, 2004,40(5): 729-734.

## The Analysis of In-mold Dynamics about the Microfluidic Chips Based on Ansys/ls-Dyna

JIANG Bing-yan, CHEN Wen, YUAN Li, LI Dai-bing

(Key Laboratory of Modern Complex Equipment Design and Extreme Manufacturing Ministry of Education, Central South University, Changsha 410083, China)

**Abstract:** With the finite elements model based on system dynamical theory and with the help of ANSYS/LS-DYNA, the research simulates the in-mold dynamics for microfluidic chips. Based on the results of the simulation, the research shows that: the maximum Von mises stress is below the materials summit limits; the key points displacements have certain impact on the alignment precision of the mold cavities. The research provides the theory for the in-mold assemble(IMA) technology.

**Key words:** in-mold assemble; mold cavities alignment; ANSYS/LS-DYNA; mold life

(上接第71页)

- [7] Fluent Inc. Fluent User's Guide[M]. Fluent Inc, 2003

- [8] 茹卡乌斯卡斯 A A. 换热器内的对流传热[M]. 马昌文, 居滋泉, 肖宏才, 译. 北京: 科学出版社, 1986: 292-330.

## Influence of Flowing Impact Angle Heat Transfer in Fluid Flowing Across Tube Bundles

DONG Qi-wu, WANG Ye, LIU Min-shan

(Thermal Energy Engineering Research Center, Zhengzhou University, Zhengzhou 450002, China)

**Abstract:** Three-dimensional numerical simulation on heat transfer in fluid flowing across tube bundles is carried out by using the computational fluid dynamics software FLUENT, while the tube bundles are 87 in tubes staggered arrangement with the specific flowing impact angles of 45°, 60°, 75° and 90°. The longitudinal and transverse tube pitch is 9.5mm and 11 mm, respectively. The numerical simulation results of the average heat transfer Nusselt number and the pressure drop from the inlet to outlet of models are investigated and compared with Жыкayckac's experimental correlation. With the Reynolds numbers from 5 000 to 20 000 in this paper, the fitting formula of the average heat transfer Nusselt number is given for different impact angles. The local heat transfer character in the circumferential direction along tube walls is also analyzed in detail. It showed that, the turbulent boundary layer separates from tube walls when the circumferential angle is about 105°, when the heat transfer coefficient is the lowest; the average heat transfer Nusselt number and pressure drop become bigger as the flowing impact angles increase. The comprehensive heat transfer performance is much better when the flowing impact angle is 45°.

**Key words:** flowing impact angle; flow across tube bundle; local heat transfer; numerical simulation