

矩形微通道散热器流道的数值模拟及尺寸优化*

何颖, 邵宝东, 程赫明

(昆明理工大学 土木工程学院 工程力学系, 昆明 650500)

摘要: 微通道散热器具有体积小、流速小、压降小、散热高等优点,随着工业微型化的发展,微型散热器的应用越来越广泛.已有的研究表明,微通道的散热性能主要决定于微通道的几何参数和流体的流动情况,相对于三角形和梯形结构,矩形微通道具有更好的散热性能.基于 ANSYS Workbench 有限元软件,对长度为 40 mm,不同截面尺寸的单通道内流体流动及传热性能进行了数值模拟,给出具有较小压降、较大散热效率的微通道尺寸.对优化后的模型计算分析,在一定流体流速和温度的初始状态下,基底给一定热通量,经过计算,散热器可运输的热通量较高,压降较低,热传递效率较大,散热器具有良好的工作性能.

关键词: 矩形微通道; 压降; 热通量; 热传递效率; 数值模拟

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

doi: 10.3879/j.issn.1000-0887.2014.03.006

引言

随着微电子机械系统以及微流动系统的快速发展,对流体在微通道中的流动和传热特性的要求越来越高,当前主要目标是对通道内流动系统的优化,要求流道内以最小的压降获得最好的冷却效果和换热性能等.

最早微通道冷却系统概念是在 20 世纪 80 年代由 Tuckerman 和 Pease^[1]提出,通道内以水为工作介质,进行了流动和换热实验测试,在加热功率为 790 W/cm^2 的条件下,测得水进出口温差为 71 K,压降为 220 kPa; Peng 和 Wang 等^[2-3]也对液体在微通道内的流动和传热进行了实验研究,研究结果发现,流动和传热的实验结果和经典理论的计算值有偏差,流体的流速、微通道的数目和尺寸都会影响散热器的传热特性.

在已发表的文献中,对微通道内流体流动和换热特性已经做了一系列的数值计算^[4-11]和实验研究^[12-16],这些研究结果表明影响散热器散热特性的因素主要有通道尺寸结构^[4-5,8-12]、通道粗糙程度^[8]、流体流动特性^[6-8].其中微通道的尺寸结构主要对微通道高宽比、微通道长度和

* 收稿日期: 2013-09-27; 修订日期: 2013-12-31

基金项目: 云南省应用基础研究重点项目(2007A0015Z)

作者简介: 何颖(1991—),男,云南宣威人,硕士生(E-mail: scdx.heyings@163.com);

邵宝东(1971—),男,黑龙江鸡西人,副教授,博士(通讯作者. E-mail: shbd_1221@163.com).

进出口尺寸进行研究,流体的流动以层流、湍流以及两相流为研究对象.大多数文献中都选择流体的流动特性为层流,但都是以通道内工作流体压降小、热传递效率高和热阻小为目标,对通道的尺寸结构进行优化,结果中选取出口最高温度、散热面最大热通量、进口最大压强^[8,11]进行分析,不同文献中数值模拟得到的结果存在很多的不一致.

本文将对不同尺寸结构的矩形微通道中的流体流动、散热效率和对流换热特性进行数值模拟和分析研究,统计计算结果中的进出口平均压强、散热面平均热通量、进出口平均温度,以最小的压降获得最大的热传递效率为目标,对微通道散热器的流道进行优化设计.

1 整体设计

图1为微通道整体基本结构,总的冷却面积为 $W \times L$,单个通道内流体的截面面积为 $W_c \times H_2$,两个通道之间的槽栅厚度为 W_s ,与热源接触的基底厚度为 H_1 ,顶部使用绝缘板封盖,控制流体的流动,基底采用的材料为铜,流动介质为水,入口处给定流速,进出口的平均压力差和平均温度差作为研究对象,分析其传热性能.

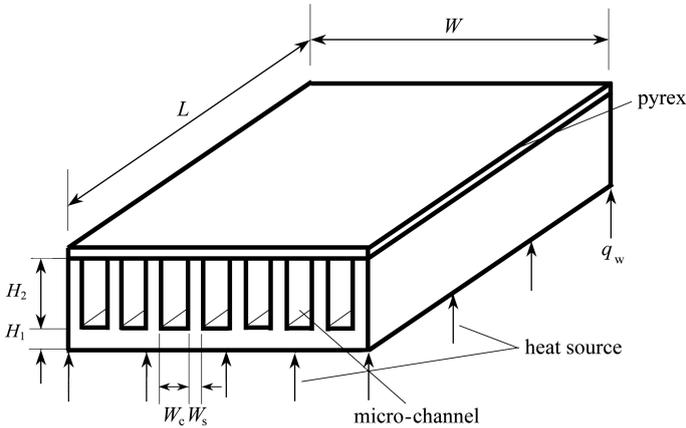


图1 矩形微通道散热器结构图

Fig.1 Schematic view of the rectangular micro-channel geometry

本文针对通道的体积受限制的情况对通道的结构尺寸进行研究,进而在体积不受限制、但分析单元通道宽度受限制的情况下,对微通道的尺寸结构进行研究,通过数值计算分析得到散热性能较好的尺寸结构.

2 数值模拟

2.1 分析单元

以微通道内的工作流体作为主要的分析对象,由于微通道内各个通道中流体的流动和传热是相同的,选取其中的一个通道内的流体作为分析单元.图2为提取后作为分析单元的流道,这个单元内流体的流动情况、温度分布及散热过程能够反映出整个散热器的工作性能.

2.2 控制方程和边界条件

工作流体从微通道入口处以一定的温度和速度流入,通过微通道后,由出口流出,带走热源器件产生的热量.针对散热器的工作过程,对分析单元内流体的流动做如下的假设:①工作

流体不可压缩、层流、常物性；② 忽略流体的体力；③ 稳定的流场分布和传热过程；④ 忽略流体粘性耗散。基于这些假设，可得到该分析单元的控制方程：

连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0; \quad (1)$$

动量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right), \quad j = 1, 2, 3; \quad (2)$$

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\frac{\lambda}{c_p}\right) \frac{\partial T}{\partial x_i}\right]. \quad (3)$$

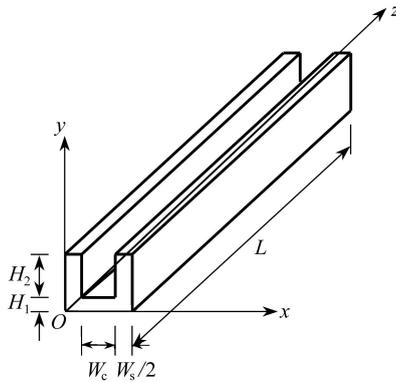


图2 分析单元结构示意图

Fig.2 Computational unit of the micro-channel

根据分析单元的物理行为可以得到其边界条件^[7]如下：

① 工作流体入口： $x = 0, u = U_{in}, v = w = 0, T = T_{in} = 298 \text{ K};$ (4)

② 工作流体和通道壁面的接触面： $u = v = w = 0,$ 即无滑移边界条件； (5)

③ 在分析单元左右两边施加对称边界条件；

④ 微通道单元的底部外加热通量^[17]：热源器件产生的热量通过底部传导后与流体对流换热，

$$z = 0, -\lambda_s \frac{\partial T}{\partial z} = q_w = 187\,500 \text{ W/m}^2; \quad (6)$$

⑤ 分析单元顶部设定为绝缘面：

$$z = H_1 + H_2, \frac{\partial T}{\partial z} = 0. \quad (7)$$

2.3 求解方法

本文采用有限元软件 ANSYS Workbench 对分析单元中的物理过程进行数值模拟，采用 CFD 类型网格划分单元，基底材料使用铜，工作介质使用水，其属性参数见表 1。由于分析单元中稳定的流场分布和散热过程，确定分析类型为稳态分析，模拟中的工作流体 $Re < 2\,320$ 。选用层流流动模拟计算，使用 CFX 求解器求解，求解迭代次数为 300 步，对速度、温度、压力设定不同的求解精度。本文设定速度、温度、压力的求解精度分别为 $10^{-4}, 10^{-6}, 10^{-6}$ 。对高为 1.25 mm，

宽为 1 mm 的通道进行网格依赖性验证,当采用网格数分别为 211 200 和 24 400 时,入口给定速度 0.1 m/s,所得到出口平均速度分别为 0.084 436 m/s 和 0.086 058 m/s,相对误差为 1.921%,可见本模拟对网格的依赖不大,因而可以采用网格数为 24 400 进行模拟。

表 1 基底和工作流体属性参数表

Table 1 Parameters of the substrate and the working fluid properties

	density	specific heat at constant pressure	heat conductivity coefficient
	$\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$c_p / (\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1})$	$k / (\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1})$
copper	8 933	385	401
water	997	4 179	0.060 9

3 结果与讨论

3.1 微通道体积固定时高宽比的确定

在这种情况下,微通道分析单元被给定一个固定体积为 50 mm^3 ,所有微通道的长度假设均为 40 mm,因此可以得到微通道分析单元的截面面积为 1.25 mm^2 ,定义通道内流体流动截面高度与宽度的比值为 $\alpha^{[10]}$,即

$$\alpha = \frac{H_2}{W_c} \quad (8)$$

本文数值计算高宽比的范围取为 $1.25 \leq \alpha \leq 85$,在这个范围内选取 12 个高宽比值进行数值模拟,通过截面面积已知,可以计算得到通道的高度和宽度,表 2 列出了数值模拟微通道的 α 和高度 H_2 、宽度 W_c 。

表 2 分析单元通道的高宽数值表

Table 2 Height and width of the computational unit of micro-channel (constant volume)

case	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
α	1.25	2	6	10	11	13	16	19	25.4	39.4	64.3	83.3
W_c / mm	1	0.8	0.46	0.36	0.34	0.3	0.28	0.26	0.22	0.18	0.14	0.12
H_2 / mm	1.25	1.6	2.74	3.54	3.71	4	4.5	4.87	5.6	7.1	9	10

入口处给定相同的进口速度 0.1 m/s,基底给定热通量 $187 500 \text{ W/m}^2$,通过数值计算得到各个通道内的热通量、进出口压力差、热传递效率,热通量为通道内底部的平均值,进出口压力差为进口平均压力值减去出口平均压力,热传递效率 Q 为单位时间内工作流体带走的热量,可由下式^[12]得到:

$$Q = \dot{m} c_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}), \quad (9)$$

$$m = \rho u A, \quad (10)$$

式中, \dot{m} 为截面工作流体的质量流速, c_p 为工作流体的比定压热容, T_{out} 为工作流体出口的平均温度, T_{in} 为工作流体的入口温度, ρ 为流体密度, u 为流体入口速度, A 为通道截面积。将这些数据统计后,拟合得到随高宽比变化这 3 个变量变化的曲线。图 3 为热通量随 α 变化的拟合曲线,图 4 为压降 ΔP 随 α 变化的拟合曲线,图 5 为热传递效率随 α 变化的拟合曲线。

从图 3 中可看出随着高宽比的增加,传热面上的平均热通量有一个迅速减小的区段,然后逐渐趋于一个最小值,为了提高微通道散热器的散热性能,应该选取高宽比较小的区段。由图 4 可以得出当通道高宽比增加时,进出口的压力差总是在增加,即高宽比越大,进出口的压力差

就越大,因此选取高宽比较小的区段,可以减小入口处提供工作流体速度的泵的功率。

由图 5 可知,随着流道高宽比的增加,通道内工作流体单位时间带走热量有一个迅速增加的区段,在这个区段之后,热传递效率逐渐趋于一个稳定值。为提高微通道散热器的工作效率,理论上应选取高宽比较大的区段。

综合数值计算后的结果分析,随着高宽比的增加,通道内散热面的平均热通量与进出口压力差和传热效率有一个反趋势的变化,因此必定有一个区段可以对通道进行优化。由图 3 和图 5 可以看出,当 $\alpha \leq 10$ 时,随着高宽比的增加,热通量迅速降低,而热传递效率迅速增加;当 $\alpha \geq 20$ 时,随着高宽比的增加,热通量和传热效率的变化不是很大,因此选取 $10 \leq \alpha \leq 20$ 作为优化区段时,微通道的传热性能较高。在优化区段选取的分析单元流道的尺寸结构如下:

- 1) $\alpha = 10$ 时, $H_2 = 3.5 \text{ mm}$, $W_c = 0.35 \text{ mm}$;
- 2) $\alpha = 13$ 时, $H_2 = 3.03 \text{ mm}$, $W_c = 0.31 \text{ mm}$;
- 3) $\alpha = 16$ 时, $H_2 = 4.46 \text{ mm}$, $W_c = 0.28 \text{ mm}$;
- 4) $\alpha = 20$ 时, $H_2 = 5.00 \text{ mm}$, $W_c = 0.25 \text{ mm}$ 。

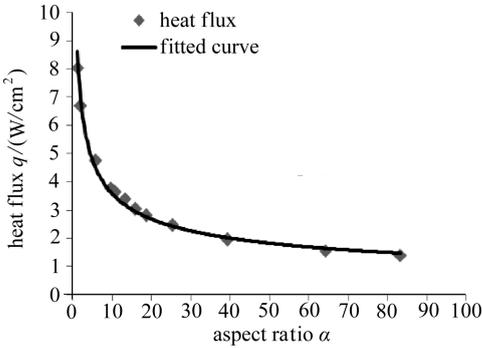


图 3 散热面平均热通量随高宽比的变化曲线

Fig.3 Variation of heat flux with channel aspect ratio (constant volume)

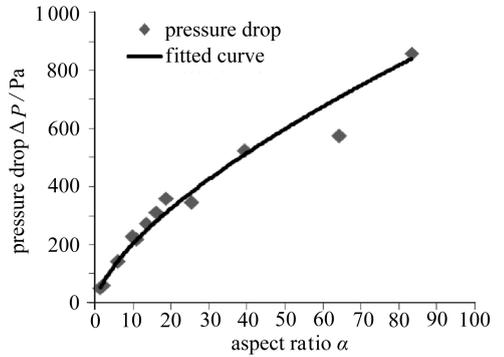


图 4 进出口压力差随高宽比变化曲线

Fig.4 Variation of pressure drop with channel aspect ratio (constant volume)

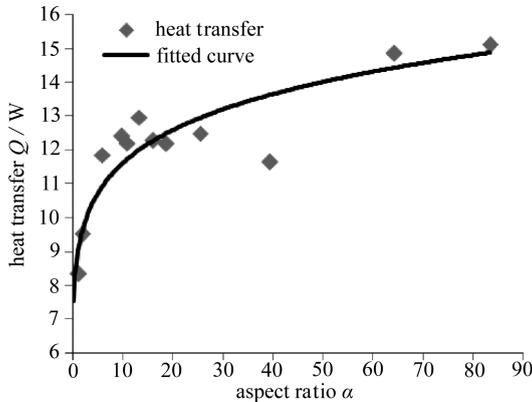


图 5 热传递效率随高宽比变化曲线

Fig.5 Variation of heat transfer efficiency with channel aspect ratio (constant volume)

3.2 微通道高度的确定

针对分析单元内流道体积不固定时,由 3.1 小节的数值模拟分析,当宽度减少、高度增加

时热传递效率增加,选取优化区段中的最小宽度 0.25 mm 为通道的固定宽度,同样使用通道高宽比 α 作为变量,槽栅宽度均固定为 0.2 mm,对 $5 \leq \alpha \leq 100$ 范围的通道进行数值模拟,基底采用铜,工作流体使用水,其物理属性见表 1.表 3 为选取进行数值模拟微通道的 α 和 H_2 .

表 3 分析单元流道的尺寸数值表

Table 3 Height of the computational unit of micro-channel (variable volume)

case	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
α	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	80	100
H_2	1.25	2.5	3.75	5	6.25	7.5	8.75	10	12.5	15	20	25

由于入口截面面积不同,入口处给定相同的质量流速为 1.5×10^{-4} kg/s,基底给定热通量 $187\ 500$ W/m²,通过数值模拟得到散热面的平均热通量、进出口压力差、热传递效率.与 3.1 小节相同,统计不同高宽比的通道的热通量、压降和热传递效率,并拟合得到随高宽比变化这三个变量变化的曲线.图 6 为热通量随 α 变化的拟合曲线,图 7 为压降 ΔP 随 α 变化的拟合曲线,图 8 为热传递效率随 α 变化的拟合曲线.

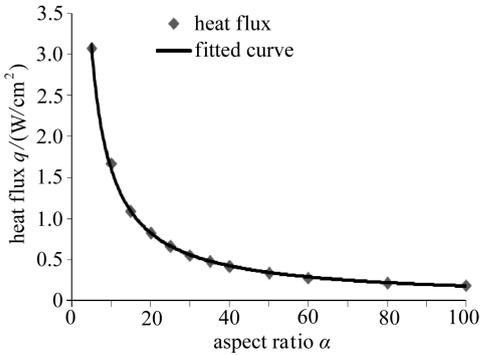


图 6 热通量随高宽比变化曲线

Fig.6 Variation of heat flux with channel aspect ratio (variable volume)

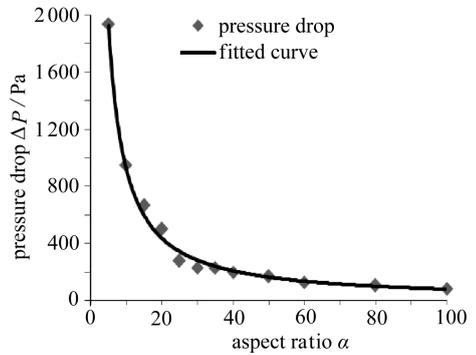


图 7 进出口压力随高宽比变化曲线

Fig.7 Variation of pressure drop with channel aspect ratio (variable volume)

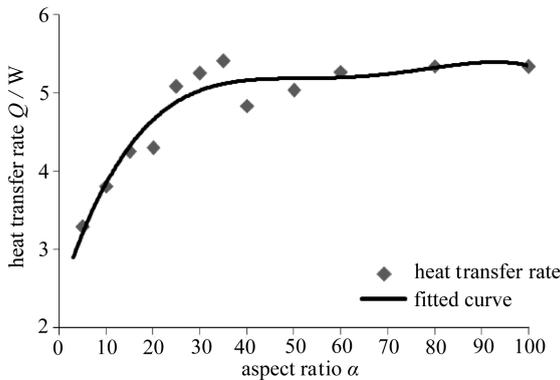


图 8 热传递效率随高宽比变化曲线

Fig.8 Variation of heat transfer rate with channel aspect ratio (variable volume)

如图 6 所示,随着通道高度的增加,散热面的平均热通量迅速减小,之后逐渐趋于一个最小值.由图 7 可知随着通道高度的增加,工作流体进出口的压力差开始迅速降低,之后逐渐趋近一个最小值,这是因为给定的是相同的质量流速,高度增加,进口速度将减小,将会导致进出

口压力差减小。

从图 8 中可以看出随着流道高度的增加,热传递效率逐渐增加达到最大值,因此选取达到最大值时的最小通道高度。

从上述分析可总结得到,随着通道高度的增加,热传递效率与热通量和压降的变化趋势相反。为提高微通道的性能,应该选取较小进出口压力差,较大的热通量和热传递效率,因此选取热传递效率达到最大值时的通道尺寸为最优尺寸,此时高宽比为 30,宽度为 0.25 mm,高度为 7.5 mm,散热面的平均热通量 $5\ 532\ \text{W}/\text{m}^2$,热传递效率为 5.254 W,进出口压力差为 230.2 Pa。

4 结 论

本文以不同尺寸结构的单元通道内工作流体的进出口压降、热传递效率和散热面的热通量为对象,采用 ANSYS Workbench 有限元软件,针对长为 40 mm 的通道,对单通道散热单元进行参数数值模拟,得到以下结论:

1) 在散热器通道体积受限制时,在流道不同高宽比尺寸下,给定相同的入口速度。随着通道高宽比的增加,压力差和散热面热通量都增大,热传递效率减小。为保证压降和热传递效率合理平衡,对于通道的尺寸设计应该选取合理的高宽比。

2) 在优化的高宽比区段,选取最小宽度作为固定值,改变通道的高度,给定相同的入口质量速度,随着高度的加高,通道内的进出口压力差和散热面的热通量降低,热传递效率增加,应根据压降和热传递效率之间的合理平衡,选取通道的最佳高度。

3) 通过对数值模拟后的结果分析,当通道的高宽比在 10 到 20 之间时,散热性能较好,通道的宽度为 0.25 mm,高度为 7.5 mm 时,散热性能较好,398 K 的工作流体以入口质量速度为 $1.5 \times 10^{-4}\ \text{kg}/\text{s}$ 流入,基底给定热通量 $187\ 500\ \text{W}/\text{m}^2$,散热面的平均热通量为 $5\ 532\ \text{W}/\text{m}^2$,热传递效率为 5.254 W,进出口压力差为 230.2 Pa。

参考文献(References):

- [1] Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. *IEEE Electron Device Letters*, 1981, 2(5): 126-129.
- [2] Peng X F, Peterson G P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in micro-channel structures[J]. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 1996, 39(12): 2599-2608.
- [3] Wang B X, Peng X F. Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1994, 37: 73-82.
- [4] Husain A, Kim K Y. Optimization of a microchannel heat sink with temperature dependent fluid properties[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2008, 28(8/9): 1101-1107.
- [5] Mansoor M M, Wong K C, Siddique M. Numerical investigation of fluid flow and heat transfer under high heat flux using rectangular micro-channels[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2012, 39(2): 291-297.
- [6] CHAI Lei, XIA Guo-dong, ZHOU Ming-zheng, LI Jian. Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a microchannel heat sink with offset fan-shaped reentrant cavities in sidewall

- [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2011, **38**(5): 577-584.
- [7] XU Jin-liang, SONG Yan-xi, ZHANG Wei, ZHANG Hua, GAN Yun-hua. Numerical simulations of interrupted and conventional microchannel heat sinks[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, **51**(25/26): 5906-5917.
- [8] Xie X L, Liu Z J, He Y L, Tao W Q. Numerical study of laminar heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, **29**(1): 64-74.
- [9] Chein R, Chen J. Numerical study of the inlet/outlet arrangement effect on microchannel heat sink performance[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, **48**(8): 1627-1638.
- [10] Chong S H, Ooi K T, Wong T N. Optimisation of single and double layer counter flow micro-channel heat sinks[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2002, **22**(14): 1569-1585.
- [11] Foli K, Okabe T, Olhofer M, Jin Y, Sendhoff B. Optimization of micro heat exchanger: CFD, analytical approach and multi-objective evolutionary algorithms[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, **49**(5/6): 1090-1099.
- [12] 邵宝东, 孙兆伟, 王丽凤. 微槽冷却热沉结构尺寸的优化设计[J]. 吉林大学学报(工学版), 2007, **37**(2): 313-318.(SHAO Bao-dong, SUN Zhao-wei, WANG Li-feng. Optimization design of structural size of microchannel cooling heat sink[J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2007, **37**(2): 313-318.(in Chinese))
- [13] WEI Xiao-jin, Joshi Y. Optimization study of stacked micro-channel heat sinks for micro-electronic cooling[J]. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2003, **26**(1): 55-61.
- [14] QU Wei-lin, Mala G M, LI Dong-qing. Heat transfer for water flow in trapezoidal silicon microchannels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, **43**(21): 3925-3936.
- [15] 蒋洁, 郝英立, 施明恒. 矩形微通道中流体流动阻力和换热特性实验研究[J]. 热科学与技术, 2006, **5**(3): 189-194.(JIANG Jie, HAO Ying-li, SHI Ming-heng. Experimental study on flow and heat transfer characteristics in rectangular microchannel[J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2006, **5**(3): 189-194.(in Chinese))
- [16] 郑慧凡, 秦贵棉, 范晓伟, 李安桂, 张文全. 微通道内单相流流动特性的实验研究进展[J]. 节能技术, 2008, **26**(1): 32-38.(ZHENG Hui-fan, QIN Gui-mian, FAN Xiao-wei, LI An-gui, ZHANG Wen-quan. Development of experimental study on single-phase flow characteristics of micro-channels[J]. *Energy Conservation Technology*, 2008, **26**(1): 32-38.(in Chinese))
- [17] 周继军, 申盛, 徐进良, 陈勇. 微槽道内单相流动阻力与传热特性[J]. 化工学报, 2005, **56**(10): 1849-1855.(ZHOU Ji-jun, SHEN Sheng, XU Jin-liang, CHEN Yong. Single-phase flow and heat transfer in micro-channels[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2005, **56**(10): 1849-1855.(in Chinese))

Numerical Simulation and Size Optimization of Rectangular Micro-Channel Heat Sinks

HE Ying, SHAO Bao-dong, CHENG He-ming

(Department of Engineering Mechanics, Faculty of Civil Engineering and Architecture, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, P.R.China)

Abstract: Micro-channel heat sinks have the advantages of small volume, low flow velocity and high heat transfer efficiency. With the rapid development of miniaturization industry, micro heat sinks are widely used. Previous studies have shown that the micro-channel's heat transfer performance is mainly dependent on its geometric and flow conditions, and compared with triangle and trapezoid shapes, rectangle structures have better thermal transfer performance. Based on the finite element software ANSYS Workbench, micro-channel heat sinks with a length of 40 mm and different cross-sectional dimensions were analyzed numerically, to give the optimal micro-channel dimensions with small pressure drop but high heat transfer efficiency. Simulation of the optimized micro-channel shows, given an initial temperature, a mass velocity and a substrate heat flux, a heat flux can be dissipated with a pressure drop down to 230.2 Pa and a heat transfer capacity up to 5.254 W, promising good working performance.

Key words: rectangular micro-channel; pressure drop; heat flux; heat transfer efficiency; numerical simulation