

文章编号:1000-8055(2013)12-2725-06

并联硅基扩缩微通道热沉强化传热特性

柴磊^{1,2}, 夏国栋¹, 周明正¹, 崔珍珍¹

(1. 北京工业大学 环境与能源工程学院, 北京 100124;

2. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要: 采用去离子水作为冷却工质, 实验研究了并联硅基扩缩微通道热沉内的流体流动与强化传热特性. 基于微尺度强化传热机理, 设计加工了两种并联硅基扩缩微通道热沉. 通过测量流体的体积流量、进出口压降与温度、热沉底面加热膜温度, 并以传统矩形直通道热沉为参照, 获得了并联硅基扩缩微通道热沉在恒热流边界条件和不同体积流量工况下流体流动与对流传热特性参数. 结果显示: 相对于矩形直通道, 并联硅基扩缩微通道热沉的表面传热系数可提高 12.5%~85.1%, 但摩擦因数只增加了一 9.2%~31.4%. 表明并联硅基扩缩微通道热沉具有优越的强化传热特性.

关 键 词: 扩缩; 微通道; 恒热流; 摩擦因数; 强化传热

中图分类号: V21; TK124

文献标志码: A

Heat transfer enhancement characteristics of parallel-microchannel silicon heat sink with expansion-constriction cross sections

CHAI Lei^{1,2}, XIA Guo-dong¹, ZHOU Ming-zheng¹, CUI Zhen-zhen¹

(1. College of Environmental and Energy Engineering,
Beijing University of Technology, Beijing 100124, China;

2. Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: With deionized water as working fluid, experiments on fluid flow and heat transfer enhancement characteristics were conducted in the parallel-microchannel silicon heat sink with expansion-constriction cross sections. Based on the microscale heat transfer enhancement mechanism, two parallel-microchannel silicon heat sink with expansion-constriction cross sections were designed and processed. In contrast to the corresponding conventional rectangular microchannel heat sink, the flow and heat transfer parameters of parallel-microchannel silicon heat sink with expansion-constriction cross sections were obtained in different volume flow rates and constant wall heat flux, along with simultaneous measurement of volume flow rate, pressure drop and temperature in the inlet and outlet, and wall temperature at the substrate of heat sink. It is found that the heat transfer rate of parallel-microchannel silicon heat sink with expansion-constriction cross sections is increased by 12.5%—85.1% over the rectangular straight microchannel heat sink value, but the friction

收稿日期:2012-11-05

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20131111.1602.013.html>

基金项目: 国家自然科学基金(51176002); 国家重点基础研究发展计划(2011CB710704);

教育部博士点学科专项科研基金(20111103110009)

作者简介: 柴磊(1984—), 男, 山东寿光人, 助理研究员, 博士, 主要从事微尺度传热、多相流及新型空气储能方面的研究.

factor is only increased by $-9.2\% \sim 31.4\%$, showing that the parallel-microchannel silicon heat sink with expansion-constriction cross sections has superior heat transfer enhancement characteristics.

Key words: expansion-constriction; microchannel; constant heat flux; friction factor; heat transfer enhancement

随着 MEMS (micro-electro-mechanical systems) 加工技术的不断进步, 并联硅基扩缩微通道热沉逐渐呈现出不同的结构布局样式. 先进 MEMS 加工工艺不但能够改变微通道截面形状及几何尺寸等, 而且可以改变其布局及表面结构形式, 目前围绕这一系列变化的研究迅速成为国内外的研究热点^[1].

Xu 等人^[2-3]基于热边界层中断理论设计加工出横断微通道热沉, 该热沉能够改变工质流向从而产生连续的入口发展段, 研究发现该微通道热沉不仅能够减小微通道进出口压差, 而且强化换热效果较好. Chen 和 Cheng^[4-5]采用先进的 MEMS 技术, 设计加工了一套分形树状微通道热沉. 实验结果表明, 分形网络不仅提高了散热容量, 而且降低了泵功消耗, 该热沉的热有效性远高于平行通道热沉. Guzmán 等人^[6], Sui 等人^[7-8]和 Mohammed 等人^[9]分别采用实验研究和数值模拟的方法得到波纹型微通道内流体的压降特征及对流换热特性, 并得到通道波动周期及波纹幅值对对流换热特性的影响. Promvong 等人^[10-12]采用流体动力学方法研究了壁面附有折流片的微通道热沉内流体流动和传热特性, 其研究表明: 这种微通道热沉在强化换热的同时也大大增加了流体压降; 通过分析折流片高度、与通道壁面夹角及顺错排布置方式等对流体流动与传热特性的影响, 得到了该种微通道的优化结构. Xia 和 Chai 等人^[13-14]通过数值模拟的方法研究了凹穴间距、大小、形状等结构参数对凹穴型微通道内单相流体流动和传热特性的影响, 并以强化换热因子为标准, 分析并得到该类型微通道的优化结构参数.

在分析结构参数对凹穴型微通道单相流体流动和传热特性的影响的基础上, 结合微尺度强化传热机理, 采用 MEMS 加工工艺, 设计加工了两种并联硅基扩缩微通道热沉. 同时搭建单相液体流动与传热特性测试实验平台, 以得到并联硅基扩缩微通道热沉内流体流动与传热特性, 并研究扩缩方式不同对其流动和传热的影响.

1 实验系统和实验件结构

1.1 实验系统

实验装置如图 1 所示. 图中 T 为温度传感器, DP 为差压变送器, DC 为直流稳压电源, A 为精密电流表, V 为精密电压表. 平流泵将恒温水槽中的去离子水输送至实验系统后, 经 $2\mu\text{m}$ 过滤器去除杂质后流入实验件, 流经实验件的去离子水收集于烧杯中, 采集一定时间后经精密电子天平称量后排掉. 平流泵为自带液晶显示体积流量装置的 LB-120C 型计量泵, 流量范围为 $0.1 \sim 120\text{ mL/min}$, 工作压力范围为 $0 \sim 15\text{ MPa}$. 电子天平型号为 LP6200S, 精度为 0.01 g . 实验件进出口压差由 Rosemount 3051C 型差压变送器测得, 工质进出实验件温度由精度为 0.05 K 的 OMEGA T 型热电偶测得. 该实验过程中热沉底面的加热膜的热量由型号为 HY1792-10S 的直流稳压电源供给, 其加热功率及热沉底面加热膜的电阻值由精密电压表测得的电压值和精密电流表测得的电流值计算求得. 热沉底面的加热膜的平均温度由其电阻-温度线性关系计算得到. 管路及实验件均包有 10 mm 的高发泡聚乙烯保温材料, 实验系统所用阀门为球形阀.

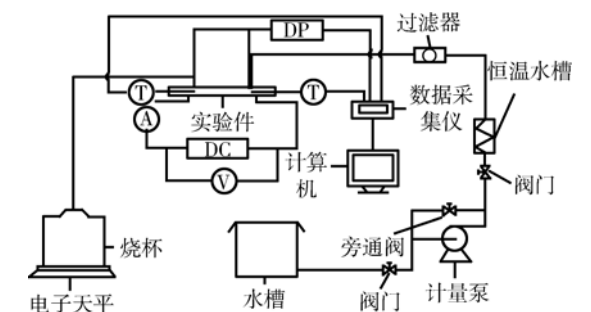


图 1 实验装置图

Fig. 1 Sketch of experimental apparatus

1.2 实验件结构

采用 MEMS 工艺加工的并联硅基微通道实验件结构及尺寸如图 2 所示. 实验件由 10 条并联的微通道组成. 其中微通道壁面布有均匀排列的

凹穴以构成扩缩截面。等截面段高为 $200\text{ }\mu\text{m}$ ，宽为 $100\text{ }\mu\text{m}$ ；扩缩段高为 $200\text{ }\mu\text{m}$ ，最大宽度为 $200\text{ }\mu\text{m}$ ；微通道段长度为 10 mm 。凹穴结构分为两种：一种是半径为 $100\text{ }\mu\text{m}$ ，弧形角度为 120° 的扇形凹穴；另一种是垂直于工质流动方向的高为 $50\text{ }\mu\text{m}$ ，沿流体流动方向长为 $200\text{ }\mu\text{m}$ 及扩缩比为 $3:7$ 的三角形凹穴。扇形凹穴和三角形凹穴间距均为 $400\text{ }\mu\text{m}$ 。在微通道段前后两端布有长为 5 mm 的入口段及长为 5 mm 的出口段。其中的矩形直通通道作为参照以便研究并联储基扩缩微通道热沉的强化传热特性。

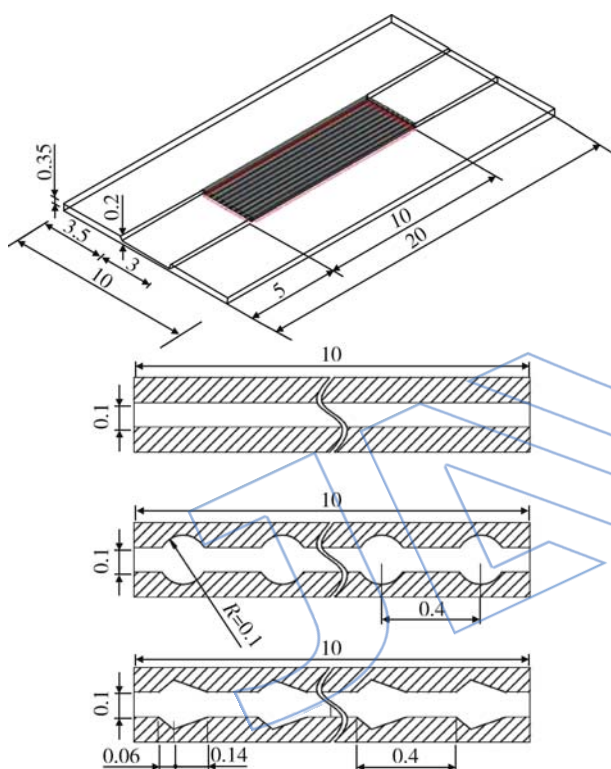


图2 实验件结构及尺寸(单位:mm)

Fig. 2 Structure and size of test specimen
(unit:mm)

2 实验数据的分析与处理

为了便于计算及与矩形直通道比较,实验选取并联硅基扩缩微通道等截面段的当量直径作为特征长度,为 $133.33\mu\text{m}$.

摩擦因数可计算为

$$f_{\text{app}} = 2\Delta p_{\text{mic}} \cdot \frac{D_{\text{h}}}{L} \cdot \frac{1}{\rho u_{\text{m}}^2} \quad (1)$$

其中 D_h 为微通道的当量直径(m); Δp_{mic} 为微通道段的进出口压差(Pa); ρ 为去离子水的密度(kg/m^3); L 为微通道总长(m); u_m 为工质的平均

流速(m/s),可计算为

$$u_m = q_V / (NA_c) \quad (2)$$

其中 q_v 为工质的体积流量(m^3/s); N 为微通道条数; A_c 取单条微通道的等截面段的横截面积(m^2).

 Δp_{mic} 可计算为

$$\Delta p_{\text{mic}} = \Delta p_{\text{exp}} - \Delta p_{\text{los}} \quad (3)$$

其中 Δp_{exp} 为实验读取的压降数值 (Pa); Δp_{los} 为微通道前后两端进出口段沿程阻力以及截面扩缩变化等造成的局部压降损失 (Pa). 从测压孔到微通道入口, 工质首先流经内径为 3 mm 的圆形通道, 然后进入内径为 2.2 mm 的圆形通道, 最后进入热沉的 $0.2 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$ 矩形进口段, 由于工质流通截面突缩造成的局部压降为 Δp_c . 微通道前后两端进出口段造成的沿程阻力损失为 Δp_l . 从微通道出口到测压孔, 工质流通截面又历经两次突扩, 即由 $0.2 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$ 的矩形通道变为内径为 2.2 mm 的圆形通道, 最后变为内径为 3 mm 的圆形通道, 由于流通截面突扩而造成的局部阻力损失为 Δp_e . 因此

$$\Delta p_{\text{los}} = \Delta p_c + \Delta p_l + \Delta p_e \quad (4)$$

其中 Δp_c 和 Δp_e 按照突缩突扩造成的局部压降计算公式进行计算^[15]

$$\Delta p_c = 0.25 \left[\left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right) \rho u_2^2 + \left(1 - \frac{A_0}{A_1} \right) \rho u_0^2 \right] \quad (5)$$

$$\Delta p_e = 0.5 \left[\left(1 - \frac{A_0}{A_2} \right) \rho u_0^2 + \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right) \rho u_2^2 \right] \quad (6)$$

其中 A_1, A_2 和 A_0 分别是内径为 3 mm 和 2.2 mm 的圆形通道及矩形通道的横截面积 (m^2); u_2 和 u_0 分别是内径为 2.2 mm 的圆形通道和矩形通道的流体流速 (m/s), 沿程阻力损失的计算公式为

$$\Delta p_1 = f_c \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho u_0^2}{2} \quad (7)$$

$$f_c = \frac{64}{Re} \quad (8)$$

其中 l 为进出口矩形通道段长度之和(m); d 为该矩形通道段特征尺寸(m); f_e 为充分发展流的摩擦因数,

雷诺数可计算为

$$Re = u_m D_h \rho / \mu \quad (9)$$

其中 μ 为实验工质的动力黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$).

实验工质的平均表面传热系数和努塞尔数 Nu 计算公式为

$$h_{\text{ave}} = \frac{qA_{\text{film}}}{NA_{\text{con}}\Delta T_{\text{m}}} \quad (10)$$

$$Nu_{ave} = \frac{h_{ave} D}{\kappa_f} \quad (11)$$

$$q = \frac{Q}{A_{film}} \quad (12)$$

$$\Delta T_m = T_w - \frac{1}{2}(T_{in} + T_{out}) \quad (13)$$

其中 Q 为直流稳压电源提供的加热功率(W); A_{film} 为热沉底面加热膜的面积(m^2); A_{con} 为冷却工质与硅基固体壁面的接触面积(m^2); T_w 表示由加热膜的电阻-温度线性关系计算求得的平均温度(K); T_{in} 和 T_{out} 分别表示 T 型热电偶测得的工质温度(K); κ_f 为工质的导热系数(W/(m·K)). 由于本实验测得的热效率可达 0.95 以上, 热损失可以忽略不计.

泵功计算公式为

$$P = \Delta p_{mic} q_v \quad (14)$$

其中 P 为泵功(W).

总热阻的计算公式为

$$R_t = [T_w - 0.5(T_{in} + T_{out})]/Q \quad (15)$$

其中 R_t 的单位为 K/W.

对于工质进出口温度、进出口压差等能够直接测量的参数, 可由各自所对应的测量仪器的测量误差直接得出误差. 对于摩擦因数、表面传热系数等间接测量参数, 则需要进行误差传递计算. 如果函数 R 为 n 个独立变量 $x_1, x_2, \dots, x_n$ 的函数, 且各变量的不确定度分别为 $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$, 则函数 R 的不确定度可计算为

$$\Delta R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \Delta x_1 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (16)$$

其相对不确定度可计算为

$$\frac{\Delta R}{R} = \left[\frac{1}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \Delta x_1 \right)^2 + \dots + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \Delta x_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (17)$$

根据计算, Re, f_{app}, h_{ave} 和 Nu_{ave} 的相对不确定度分别为 1.22%, 3.95%, 7.36% 和 7.39%.

3 实验结果及分析

3.1 压降特性

图 3 给出了底面热流密度 $q=0.6 \text{ MW/m}^2$ 条件下并联硅基微通道热沉压降随实验工质体积流量的变化. 从图中可以看出随体积流量增大, 热沉压降增大, 且相对于矩形直通道, 扩缩微通道热沉的增长幅度更大. 当 $q_v \leq 30 \text{ mL/min}$ 时, 两种扩

缩微通道热沉压降与矩形直通道相比差别不大; 当 $q_v > 30 \text{ mL/min}$ 时, 两种扩缩微通道热沉压降逐渐大于矩形直通道, 而且压降增大的幅度随体积流量的增大而增大; 当 $q_v < 90 \text{ mL/min}$ 时, 两种扩缩微通道热沉压降没有明显区别; 当 $q_v \geq 90 \text{ mL/min}$ 时, 不同的扩缩微通道热沉压降逐渐产生差距, 三角扩缩微通道热沉的压降明显大于扇形扩缩微通道热沉.

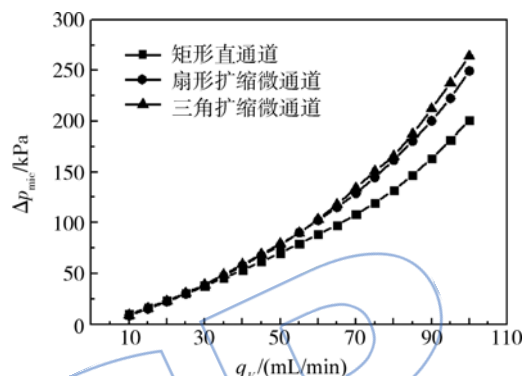


图 3 压降随体积流量的变化

Fig. 3 Pressure drop vs. volume flow rate

为了更清楚地表示扩缩微通道热沉压降特性, 图 4 给出了相应的 $f_{app} \cdot Re$ 随 Re 的变化. 从图中可以看出对应于压降随体积流量的变化, 当 $Re < 400$ 时, 两种扩缩微通道热沉 $f_{app} \cdot Re$ 值略小于矩形直通道, 且 Re 越小差值越明显; 当 $400 < Re < 1000$ 时, 两种扩缩微通道热沉 $f_{app} \cdot Re$ 值明显大于矩形直通道, 且随 Re 增大其增大幅度变大; 当 $Re > 1000$ 时, 不同的扩缩微通道热沉 $f_{app} \cdot Re$ 值逐渐产生差距, 三角扩缩微通道热沉的压降明显大于扇形扩缩微通道热沉. 说明并联硅基微通道热沉单相液体的压降特性不仅与流体的 Re 有关, 而且与通道扩缩方式及扩缩比有关.

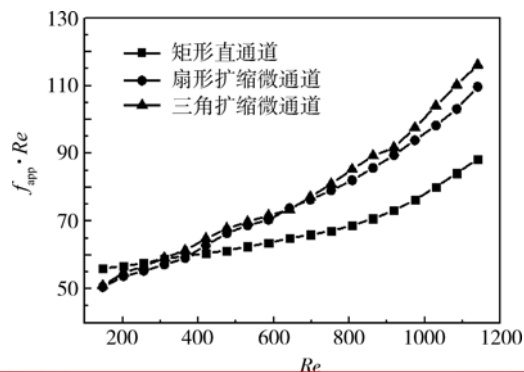


图 4 $f_{app} \cdot Re$ 随 Re 的变化

Fig. 4 $f_{app} \cdot Re$ vs. Re

3.2 传热特性

图 5 给出了底面热流密度 $q=0.6\text{ MW/m}^2$ 条件下并联硅基微通道热沉底面平均温度随体积流量的变化. 从图中可以看出随体积流量增大底面平均温度逐渐降低, 且降低幅度越来越小. 相同的体积流量, 并联硅基扩缩微通道热沉底面平均温度大大小于矩形直通通道, 说明截面面积的扩缩变化可有效降低热沉底面温度. 当 $q_v \leq 40\text{ mL/min}$ 时, 两种并联硅基扩缩微通道热沉底面平均温度相差不大; 当 $q_v > 40\text{ mL/min}$ 时, 三角扩缩微通道热沉底面平均温度明显小于扇形扩缩微通道热沉.

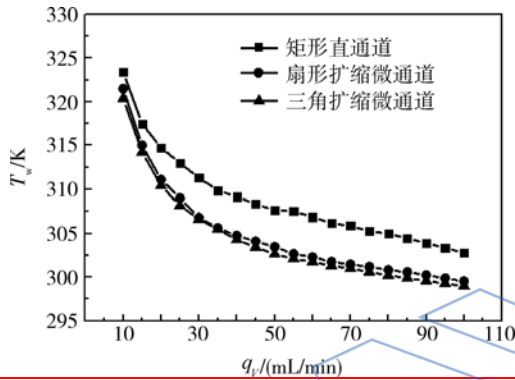


图 5 底面平均温度随体积流量的变化

Fig. 5 Average temperature at substrate vs. volume flow rate

图 6 给出了相应的 Nu 随 Re 的变化. 从图中可以看出随 Re 的增大, Nu 迅速增大, 表明强制对流换热受 Re 影响显著, 随 Re 的增大, 强制表面传热系数迅速提高. 当 Re 较小时, 如 $Re < 200$ 时, 并联硅基扩缩微通道热沉的换热效果略高于矩形直通通道热沉; 而随 Re 的增大, 并联硅基扩缩微通道热沉的换热效果远大于矩形直通通道, 且随 Re 的增大强化传热效果更好. 文献[13-14]将其原因归结于小 Re 条件下, 凹穴内形成的层流滞止区很大程度上影响了传热效果; 在较大 Re 条件下, 一方面等截面段热边界层发展效果显著, 另一方面主流冷流体与凹穴近壁面处形成的二次流热流体有效混合, 两者使得强化传热效果显著增强. 从图中还可以看出, 对应于热沉底面平均温度随体积流量的变化, 当 $Re < 500$ 时, 相同工况下两种并联扩缩微通道热沉强化换热效果无明显差别; 当 $Re > 500$ 时, 相同工况下三角扩缩微通道热沉强化换热效果明显高于扇形扩缩微通道热沉.

说明扩缩微通道的结构参数不仅影响流体的压降特性, 而且对微通道热沉的强化传热特性有重要影响.

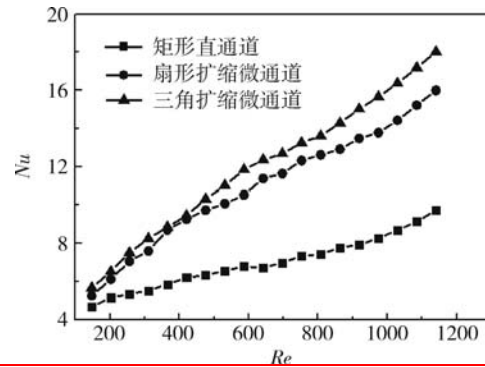


图 6 Nu 随 Re 的变化

Fig. 6 Nu vs. Re

3.3 总热阻特性

总热阻可以通过两种方式计算求得: 一是在已知热沉底面加热膜平均温度和等效热流密度的情况下, 由式(15)计算求得; 二是对热沉的导热热阻、对流换热热阻和吸热焓变热阻分别进行计算后相加得到. 对比两者数据, 两种方法得出的总热阻之差不超过 0.1%, 从而证明了理论分析和实验数据的正确性. 文献[16]给出了导热热阻 R_{cond} 、对流换热热阻 R_{conv} 以及吸热焓变热阻 R_{cap} 相应的计算公式

$$R_{\text{cond}} = \frac{\delta}{\kappa_s A_{\text{film}}} \quad (18)$$

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{hN(A_b + A_f \epsilon)} \quad (19)$$

$$R_{\text{cap}} = \frac{1}{2c_p \dot{m}_c} \quad (20)$$

式中 δ 为通道底面到加热膜的硅片厚度(m); κ_s 为硅的热导率($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$); A_b 为微通道底面的对流换热面积(m^2); A_f 为微通道侧面的对流换热面积(m^2); ϵ 为肋效率; c_p 为冷却工质的比定压热容($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); $\dot{m}_c$ 为冷却工质的质量流量(kg/s).

图 7 给出了底面热流密度 $q=0.6\text{ MW/m}^2$ 条件下工质消耗泵功和总热阻的变化. 在泵功较小时, 总热阻降低的速度较大; 当泵功增大到一定程度时, 总热阻的变化趋于平缓; 总体来说, 总热阻随泵功的增加不断降低. 从图中还可以看出, 工质消耗相同的泵功, 对应于图 6 所示的 Nu 随 Re 的变化, 并联硅基扩缩微通道热沉的总热阻会更小. 而且当泵功较小时, 两种并联硅基扩缩微通道热沉的总热阻相差不大; 随泵功增大, 扇形扩缩微通

道热沉会产生比三角扩缩微通道热沉更大的总热阻。

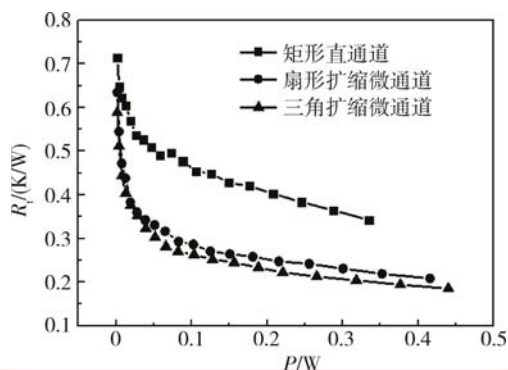


图7 泵功和总热阻变化

Fig. 7 Pumping power vs. total thermal resistance

4 结 论

本文采用去离子水作为冷却工质,实验研究了并联硅基扩缩微通道热沉的流体流动与强化传热特性,并以矩形直通通道作为参照,得出的主要结论如下:

1) 并联硅基扩缩微通道热沉中单相液体的压降与传热特性不仅与工质的体积流量有关,而且与扩缩微通道的扩缩方式和扩缩比等结构参数有关。

2) 并联硅基扩缩微通道热沉尽管增加了工质的摩擦因数,但是表面传热系数的提高更为显著,因此强化传热效果更加明显,可以满足更高热流密度微电子器件冷却的需要。

参考文献:

- [1] 王艳. 基于 MEMS 加工工艺的复杂结构微通道散热器研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
WANG Yan. Investigation of microchannel heat sink with complicated channel structure based on MEMS technologies [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2009. (in Chinese)
- [2] Xu J L, Gan Y H. Microscale heat transfer enhancement using thermal boundary layer redeveloping concept[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48 (9): 1662-1674.
- [3] Xu J L, Song Y X. Numerical simulations of interrupted and conventional microchannel heat sinks[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(25): 5906-5917.
- [4] Chen Y P, Cheng P. Heat transfer and pressure drop in fractal tree-like microchannel nets[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(13): 2643-2648.
- [5] Chen Y P, Cheng P. An experimental investigation on the thermal efficiency of fractal tree-like microchannel nets [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2005, 32(7): 931-938.
- [6] Guzmán A M, Cardenas M J. Heat transfer enhancement by flow bifurcations in asymmetric wavy wall channels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52 (15): 3778-3789.
- [7] Sui Y, Teo C J. Fluid flow and heat transfer in wavy microchannels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(13): 2760-2772.
- [8] Sui Y, Lee P S. An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy microchannels with rectangular cross section[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(12): 2473-2482.
- [9] Mohammed H A, Gunnasegaran P. Numerical simulation of heat transfer enhancement in wavy microchannel heat sink[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2011, 38(1): 63-68.
- [10] Promvong P, Sripattanapipat S. Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 37(2): 170-177.
- [11] Promvong P, Sripattanapipat S. Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(6): 963-975.
- [12] Promvong P, Jedsadaratanachai W. Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(11): 1292-1303.
- [13] Xia G D, Chai L, Zhou M Z. Effects of structural parameters on fluid flow and heat transfer in a microchannel with aligned fan-shaped reentrant cavities [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(3): 411-419.
- [14] Xia G D, Chai L, Wang H Y. Optimum thermal design of microchannel heat sink with triangular reentrant cavities [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(6): 1208-1219.
- [15] 景思睿, 张鸣远. 流体力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [16] Loosen P. Cooling and packaging of high-power diode lasers[J]. High-Power Diode Lasers, 2000, 78: 289-301.