矩形微槽乙醇水溶液传热特性数值模拟

席有民 余建祖 高红霞 曹学伟

(北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 由于影响微槽传热特性的因素较多,实验研究结果相互矛盾,使得实验研究和数值仿真相结合成为进一步深入认识微槽传热特性的有效手段. 在实验研究的基础上,采用有限体积法对矩形微槽中体积浓度30%的乙醇水溶液传热特性进行了三维数值模拟. 矩形微槽采用两种不同对称结构和热边界条件,进口采用流动完全发展边界条件. 对不同对称结构和物性条件(常物性和变物性)的计算结果进行了比较,并与实验结果进行了对比. 研究表明,对所研究微槽结构和工质,采用流动完全发展进口条件,以及随温度变化的热物性参数,数值计算结果与实验结果基本吻合.

关 键 词: 微槽; 数值模拟; 有限体积法; 传热

中图分类号: V 434⁺. 14

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2008)06-0695-04

Numerical simulation of ethanol solution heat transfer in rectangular microchannels

Xi Youmin Yu Jianzu Gao Hongxia Cao Xuewei

(School of Aeronautic Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Owing to the factors influencing microchannel heat transfer behavior are complicated, the experimental results were contrary each other. The combination of experiment and numerical simulation has become a valid method to get deep understood of the heat transfer characteristics. On the basis of experimental research, heat transfer characteristic of 30% (volume concentration) ethanol solution in rectangle microchannels was numerically simulated. Two different symmetry structures and thermal boundary conditions of microchannels were used. The fully developed boundary conditions were adopted for the inlet fluid boundary. The results of two different symmetry structures with constant fluid thermal property and that changed with temperature were compared. The results were compared with experimental results as well. It shows that simulation and experimental results are fit well to the microchannels and the work fluid used here with fully developed flow inlet condition and thermal property changed with temperature.

Key words: microchannels; computer simulation; finite volume method; heat transfer

随着现代电子技术和微电子机械系统技术的发展,微槽传热和冷却技术在电子、航天、化工及生物工程等领域得到越来越广泛的应用. 为了深入认识微槽传热特性,人们已进行了大量实验研究,得出的结论却相互矛盾:微槽换热强于常规尺度槽道[1];微槽中努塞尔数(Nu)较常规尺度预测值小[2];微槽传热特性与传统尺度关联式预测结果基本相符[3]. 其原因不排除微细尺度测量困难而引入的实验误差所致. 因此实验研究和数值仿真相结合成为深入认识微槽传热机理并揭示其规律的有效手段.

肋分析法在早期微槽流动和换热的数值仿真研究中得到了广泛应用[4-5]. 由于经典肋分析法的主要假设,如流体温度只沿流动方向变化而在

收稿日期: 2007-05-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50676007)

作者简介: 席有民(1978-),男,山西临汾人,博士生, xiym@163.com.

槽道截面为均匀常值, 对流传热系数沿槽道壁面为常数等与实际情况存在较大偏差, 故在模拟精度上存在着不足. 在有限元法、有限差分法基础上发展起来的有限体积法要求因变量对任意一组控制体积都满足积分守恒, 整个计算域的积分守恒也得到满足. 这使得有限体积法在微细尺度的流动与传热研究中具有特别的吸引力.

本文采用有限体积法对体积流量 12 L/h, 体积浓度 30% 的乙醇水溶液在矩形微槽中的传热特性进行了三维数值模拟, 并与本课题组的实验研究结果进行了对比分析.

1 矩形微槽传热特性数值模型

1.1 微槽几何模型及实验研究方法

矩形微槽尺寸为 0.18mm × 2.1mm × 65mm, 截面水力直径为 0.332mm, 槽道深宽比为 11.7, 微槽通道 25个. 实验件示意图如图 1所示. 微槽热沉基板及微槽上部盖板材料均为紫铜.

工质流体为体积浓度 30% 的乙醇水溶液, Re= 60~ 90. 图 1中微槽下部的圆孔为加热棒安装孔. 实验对不同流速、不同热流密度下微槽的换热特性进行了研究. 实验通过对工质流量、工质进出微槽的温度、微槽壁面温度等参数的测量, 得到微槽的传热特性. 微槽实验研究见文献[6].

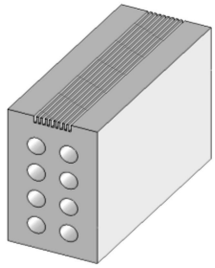


图 1 实验件结构示意图

1.2 数值模型

假设流体为不可压缩、层流稳态流动, 忽略体积力的作用, 则控制方程为

$$\nabla\cdot(\rho\boldsymbol{U}) = 0 \tag{1}$$

$$\nabla\cdot(\rho\boldsymbol{U}\times\boldsymbol{U}) = \nabla\cdot\sigma \tag{2}$$

$$\nabla\cdot\left[\rho\boldsymbol{U}\left(h+\frac{1}{2}\boldsymbol{U}\cdot\boldsymbol{U}\right)\right] - \nabla\cdot(k\,\mathrm{grad}\,T) = 0 \tag{3}$$

其中, $\sigma = -p\delta + \left(\zeta - \frac{2}{3}\mu\right)(\nabla\cdot\boldsymbol{U})\delta + \mu[\mathrm{grad}\,\boldsymbol{U} + (\mathrm{grad}\,\boldsymbol{U})^{\mathrm{T}}]$, p为压强, μ为粘性系数, ζ为第二粘性系数; ρ为流体密度; $\boldsymbol{U}(u, v, w)$为流体速度; h为焓; T为温度; k为流体导热系数.

1.3 边界条件

微槽换热器进出口存在骤缩和骤扩, 基于进入微槽前管径变化引起的流动变化, 文献[7]提出进口边界条件为流动完全发展、热不完全发展. 文献[8]对包含进出口集管的微通道传热特性进行三维耦合数值分析, 证实该条件计算结果与实验符合较好, 微通道中存在明显的热进口效应. 为此, 先对微槽进行流动计算, 再以流动计算结果作为传热计算的进口速度边界. 出口采用溢流边界条件, 流固界面采用无滑移边界条件.

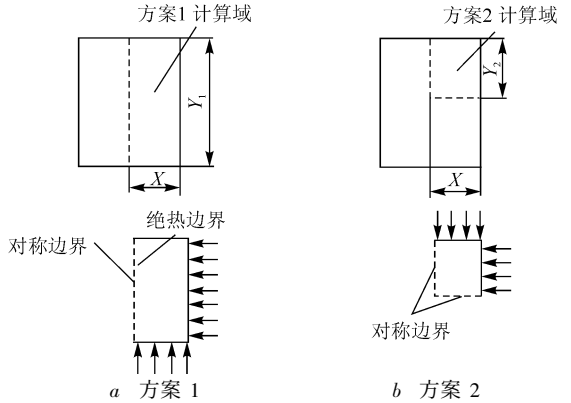
研究表明微槽三维耦合传热分析计算结果与实验工况相符很好[8-10], 但这种方法对计算机硬件要求高, 且不具有通用性. 为简化三维耦合分析, 把计算域限定为单个微槽的流体区域. 此计算域常用的壁面热边界条件有 3种: ①周向常壁温, 轴向常热流边界; ②周向和轴向均匀热流边界; ③周向和轴向均匀壁温边界. 微槽散热器实际应用中, 基板底部受热, 为减小总热阻, 基板多采用导热系数高的材料, 如硅、铜、铝等. 基板中的三维耦合换热使微槽通道内的热流和温度发生了再分布. 这种再分布使得 3种简化边界条件与实际换热条件比较接近. 同时, 只考虑槽道中流体流动与换热, 而不考虑槽栅中导热的简化分析可以对微槽划分更多网格, 对微槽中的流动与换热进行更详细的研究. 第 ②种边界条件易于实现且不用对壁面温度进行设置, 在无实验数据的情况下也可进行计算. 同时, 第②种边界条件与三维耦合分析的误差较小, 故本文采用第 ②种热边界条件.

1.4 网格划分与计算

计算区域较规则, 故采用六面体网格进行划分. 微槽进口存在明显的热进口效应, 入口处网格划分较密. 为了节省计算资源, 在不考虑重力影响的情况下, 对计算域采取了 2种不同对称方案的简化处理. 并对两种方案采取不同的热边界条件, 其边界条件的设置如图 2所示.

对方案 2进行了网格加密计算, 以验证计算结果是否具有网格无关性. 方案 1的网格划分为 10 × 200 × 295, 方案 2的网格划分为 10 × 117 × 295, 方案 2加密网格划分为 15 × 165 × 295. 结果表明, 加密网格与未加密的计算结果相差甚微, 热流密度和换热系数相对误差均小于 5%. 因此两种网格划分方案对本文的研究都是可行的.

工质的物性采用两种方式处理, 一种使用实验测得的流体进出口温度的算术平均值作为定性温度, 进而得到物性, 计算过程中物性作常数; 另一种对物性进行多项式拟和, 计算过程中物性随



X—微槽宽度的一半; Y_1—微槽槽深; Y_2—微槽槽深的一半.

图 2 计算域示意图

温度的变化而改变.

压力方程采用标准插值格式, 动量方程和能量方程均采用 QUICK (The Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinetics)插值格式, 压力和速度采用 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Press Linked Equations)算法进行求解.

2 计算结果与讨论

2 1 两种方案计算结果及其与实验结果对比

图 3为采用方案 1对实验热流密度为 47. 04W /cm^{2}时对物性采用多项式拟合方式进行模拟计算的进口速度分布. 图 4为该工况下的出口温度分布. 图 5为采用方案 2对实验热流密度为 47. 04W /cm^{2}时对物性采用多项式拟合方式进行模拟计算的进口速度分布. 图 6为该工况下的出口温度分布. 由于流动为完全发展层流, 且流动距离较短, 故两种方案的出口速度分布与进口速度分布相差无几, 进口温度分布也都近似为均匀分布. 由于两种方案热边界条件不同, 故出口温度分布有显著差别, 而由于槽道宽度较小, 故对热流密度和换热系数的影响较小.

方案 2热流密度和换热系数均比方案 1大,

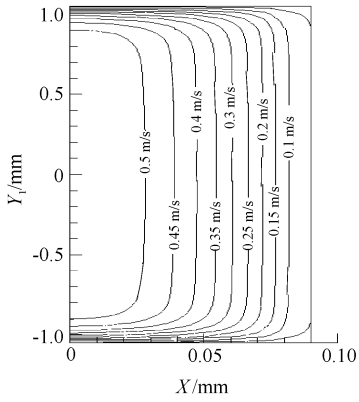


图 3 方案 1完全发展流体进口截面速度分布

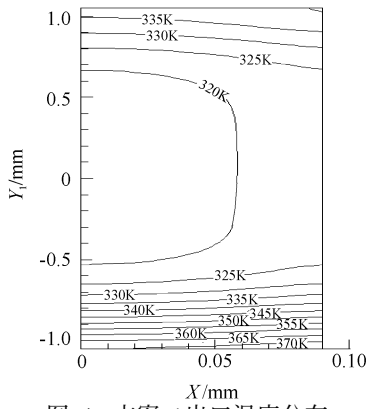


图 4 方案 1出口温度分布

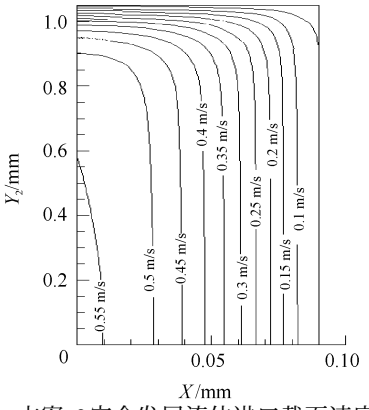


图 5 方案 2完全发展流体进口截面速度分布

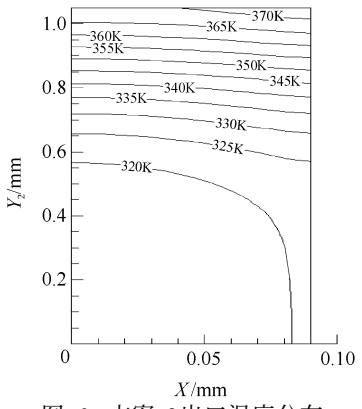


图 6 方案 2出口温度分布

其中热流密度的相对误差最大为 1%, 换热系数的相对误差最大为 5. 5%. 由于方案 1与实验条件较接近故与实验结果符合较好. 计算所得换热系数均较实验所得换热系数小, 方案 1换热系数与实验结果的相对误差为 1. 7%, 方案 2与实验结果的相对误差为 5. 6%. 计算所得热流密度则较实验稍大, 方案 1热流密度与实验结果的相对误差为 1. 7%, 方案 2热流密度与实验结果的相对误差为 2. 8%.

2 2 方案 1计算结果与实验结果对比

图 7为方案 1在不同热流密度下的计算结果

和实验得到的壁温-换热系数曲线, 实验曲线各点均画出其不确定度范围. 从曲线可以看出, 计算所得的换热系数较实验值偏小, 但尚在实验不确定度的范围内. 计算结果与实验结果相对误差最大为 12.3%. 图 8为计算结果和实验结果得到的壁温-热流密度曲线, 可见两者有较好相符性.

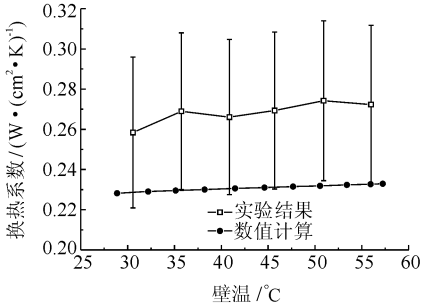


图 7 壁温-换热系数曲线

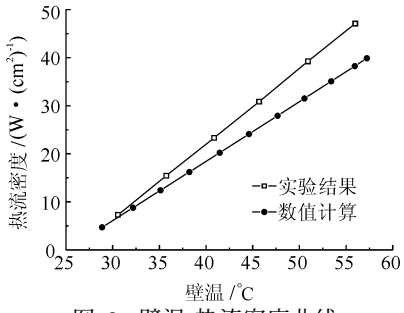


图 8 壁温-热流密度曲线

2.3 常物性与变物性计算结果

图 9为实验热流密度为 47.04W/cm^2, 微槽沿程截面流体平均温度在常物性和物性随温度变化两种情况下的变化曲线. 由图 9可见沿槽道流动方向, 常物性截面平均温度高于物性随温度变化条件下的平均温度, 但其差别较小, 最大温差为 0.9℃. 除进口段区域外, 两者的温度变化均接近线性变化. 由于常物性条件是以实验测量得到的流体进出口平均温度为定性温度进行计算的, 当缺乏实验数据时, 则因定性温度无法确定而使物性参数的设置面临困难. 此时, 采用物性随温度变化的变物性进行计算, 虽计算速度会慢些, 却也是一个有效的途径.

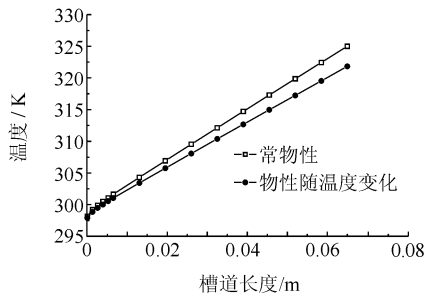


图 9 微槽沿程温度变化曲线

3 结 论

数值计算可以直观得到微槽内部的温度、速度分布, 是深入认识微槽流动和传热机理的有效手段. 本文采用有限体积法对矩形微槽中乙醇水溶液的传热特性进行了三维数值模拟研究. 采用流动完全发展进口条件, 对微槽传热特性进行简化计算, 计算结果与实验结果基本吻合. 采用物性随温度变化的拟和公式与常物性的方式计算结果相近. 因此, 在未知定性温度的条件下三维微槽的传热特性研究, 采用变物性的方式是妥当的. 本文研究表明, 采用有限体积法进行微槽流动和传热特性的研究在一定尺度范围内是可行的.

参考文献 (**References**)

[1] 姜明健, 罗晓惠, 刘伟力. 水在微尺度槽道中单相流动和换热研究[J]. 北京联合大学学报, 1998, 12(1): 71-75
Jiang Mingjian, Luo Xiaohui, Liu Weili. Investigation of heat transfer and fluid-dynamic characteristics of water flowing through micro-channels without phase change[J]. Journal of Beijing Union University, 1998, 12(1): 71-75(in Chinese)

[2] Peng Xiaofeng, Peterson G P. Heat transfer characteristics of water flowing through microchannels[J]. Experimental Heat Transfer, 1994, 7(4): 265-283

[3] Popescu A, Welty J R, Pfund D, et al. Thermal measurements in rectangular microchannels[C]// 2002 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2002: 277-284

[4] Samalam V K. Convective heat transfer in microchannels[J]. Journal of Electron Master, 1989, 18(5): 611-617

[5] Weisberg A, Bau H H, Zemel J N. Analysis of micro-channels for integrated cooling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992, 35(10): 2465-2474

[6] Zhao Zenghui, Yu Jianzu. Single-phase forced convection heat transfer in micro rectangular channels[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2003, 16(1): 7-11

[7] Rohsenow W M, Hartnett J P, Ganic E N. Handbook of heat transfer applications[M]. New York: McGraw-Hill, 1985

[8] Lee P S, Garimella S V, Liu Dong. Investigation of heat transfer in rectangular microchannels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(9): 1688-1704

[9] Qu Weilin, Issam M. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(12): 2549-2565

[10] Gamrat G, Favre-Marinet M, Asendrych D. Conduction and entrance effects in rectangular microchannels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(14): 2943-2954

(责任编辑: 刘登敏)