

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.03.002

微管道阵列流体流动及其耦合传热的数值模拟

吴士伟, 周剑锋, 陈瑶

(南京工业大学机械与动力工程学院, 江苏南京 211816)

摘要:针对一种阵列式微管道换热器,利用 FLUENT 软件对其进行了数值模拟。将恒壁温、恒热流和流固耦合计算方法的模拟结果进行对比,结果表明:采用流固耦合传热边界条件更有助于揭示换热器局部温度场变化的实际情况,模拟结果与实际情况吻合较好,能够为微管道换热器结构优化设计提供参考依据。

关键词:微管道;阵列式;FLUENT 软件;数值模拟

中图分类号:TK124 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2014)03-0006-04

Numerical Simulation of Arrayed Microchannel Fluid Flow and Coupled Heat Transfer

WU Shiwei, ZHOU Jianfeng, CHEN Yao

(School of Mechanical and Power Engineering, Nanjing University of Technology, Nanjing 211816, China)

Abstract: The numerical simulation on the fluid flow and coupled heat transfer of arrayed microchannel heat exchanger was performed by using FLUENT software. Three numerical simulation models such as constant wall temperature, constant heat flux and fluid solid coupling were taken into account. The results show that the coupled heat transfer model of both the shell and sheet fluid flow can exhibit the local temperature change of heat exchanger truly. The simulation results are agreement with the actual situation and can provide a reference for the optimization design to microchannel heat exchanger.

Key words: microchannel; arrayed; FLUENT software; numerical simulation

随着微型化学化工机械系统的发展,换热器正朝着细微化发展。微管道换热器是 20 世纪 90 年代发展起来的高效换热设备,广泛应用于化工、能源、环境等领域^[1-5]。由于特征尺寸在微米到亚毫米尺度范围内,微管道换热器具有体积小、换热效率高、质量轻等与常规设备不同的特征^[6-9]。Li 等^[10]对恒热流边界下非圆形截面微管道内流动换热进行了数值模拟,发现充分发展段的 Nu 数随 Re 的增加而变大,此结果与大管道经典理论存在差别。国内学者杨迎春等^[11]对恒壁温条件下梯形微管道内流动换热进行了数值模拟,其分析结果表明,在通道入口处,平均 Nu 最大,且其沿主流方向逐渐变小,直至充分发展段趋于定值。然而微管道内外侧的热边界条件是由热量交换过程动态确定的,受流体与壁面之间相互作用的制约,无论界面上的

温度还是热流密度都应看成是计算结果的一部分,而不是已知条件。像这类热边界条件是由热量交换过程动态地加以决定而不能预先规定的问题,称为对流—导热耦合问题^[12]。因此本文以阵列式微管道换热器为重点研究对象,采用 FLUENT 软件建立其三维实体模型,对换热器的流场、温度场和压力场等进行研究。在研究流体流动和换热的计算中,同时采用定壁温、定热流假设方法和管内外流体流固耦合计算方法,将 3 种方法进行对比,探寻 3 种假设方法的区别,找到最佳的计算方案。

1 控制方程

对流固耦合稳态传热问题,固体的导热计算应遵循傅里叶导热定律。同时流体流动和传热必须满足连续性方程、动量守恒方程以及能量守恒方程。

收稿日期:2013-12-06;修回日期:2013-12-25

基金项目:江苏省自然科学基金(BK2011810)

作者简介:吴士伟(1988),男,江苏宿迁人,硕士研究生,主要研究方向为微管道内流体强化传热。E-mail:wusw195@163.com

固体的导热遵循傅里叶定律,热流密度 q 为

$$q = -\lambda_g \frac{dT_g}{dn}$$

式中: λ_g 为固体导热系数, T_g 为固体温度。

流体的连续性方程、动量方程和能量方程分别为

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0,$$

$$\rho(\mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U}) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{U},$$

$$\rho C_p (\mathbf{U} \cdot \nabla T) = \lambda_f \nabla^2 T + \phi.$$

式中: ∇ 为哈密尔顿算子, $\mathbf{U}$ 为速度矢量, μ 为动力黏度, C_p 为定压比热容, λ_f 为流体导热系数, ∇^2 为拉普拉斯算子, ϕ 为黏性耗散项。

流体和固体遵循不同的控制方程,为了实现不同区域数据的交换,流体域和固体域交界面上必须满足连续性边界条件:

1) 界面上的温度连续

$$T_s|_r = T_f|_r$$

2) 界面上的热流密度连续

$$q_s|_r = q_f|_r$$

式中: T_f 为流体温度, T_s 为固体温度, q_s 为固体热流密度, q_f 为液体热流密度, r 表示固液边界。

2 换热器模型的建立

2.1 换热器几何尺寸

本文以管壳式换热器为原型,采用薄壁微管道作为传热元件,一方面利用薄壁微管道较低的热阻以及减薄的边界层实现热量的高速交换,另一方面通过微管道的并联增大换热面积,从而满足较大流量的冷热流体间的高速换热。该换热器的总长为 43 mm,筒体截面为正方形,其边长为 5 mm。阵列式微通道换热器的示意图如图 1 所示,主要结构尺寸和物性参数见表 1 和表 2。

表 1 微管道换热器主要结构尺寸

Table 1 Main structure size parameters of microchannel exchanger

壳体长度/mm	换热管内径/mm	换热管根数/根	正方形边长/mm	换热管间距/mm	换热管材料	折流板厚度/mm	折流板间距/mm
43.0	0.7	9	5.0	1.0	铜	0.1	4.3

表 2 壳程与管程流体主要物性参数

Table 2 Main property parameters of sheet and shell fluid

介质	进口温度 T/K	密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	比热容 $C_p/(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$	热导率 $\lambda/(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	动力黏度 $\mu/(Pa \cdot s)$
热水	350	971.8	4 195	0.674	0.000 4
冷水	300	997.5	4 180	0.605	0.001 0

2.2 换热器三维模型的建立

由于换热器壳程结构相对复杂,建立模型时作如下假设:①忽略折流板与换热管、折流板与筒体间的间隙,认为紧密连接。②壳程部分仅由壳体、折流板、换热管束组成。换热器的建模采用 FLUENT 的前处理软件 GAMBIT 进行实体建模。由于换热器结构对称,为了提高计算效率,换热器的三维实体模型只建了一半。

2.3 计算模型网格划分及边界条件设置

利用软件 GAMBIT 自带的 MESH 工具进行计算网格划分。GAMBIT 具有灵活方便的几何修复功能,有利于生成的较高质量的网格并提高求解计算的精度。由于该换热器结构复杂,为简化计算,网格单元类型选用 Tet/Hybrid, Tet/Hybrid 指定该网格主要包含四面体网格单元,在合适的位置也可以包含六面体、锥体和楔形单元。对应的方式选择 TGIRD,可以节省计算的时间。流体的近壁区域采用设置边界层网格的方法加密网格,整个模型中共有节点 296 万个,单元 83 万个。划分好网格后要要进行试算,试算后将网格密度调

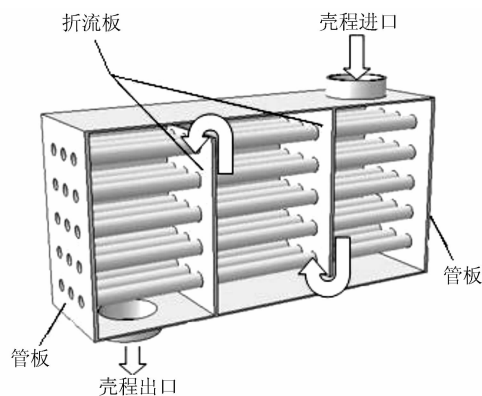


图 1 阵列式微管道换热器几何模型

Figure 1 Geometric model of arrayed microchannel heat exchanger

整为比上一次的多一倍进行计算后对比结果,如果结果一致则取用第一次划分的网格,结果不一致则要将网格密度再加一倍,直至后一次的网格密度下计算的结果和前一次网格密度下计算的结果一致为止。网格划分如图 2 所示。

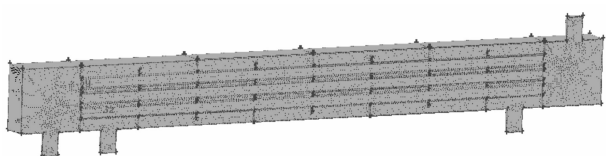


图2 网格划分示意图

Figure 2 Schematic diagram of mesh

2.4 FLUENT 软件中边界条件及流体计算设置

入口边界条件设置为速度入口,假设入口来流的速度分布均匀,忽略重力场的影响;出口边界条件设置为压力出口;湍流定义方法选择湍流强度百分比和水力直径;换热器对称面设置为对称边界条件;管壁物性以 FLUENT 自带的铜的参数为准。

求解的条件采用基于压力求解器;隐式算法;三维空间,稳态;绝对速度;因计算过程涉及传热计算,故打开能量方程;湍流模型选择标准 $\kappa-\varepsilon$ 模型,近壁面采用标准壁面函数处理;控制方程的离散采用一阶迎风格式,湍流黏性系数和其他系数均保持默认值,速度与压力的耦合采用 SIMPLE 算法。能量残差控制在 10^{-6} 数量级,其它设为 10^{-3} 数量级,打开残差图监视残差变化直至收敛。

数值模拟过程中采取以下步骤:

1) 在一定管程流量条件下,按管内外耦合计算方法得到换热器整体温度场,并对壁温和管程温度进行分析。

2) 将耦合计算方法得到的换热管平均壁温作为定壁温假设的换热管外壁面温度,再对管内外流体的流动和传热进行模拟。定热流假设方法与此类似。

3) 对3种计算方法得到的换热器模拟结果进行比较。

3 计算结果与分析

3.1 换热器温度场分析

温度云图如图3所示,从图中可以看出耦合和恒热流边界条件下管程流体温度分布是很不均匀的,沿流动方向上的温度梯度十分明显,换热管中部的温度梯度最大,说明此处换热强烈。壳程流体温度则受到折流板的影响,沿“Z”字形逐渐减小,且温度的下降幅度逐渐变小,在每块折流板背面的流动死区处流体不能充分参与传热,温度较高。从图中可以看出耦合边界条件下换热效果最好,沿管子轴线方向上,管程流体温度上升较快,出口温度可达到 328 K。而恒壁温边界条件下换热效果最差,管程流体出口温度最低,只有 310 K,温度仅升高了 10 K,没有吸收太多的热量,起

不到冷却壳程流体的作用。恒热流边界下的换热效果则位于上述二者之间。事实上,换热管外壁的温度或者热流密度沿轴向并不是均匀分布的。而恒热流或恒壁温却以耦合算法得到的平均温度或热流密度作为微换热管外壁的恒定值,这样简单的“均化”边界条件会导致计算得到的换热量偏小,同时壳程流场温度场也相应地有所变化,不能得到微管道换热器真实的换热效率。

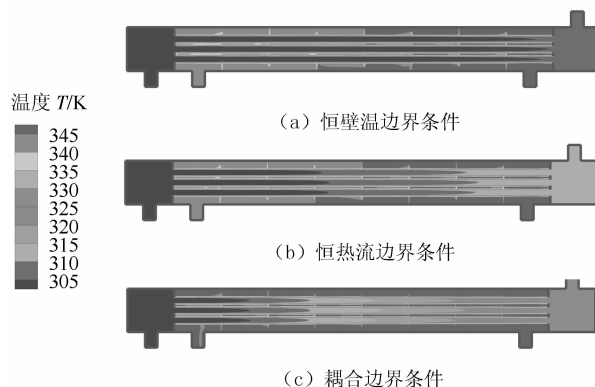


图3 3种计算方法温度云图

Figure 3 Temperature field diagram of three simulation models

3.2 传热特性分析

利用 FLUENT 软件的 Report 菜单可以提取各个面的平均温度,平均热流密度等相关数据,绘制出3种边界条件下管程出口温度和总传热系数随 Re 的变化情况图。从图4可以看出3种边界条件下管程出口温度均随 Re 数的增大而减小。在 $Re < 10^4$ 时,管程出口温度减小的幅度最明显,说明此时管程出口温度对管内冷水的流速变化敏感,微小的管程流速变化就会引起管程流体出口温度的较大变化。当 $Re > 10^4$ 时,随着 Re 的增加,管程出口温度仍减小,但减小的幅度已渐趋平缓,耦合边界条件下管程出口温度可达 309 K,而恒壁温边界条件下管程出口温度仅为 303 K。随着 Re 的增加,耦合边界条件与恒热流边界条件相比,管程出口温度的差值有缓慢增大的趋势。类似地,恒热流边界条件与恒壁温边界条件下的管程出口温度的差值亦具有此趋势。在相同的 Re 下,3种边界条件中耦合边界条件下的管程出口温度最高,恒热流边界条件次之,恒壁温边界条件最小。

总传热系数 k 可根据公式 $k = Q / (A \cdot T_m)$ 计算,式中, Q 为传热速率, A 为传热面积, T_m 为对数平均温度差。图5反映了总传热系数 k 与 Re 之间的数量关系。从图中可以看出,随着雷诺数的增加,3种边界条

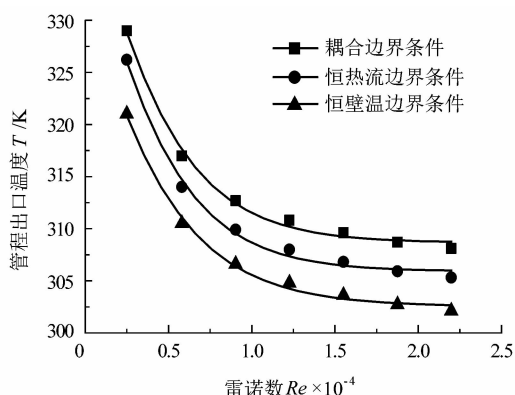


图4 管程出口温度 T 随雷诺数 Re 的变化
Figure 4 Variation of sheet outlet temperature T with Re

件下总传热系数 k 均随着 Re 的增加而增大,且增大的幅度逐渐变小。在相同的 Re 下,耦合边界条件下的总传热系数最高,可以达到 $2\,700\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 。随着 Re 的增大,恒热流与恒壁温边界条件下的总传热系数的差值基本保持不变,而与耦合边界条件下的总传热系数的差值有变大的趋势。根据文献[13]实验结果, $Re > 10^4$ 时,微细圆管换热器的总传热系数 k 值应在 $2\,600 \sim 3\,300\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 范围内。从计算结果可知,耦合算法所得到的总传热系数 k 值更接近实际情况。而相同条件下,常规尺寸换热器总传热系数在 $850 \sim 1\,700\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 之间。微管道换热器的换热效率比常规尺寸换热器高了1倍左右。

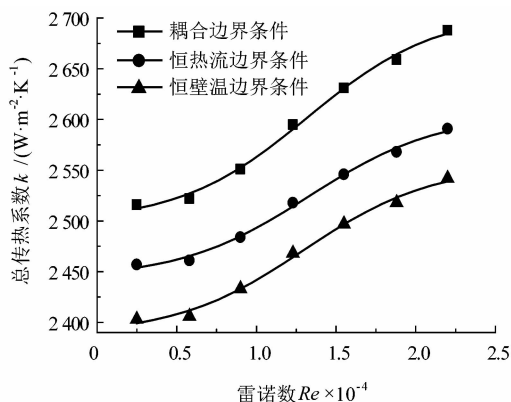


图5 总传热系数 k 随雷诺数 Re 的变化
Figure 5 Variation of total heat transfer coefficient k with Re

4 结语

1) 将数值模拟结果与经验公式对比,耦合、恒热

流和恒壁温3种模拟方法中,耦合算法能精确地反映微管道换热器内部温度场和速度场变化的实际情况。

2) 耦合算法中,微管道管程流体出口温度随 Re 的增加而减小,在 $Re = 2.25 \times 10^4$ 时,管程出口温度达到最小值 309 K 。

3) 在本文模拟工况下,阵列式微管道换热器的总传热系数达 $2\,700\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,换热能力比常规尺寸换热器提高了1倍左右,证明微管道换热器具有较好的强化传热功能。

参考文献:

- [1] 周幅彦,涂善东. 换热技术从大型化向微小化的发展[J]. 热能动力工程,2005,20(5):447-454.
- [2] JEONG Ho-eyoul, JEONG Jae-tack. Extended Graetz problem including stream wise conduction and viscous dissipation in microchannel [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006,49(13/14):2151-2157.
- [3] 张明惠. 圆形微通道热沉流动换热特性的数值研究[J]. 建筑热能通风空调,2009,28(1):10-13.
- [4] 孔寅,姜少飞,李吉泉. 电热变模温高光模具加热棒传热过程数值模拟研究[J]. 轻工机械,2011,29(6):33-35.
- [5] 杨英,邓为,李君,等. 中冷器冷却扁管管内传热及流阻性能研究[J]. 机电工程,2012,29(10):1130-1134.
- [6] QI S L, ZHANG P, WANG R Z, et al. Single phase pressure drop and heat transfer characteristics of turbulent liquid nitrogen flow in micro tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2007,50(9/10):1993-2001.
- [7] DUTKOWSKI K. Experimental investigation of poisenille number laminar flow of water and air in minichannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008,51(25/26):5893-5990.
- [8] HOOMAN K, HOOMAN F, FAMOURI M. Scaling effects for flow in microchannels; variable property, viscous heating, velocity slip, and temperature jump [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2009,36(2):192-196.
- [9] FEMANDEZ-SEARA J, UHIA F J, SIERES J, et al. A general review of the Wilson Plot Method and its modifications to determining convection coefficients in heat exchanger devices [J]. Applied Thermal Engineering, 2007,21(17/18):2745-2757.
- [10] LI Zhuo, TAO Wenquan, HE Yaling. A numerical study of laminar convective heat transfer in microchannel with non-circular cross section [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2006,45(12):1140-1148.
- [11] 杨迎春,陈永平,施明恒. 恒壁温下梯形硅微通道热沉流动换热特性[J]. 东南大学学报:自然科学版,2008,38(4):647-650.
- [12] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,1988.
- [13] 王秋香. 微管换热器传热与流动性能的实验研究[D]. 天津:天津大学,2010.