

国标板管间隙对流动与传热的细观影响研究

董其伍, 欧阳克, 刘敏珊, 张丽娜

(郑州大学 河南省过程传热与节能重点实验室, 河南 郑州 450002)

摘 要: 为了研究国标中规定的板管间隙对管壳式换热器壳程流动与传热的细观影响, 运用 CFD 软件建立管壳式换热器壳程周期模型并进行了数值计算。分析结果表明, 当板管间隙小于等于国标 I 级管束规定的最大间隙 0.35 mm 时, 间隙漏流影响的范围很小, 折流板之间流体的流动趋近于理想横流, 传热效果好; 当间隙大于等于国标 II 级管束规定的最大间隙 0.5 mm 时, 漏流产生的漩涡强度变大, 折流板之间流体的流动趋近于纵向流, 从而导致换热管的整体传热性能下降; 在折流板背面存在一个换热性能最差的截面, 该截面与折流板之间的距离随着 Re 和间隙的增大而增大。

关 键 词: 板管间隙; 数值模拟; 传热性能; 间隙漏流

中图分类号: TK124

文献标识码: A

引 言

传统的管壳式换热器研究主要采用实验方法。虽然实验研究直观、真实、可靠, 但易受到实验条件、实验模型、结构参数、测量精度、实验周期及费用等因素影响, 并且目前的实验条件还无法观测到壳程结构对流体流动和传热微观上的影响^[1]。随着计算流体力学和数值传热学的蓬勃发展, 采用数值模拟的方法对管壳式换热器进行性能研究已经成为换热器研究的重要手段。采用数值模拟的方法不仅具有灵活、费用低、周期短、很好的重复性、处理较复杂的情况等优点, 而且采用数值模拟管壳式换热器壳程的流场、温度场及压力场, 能够详尽地预测管束支撑对流场和传热过程的影响, 能够很清楚的考察壳程流动和传热的细观特性。

大部分的管壳式换热器壳程几何结构呈现周期性的变化规律。当流体进入充分发展阶段后, 流动与传热都以一个几何周期为周期在主流方向重复变化^[2]。周期性充分发展阶段内的流体流动和传热性能, 很大程度上反映了换热器的整体性能。因此充分利用管壳式换热器流动和传热的周期性特征, 建

立周期性计算模型, 已经成为一种准确、快捷、高效的数值模拟研究方法^[3]。

目前, 在管壳式换热器壳程流动与传热性能的数值模拟研究中, 众多研究者主要关注的是换热器的整体传热性能和压降, 而对国标中规定的板管间隙对壳程流动与传热的细观影响研究鲜见报告。文献 [4] 中在使用增强壁面函数进行模拟时, 考虑了管壁面对流体流动的影响, 而忽略了折流板壁面对流体流动的影响。本研究通过选择合适的结构, 建立周期模型, 考虑换热管和折流板壁面对流体流动的影响, 在网格划分时均进行加密处理, 重点考察相邻两块折流板之间换热管沿轴向传热系数的变化, 以此来分析流体的流动与传热细观特性及管板间隙对流体流动与传热的影响。

1 数值计算模型

1.1 数学模型

对于不可压缩的牛顿型流体, 在三维正交的笛卡尔坐标系下, 管壳式换热器壳程流体流动和传热必须满足以下 3 个控制方程^[5-6]。

质量守恒方程:

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

动量守恒方程:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

能量守恒方程:

$$\text{div}(\rho UT) = \text{div} \left(\frac{\lambda}{C_p} \text{grad} T \right)$$

收稿日期: 2009-11-06

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。

1.2 几何模型

为了便于管壳式换热器的制造、安装,折流板和筒壁之间以及折流板与换热管之间存在间隙,这两部分的漏流对换热器整体的压降和传热有较大的影响。使用密封圈堵住板壳间隙可以增强换热器传热效果^[7],因此,在建立物理模型时,只考虑板管间隙,而不考虑板壳间隙。参照 GB151—1999,对于外径 $d = 19 \text{ mm}$ 的换热管,国标规定折流板管孔直径为: I 级管束 $D = 19.4_0^{+0.30}$, II 级管束 $D = 19.6_0^{+0.40}$,选择 4 组板管间隙建立模型进行数值模拟研究。模型的具体尺寸如表 1 所示,换热管的排列形式为正三角形排列。因为折流板换热器结构具有对称性,建模时只需选取实体的一半,模型如图 1 所示。

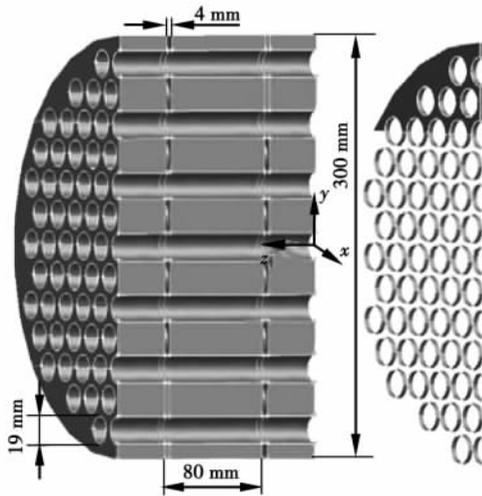


图 1 周期模型示意图(流体沿 z 轴正向流动)

表 1 管壳式换热器周期模型尺寸

	尺寸
筒体内径/mm	$\phi 300$
管径/mm	$\phi 19$
折流板间距/mm	80
折流板孔径/mm	19.4, 19.7, 20.0, 20.6
折流板缺口	筒体内径的 21%
管中心距/mm	25
板厚/mm	4
间隙值/mm	0.2, 0.35, 0.5, 0.8

1.3 网格划分

为了准确地计算流体在管束壁面边界层内的变化,在管子外划分 10 层的加密网格,底层网格高度为 0.0306 mm ,增长率为 1.45。折流板在管壳式换热器中起到改变壳程流体流动方向的作用,使流体

由纵向流趋近于横向流。折流板壁面附近网格划分的疏密程度对壁面附近流体的流动与传热的模拟计算有较大的影响,进而会对该区域内换热管的热流密度分布产生较大的影响。采用增强壁面函数时,近壁网格的划分应该满足 Fluent 的要求^[8]。经过多次试算,对于文中给出的结构,在折流板外划分 12 层加密网格,最底层网格高度为 0.015534 ,增长率为 1.5,总高度为 4 mm 。这种网格划分方案能保证与折流板壁面相邻的控制体积的节点在 y^+ 处于 1.5 附近。

湍流区采用六面体网格,其网格疏密程度对整体模拟结果有很大影响。为了获得网格独立解,针对板管间隙为 0.5 mm 的模型,选择 5 种不同的网格尺寸考察网格独立解。

假定相邻两管之间的管桥最小宽度为 B ,管壁外加密的边界层的厚度为 h ,四边形网格尺寸为 S_g 。为了便于比较,定义一个新的无量纲网格尺寸: L_B , $L_B = S_g / (B - 2h)$ 。当 $Re = 6000$ 时,模拟计算的结果如表 2 所示。

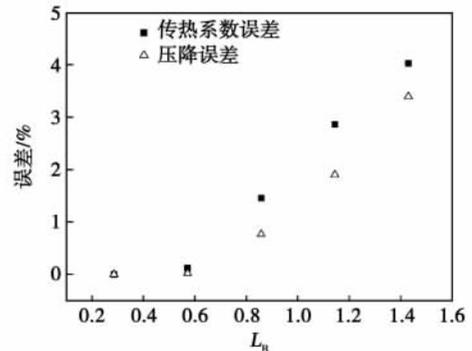


图 2 无量纲网格尺寸对传热系数和压力降的影响

从表 2 和图 2 中可以看出, $S_g = 1 \text{ mm}$ 和 $S_g = 0.5 \text{ mm}$ 时的模拟结果误差均小于 1% ,可以认为再减小网格尺寸对计算结果影响不大,此时已获得网格独立解。综合考虑准确性和经济性,非加密区域三维模型湍流区网格划分为 $x \times y \times z = 1 \text{ mm} \times 1 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$ 的六面体网格。

1.4 计算方法和边界条件

在进行模拟时,湍流模型选用标准 $\kappa - \varepsilon$ 模型,近壁面采用增强壁面函数处理。控制方程采用有限体积法离散,压力速度耦合采用 SIMPLE 算法,压力插补格式选择 standard 格式,其它项采用二阶迎风格式^[4]。

模型计算边界条件设定如下:管束壁面温度为恒温 $122 \text{ }^\circ\text{C}$,流体为水,来流周期面进口温度为 20

℃, 轴向中间截面 $X = 0$ 处设置对称边界条件, 壁面设为标准无滑移壁面条件, 折流板与筒体壁面设为绝热壁面。

表 2 板管间隙为 0.5 mm、 $Re = 6000$ 时模拟结果对比

四边形网格尺寸/mm	网格单元数/万	无量纲网格尺寸	Nu	传热系数误差/%	压降/Pa	压降误差/%
0.5	1315.5	0.286	76.1	0	118.53	0
1	519.2	0.572	76.01	0.120	118.56	0.023
1.5	337.1	0.858	74.99	1.455	119.44	0.766
2	248.9	1.144	73.92	2.862	120.78	1.900
2.5	197.9	1.43	73.04	4.021	122.56	3.395

2 数值模拟结果与分析

2.1 板管间隙对整体压降和传热的影响

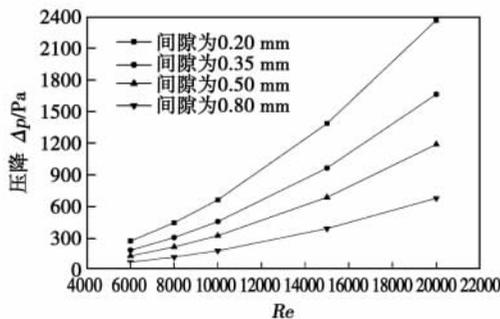


图 3 不同间隙时各模型压降与间隙的关系

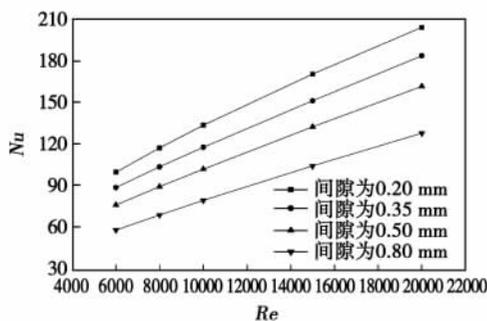


图 4 不同间隙时各模型 Nu 与间隙的关系

由图 3 和图 4 可以看出, 不同间隙对壳程压降和 Nu 的影响较为明显。各模型的压降随着壳程 Re 的增加而增大。在相同的 Re 下, 板管间隙越小的模型压降越大。在间隙较小的时候, 随着 Re 增加, 压降增加较明显。各模型的 Nu 随着壳程 Re 的增加而增大。在相同的 Re 下, 板管间隙越小的 Nu 越

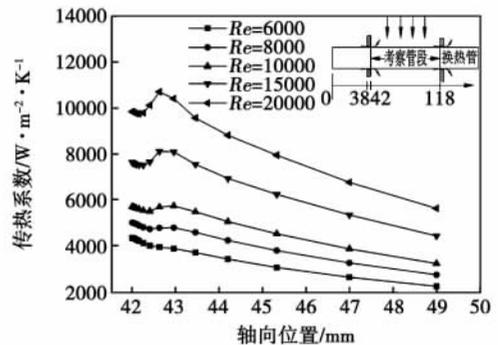
大, 传热性能越好。从以上分析可以得到, 对板管间隙存在时的流动与传热细观特性进行研究, 对于提高换热器的换热性能研究是十分必要的。

2.2 板管间隙对壳程流体流动与传热的细观影响

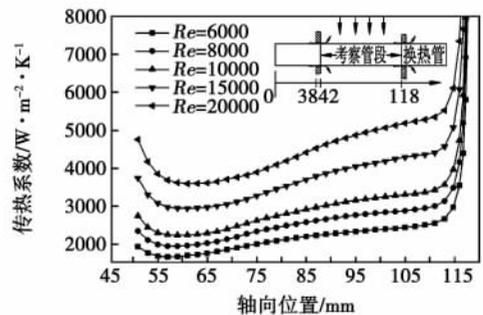
在 Fluent 中是以数值模拟时所划分的控制体积为单位, 对管壁的热流密度和壳程流体的温度进行计算的, 在同一控制体积中管壁的热流密度和流体的温度相同。因此将两块折流板之间的换热管沿轴向按照网格单元长度切割成微小的管段, 读取这些微小管段的传热系数, 以此来考察换热管的表面传热系数沿轴向的变化。

2.2.1 Re 对板管间隙漏流的细观影响

图 5 为板管间隙为 0.5 mm 时, 不同 Re 下换热管传热系数沿轴向的分布。



(a) 板管间隙为 0.5 mm 时, 沿轴向 42~50 mm 内 Re 对换热管传热系数的影响



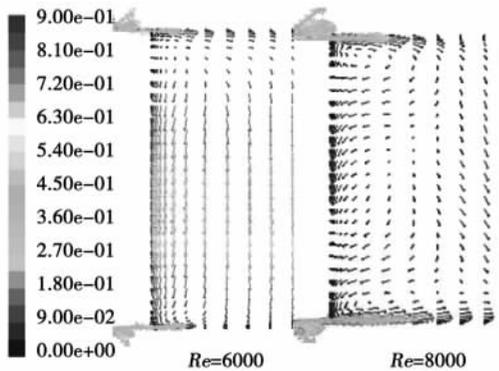
(b) 板管间隙为 0.5 mm 时, 沿轴向 50~118 mm 内 Re 对换热管传热系数的影响

图 5 板管间隙为 0.5 mm 时, Re 对传热系数沿轴向变化的影响

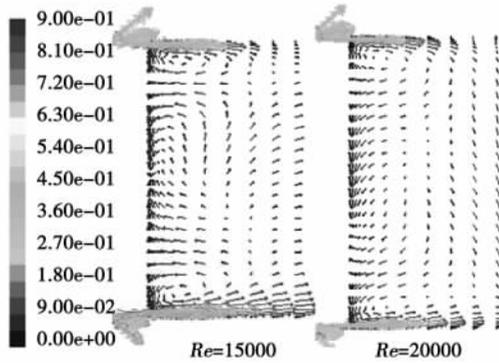
由于板管之间存在漏流, 使折流板前后一段距离内传热系数很大, 并且该区域传热系数的变化比较明显, 为了能够清晰地显示出该区域内的传热特性以及换热管中间段的传热系数变化, 将图 5 按照 z 轴位置分成两段显示, 分别如图 5(a) 和 (b) 所示。

由图 5(a) 中可以发现, 从间隙中流出的流体以较高的速度冲刷管壁, 导致折流板后一段区域内的

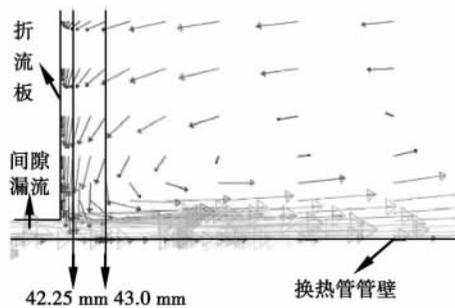
换热管传热系数较大,并且沿着轴向整体下降。但是当 Re 增加到一定值的时候,在 $42.25\text{ mm} < z < 43.0\text{ mm}$ 区域,传热系数沿轴向出现了一个小的波动,先增大,再逐渐减小,并且 Re 越大,波动出现的位置越靠近折流板,传热系数增加的幅度越大,波动影响的范围越大。这主要跟折流板背面产生的漩涡有关。



(a) $Re=6000$ 、 8000 时折流板后局部流场矢量图



(b) $Re=15000$ 、 20000 时折流板后局部流场矢量图



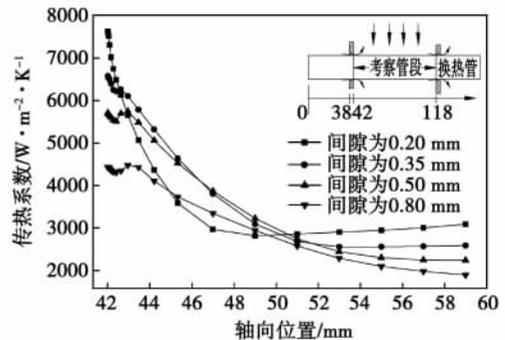
(c) $Re=20000$ 时,局部矢量放大图

图 6 板管间隙为 0.5 mm ,不同 Re 折流板背面局部流场速度矢量图

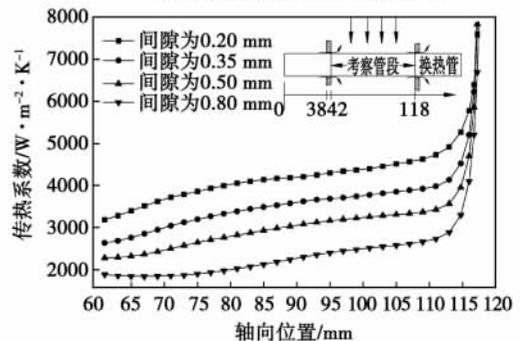
对比图 6(a) 和 (b),可以看出,当 Re 较小时,从板管间隙中漏流出来的流体速度也较小,在受到主流流体的冲击后,不足以产生漩涡。当 Re 增加到一定值时,漏流和主流之间的冲击开始产生漩涡。图

6(c) 为 $Re = 20000$ 时,折流板后的局部矢量放大图。从图中可以看出,在 $42.25 \sim 43.0\text{ mm}$ 这一管段之间,漩涡流体以一定的角度冲刷换热管壁,使局部换热有所增强,因此会导致局部的传热系数变大。随着 Re 的增加,主流流体的驱动力增加,折流板迎面压力增大,使得折流板两侧的压降增大,通过间隙的漏流量相应增大,导致漩涡的强度增强,影响范围变大,因此在图 6(a) 中, Re 越大,传热系数波动范围越大。

在图 6(b) 中可以看出,在两块折流板之间存在一个截面,该截面上的换热性能最差。在这个截面之前换热管的传热主要受漏流和主流的影响,传热系数呈逐渐下降的趋势;在这个截面之后换热管的传热主要受主流的影响,传热系数逐渐增加,直到接近下一块折流板间隙的位置,漏流再次影响传热,使传热系数迅速增加达到最大值。传热性能最差的截面的位置与 Re 有很大的关系,随着 Re 的增加,逐渐远离折流板。



(a) $Re=10000$ 时,沿轴向42~60 mm内板管间隙对换热管传热系数的影响



(b) $Re=10000$ 时,沿轴向60~118 mm内板管间隙对换热管传热系数的影响

图 7 $Re = 10000$ 时,板管间隙对传热系数沿轴向变化的影响

2.2.2 板管间隙对流动与传热的细观影响

图 7 给出了在 $Re = 10000$ 时,不同板管间隙下换热管传热系数沿轴向的分布图。从图 7(a) 中可

可以看出,折流板后传热系数整体呈逐渐减小的趋势,但是当间隙增大到 0.35 mm 的时候,在 $42.5 \text{ mm} < z < 43.5 \text{ mm}$ 区域内,传热系数也出现了一个小的波动。

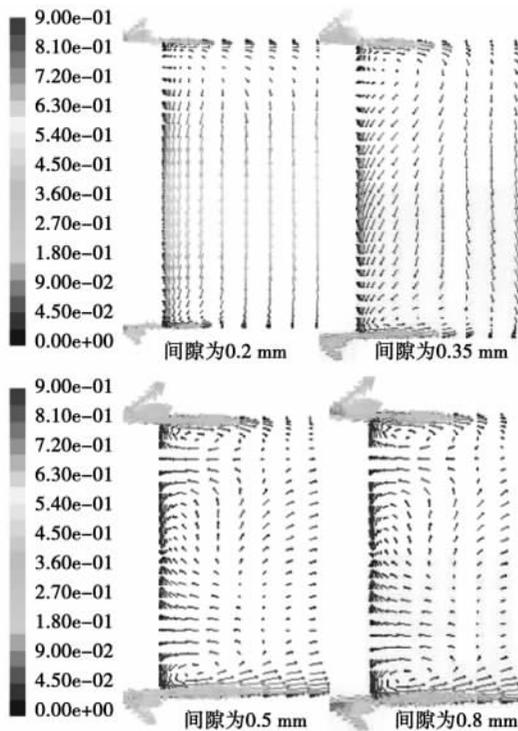


图 8 $Re = 10000$ 时,不同板管间隙下,折流板背面局部流场速度矢量图

从图 8 中可以看出,当间隙为 0.2 mm 时,从间隙中射流而出的流体影响范围较小。虽然射流而出的流体速度较高,但是由于间隙过小,流通面积不够大,漏流流体的质量流量较小,这一部分流体的动量较小,当这一部分流体射入主流流体中时,产生的卷吸效果非常有限,不足以产生漩涡。随着间隙尺寸变大,漏流流体与主流流体相互作用后逐渐出现漩涡,并且影响范围逐渐变大。虽然射流流体的速度逐渐减小,但是漏流流体的质量流量大为增加,这一部分流体的动量也大大增加。另外漏流流体的质量流量增加后,导致主流流体的质量流量减小,流速降低,二者相互作用的时候产生较大的卷吸作用,促进了局部区域流体的混合,漩涡产生的效应越明显。

结合图 7 和图 8,可以发现,相同 Re 下,当间隙小于等于国标 I 级管束规定的最大间隙 0.35 mm 时,漏流影响的范围很小,产生的漩涡强度较弱,折流板之间流体的流动趋近于理想横流,传热效果好;

当间隙大于等于国标 II 级管束规定的最大间隙 0.5 mm 时,漏流产生的漩涡强度变强,过大的漏流量使横向冲刷管束的主流流量和流速都降低,折流板之间流体的流动趋近于纵向流,从而导致换热管的整体传热性能下降;传热系数最差截面的位置随着间隙的增大,而远离折流板。

3 结 论

(1) 同流量下,管壳式换热器的压降和传热系数随着板管间隙的减小而增大;同板管间隙下,管壳式换热器的压降和传热系数随着流量增加而增大。

(2) 由于板管间隙漏流的影响,当 Re 和间隙增加到一定值后,在折流板后较小的一段区域内,换热管的传热系数在沿轴向减小的过程中会出现先增大再减小的波动。

(3) 当间隙小于等于国标 I 级管束规定的最大间隙时,间隙漏流影响的范围很小,折流板之间流体的流动趋近于理想横流,传热效果好;当间隙大于等于国标 II 级管束规定的最大间隙时,漏流产生的漩涡强度变强,折流板之间流体的流动趋近于纵向流,从而导致换热管的整体传热性能下降。

(4) 在折流板背面存在一个换热性能最差的截面,该截面与折流板之间的距离随着 Re 和间隙的增大而增大。

参考文献:

- [1] 吴金星,王定标,魏新利,等.管壳式换热器壳程流动和传热的数值模拟研究进展[J].流体机械,2002,30(5):28-32.
- [2] 刘敏珊,文顺清,董其伍,等.换热器板管间隙对流动与传热的影响研究[J].石油机械,2009,37(2):19-21.
- [3] 古新,董其伍,刘敏珊.周期性模型在管壳式换热器数值模拟中的应用[J].热能动力工程,2008,23(1):64-68.
- [4] 董其伍,谢建,刘敏珊,等.管壳式换热器模拟中壁面函数选择分析[J].石油机械,2009,37(2):41-44.
- [5] 陶文铨.数值传热学[M].第2版.西安:西安交通大学出版社,2001.
- [6] 王福军.计算流体动力学分析[M].北京:清华大学出版社,2004.
- [7] SIMIN W, JIAN W, YANZHONG L. An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29: 2433-2438.
- [8] FLUENT INC. Fluent User's Guide[M]. New Hampshire: Fluent Inc, 2003.
- [9] GB151-1999,管壳式换热器[S].

(编辑 伟)

国标板管间隙对流动与传热的细观影响研究 = **Study of the Microscopic Influence of the Tubesheet/Tube Clearance Stipulated by the National Standard on the Flow and Heat Transfer in a Shell and Tube Heat Exchanger** [刊,汉] DONG Qi-wu, OUYANG Ke, LIU Min-shan, et al (Henan Provincial Key Laboratory on Process Heat Transfer and Energy Savings, Zhengzhou University, Zhengzhou, China, Post Code: 450002) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). - 36 ~ 40

To study the microscopic influence of the tubesheet/tube clearance stipulated by the national standard on the flow and heat transfer in a shell and tube heat exchanger, a periodic model for the shell side in the shell and tube heat exchanger was established by using software CFD and a numerical calculation was conducted. Analytic results show that when the tubesheet/tube clearance is less than and equals to the maximum clearance of 0.35 mm stipulated by the national standard for Grade I tube bundles, the scope influenced by the leakage flow from the clearance is very small. The flow of the fluid between the baffle plates approximates to an ideal transverse flow, thus a good heat transfer effectiveness can result. When the clearance under discussion is greater than and equals to the maximum clearance of 0.5 mm stipulated by the national standard for Grade II tube bundles, the vortex intensity caused by the leakage flow will become bigger and the flow of fluid between the baffle plates approximates to a longitudinal flow. As a result, the overall heat transfer performance of the heat exchange tubes will deteriorate. There exists a section at the back of the baffle plates, which has the worst heat exchange performance. The distance between the section and the baffle plates will increase with an increase of the Reynolds number and clearance. **Key words:** tubesheet/tube clearance, numerical simulation, heat transfer performance, leakage flow from a clearance

螺旋管内迪恩涡运动的数值模拟 = **Numerical Simulation of the Dean Vortex Movement in a Spiral Tube** [刊,汉] ZHAN Han-hui (College of Environmental Monitoring, Mining Industry University of China, Xuzhou, China, Post Code: 221116), ZHU Hui (College of Civil Works, Hunan University of Technology, Zhuzhou, China, Post Code: 412008) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(1). - 41 ~ 47

Proceeding from the Navier-Stokes equation group under a helical orthogonal coordinate system and making use of Realizable $k-\varepsilon$ turbulent flow model and Simplec algorithm, a numerical simulation was performed of the flow in a straight tube and a spiral tube with different geometrical dimensions. The influence of the twisting rate τ , the ratio of the tube diameter and the curvature radius r/R , inlet speed v_i and the fluid viscosity on the Dean vortices in the spiral tube was studied comprehensively. The simulation results show that the change in the ratio of twisting rate and curvature may cause an offset in the maximum values of both axial and radial speed in the spiral tube and a change in the magnitude of the speeds. When the inlet speed is less than about 0.8 m/s, the radial speed and total pressure will ascend with an increase of the inlet speed. The enhancement of the fluid viscosity will cause an increase of the radial speed and total pressure and will be conducive to the formation of Dean vortices. **Key words:** spiral tube, Dean vortex, numerical simulation

内表面烧结型多孔管的流动沸腾换热 = **Flow Boiling-based Heat Exchange in an Inner Surface Sintering Type Perforated Tube** [刊,汉] HAN Kun, LIU A-long, PENG Dong-hui, et al (Chemical Engineering and Equipment Research Institute, Shanghai Academy of Chemical Industry, Shanghai, China, Post Code: 200062) //