

结构形式对双层微通道热沉传热性能的影响

翟玉玲, 钟桂健, 李舟航

(昆明理工大学 冶金与能源工程学院

省部共建复杂有色金属资源清洁利用国家重点实验室, 昆明 650093)

摘 要: 设计一种双层微通道热沉,即热沉上下层通道结构相异 B(上层为矩形微通道,下层为复杂结构微通道),旨在降低压降的同时保持良好的换热性能,并与上下层通道均为复杂结构微通道的热沉 A 作对比。用数值方法研究了顺流和逆流时、不同通道结构(PA、PB、CA、CB)对其传热性能的影响,并用场协同原理分析流场与温度场的协同关系对传热的影响。结果表明:当 $0 < Re < 140$ 时,顺流 PA 和 PB 的底面平均温度明显低于逆流 CA 和 CB;当 $140 < Re < 250$ 时,底面温度分别从低到高依次为 PB、CB、PA、CA。从结果可知,若对底面温度要求高的微电子芯片,可采用结构 PB;从综合传热性能看,结构 PB 的综合传热性能更佳,其传热协同角最小,说明该种布置方式改善了流场和温度场的协同关系。

关 键 词: 双层微通道热沉; 结构; 强化传热; 场协同原理; 综合传热性能

中图分类号: V250; TK124 **文献标志码:** A

Effect of structure on heat transfer performance in double-layered microchannel heat sinks

ZHAI Yuling, ZHONG Guijian, LI Zhouhang

(Key Laboratory (MOST) of Clean Utilization in Complex Non-ferrous Metal Resources,
Faculty of Metallurgical and Energy Engineering,
Kunming University of Science and Technology, Kunming 650093, China)

Abstract: A double-layered microchannel heat sink with difference structure in each layer (B) was designed, and compared with structure A (the same complex structure in each layer) to reduce pressure drop and main good heat transfer performance. The effects of parallel flow, counter flow and different structures (PA, PB, CA, CB) on heat transfer performance were studied numerically. Moreover, the effect of synergy relationship between flow field and temperature field on heat transfer was analyzed by field synergy principle. The results showed that the average bottom temperature of parallel flow PA and PB was lower than that of counter flow CA and CB when Reynolds number ranged from 0 to 140. However, the average bottom temperature from low to high followed by PB, CB, PA and CA (when Reynolds number ranged from 140 to 250). From it, structure PB was adopted if there were high requirements for bottom temperature of microelectronics chips. From the

收稿日期:2016-09-10

基金项目:云南省青年基金项目(14051847);昆明理工大学高层次人才引进项目(10978193)

作者简介:翟玉玲(1986—),女,副教授,博士,主要从事微通道强化传热方面研究。

引用格式:翟玉玲,钟桂健,李舟航.结构形式对双层微通道热沉传热性能的影响[J].航空动力学报,2018,33(3):565-571. ZHAI Yuling, ZHONG Guijian, LI Zhouhang. Effect of structure on heat transfer performance in double-layered microchannel heat sinks[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(3): 565-571.

view point of comprehensive heat transfer performance, the heat transfer performance and synergy angle of PB was better and smaller than others, indicating that it could improve the synergy relationship between flow field and temperature field obviously.

Key words: double-layered microchannel heat sinks; structure; enhanced heat transfer; field synergy principle; comprenensive heat transfer performance

随着工业技术的飞速发展,微型电子器件的散热功率越来越高。若不能及时有效地降低器件表面温度,将会造成工作性能下降,甚至烧毁器件,严重制约其在微电子技术、能源、军工核能、生物化工等先进工程领域的应用与推广。因此,高热流密度微型设备的散热问题成为迫切需要解决的问题,越来越受到国际传热界及相关工业领域的高度重视^[1]。其中,双层微通道热沉是冷却高热流密度微型电子器件行之有效的方法之一。

Vafai 等^[2]首次提出双层微通道热沉的概念,在相同的换热面积及通道尺寸下,其散热效果比单层微通道热沉的更明显,不仅提高了传热性能,还降低了总压降。目前,大多数文献关于双层微通道的研究都集中在上、下层通道结构均相同,即均是矩形结构^[3]或复杂结构的通道^[4]。对于散热量较大的工况,用复杂结构微通道的散热效果更佳,相应的压降也会增大。Wu 等^[3]在研究逆流时结构参数对上层微通道流动与传热的影响时发现,通过设置不同的上下层通道入口速度能使其达到最大的散热效果。Xie 等^[4]指出在逆流和顺流情况下,下层通道带走的热量大于上层通道的,即下层通道的散热能力更佳。翟玉玲等^[5]在前期研究凹穴及内肋组合的双层微通道中也发现类似的现象。因此,针对双层微通道热沉的散热特点,提出一种新的通道结构,即上层为矩形通道、下层为复杂结构通道,旨探索在相同的散热功率下,该结构是否能保证良好散热能力且降低压降。

在双层微通道热沉的整体特性研究中,流体的流通路径对传热也会产生明显的影响。目前,双层微通道热沉的整体流动方式多采用顺流及逆流,两种方式各具特点。Sharma 等^[6]分别研究了四种不同入口截面形状的双层微通道热沉在顺流和逆流时的传热特性,发现在相同的入口流速下,逆流时底面的最大温度低于顺流的,且底面温度分布更均匀。Wei 等^[7]设计了硅基双层微通道热沉的整体封装图,分别研究了顺流及逆流时对其整体传热性能的影响。在此基础上,翟玉玲等^[8]也设计了两种不同流动路径的逆流形式,并与 Wei 等设计的顺流和逆流形式进行对比,结果表

明在相同的泵功下,新设计的逆流方式(即流体先从上层通道流入,经过上层散热后,再流入下层通道散热)热阻最小且温度分布更均匀。

过增元团队^[9-10]基于热力学第一定律提出了场协同理论,指出某个对流传热现象与流场及温度场的协同程度有关,其协同程度可用传热协同角或场协同数来表示。之后,被用来解释各种对流传热现象的本质,如螺旋管内流动与传热^[11]、预热器的管束流动^[12]、换热器^[13]及带有旋涡产生器的通道流动^[14]等。

综上所述,在前期的研究基础上,提出一种新的通道结构形式 B,即上层是矩形微通道、下层是凹穴及内肋组合的复杂结构微通道,并与上下层都是凹穴及内肋组合的复杂结构微通道 A 作对比^[5]。然后,分别研究在顺流及逆流时、不同结构形式对复杂结构双层微通道热沉传热性能的影响,及流场与温度场的协同关系对传热的影响。

1 模型描述

1.1 物理模型

图 1(a)为热沉顺流 P 与逆流 C 的三维结构示意图;图 1(b)为热沉上层通道的平面结构。由于下层通道的散热量大于上层通道的,因此下层通道均为复杂结构微通道。为了设计出同时具有良好散热能力和压降小的热沉,分别研究了上层通道为复杂结构微通道(与下层通道结构一致)和矩形微通道(下层通道为复杂结构微通道),即结构 A 和结构 B。复杂结构微通道采用文献^[5]的结构,即三角形凹穴和三角形内肋组合的微通道,研究表明这种类型的通道由于凹穴及内肋的作用,破坏流动与传热边界层的发展、产生旋涡等现象使传热得到强化。因此,本文分别对比研究四种通道结构形式(PA、PB、CA、CB)的综合传热性能,各结构名称的简述如表 1 所示。

热沉整体长宽高分别为 18、3、0.7 mm,单根通道长宽高分别为 10、0.1、0.2 mm,每层共有 10 条微通道。图 2 分别为三角形凹穴和三角形内肋组合的微通道和矩形微通道的详细尺寸。

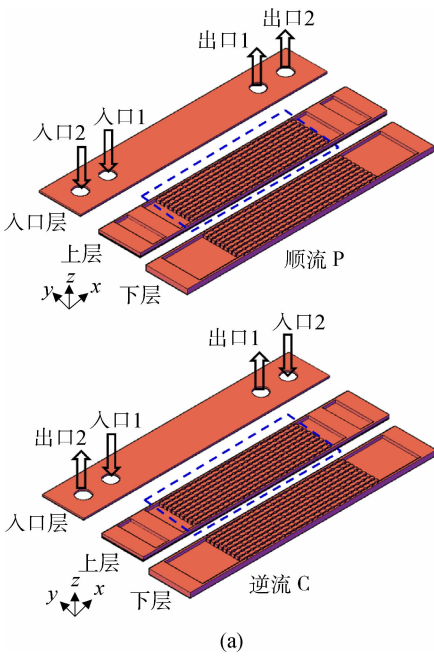


图 1 热沉三维结构和上层微通道横截面示意图
Fig. 1 Three-dimensional schematic of heat sink and cross-section of upper-layer microchannel

表 1 结构形式简称
Table 1 Structure abbreviation

通道 结构	流动方式	
	P	C
A	PA	CA
B	PB	CB

注:A 为上下层均为三角形凹穴与三角形内肋组合的微通道;B 为上层为矩形微通道、下层为三角形凹穴与三角形内肋组合的微通道;P 为顺流,C 为逆流。

1.2 数值模型

微通道液体传热是一个固-液三维耦合的过程,满足三维、稳态的层流流动与传热的数学描述方程如下:

$$\nabla U = 0 \tag{1}$$

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

$$\rho c_p(U \cdot \nabla T_f) = \nabla(\kappa_f \cdot \nabla T_f) \tag{3}$$

其中 U 、 T_f 、 p 、 ρ 、 κ_f 、 μ 、 c_p 分别为速度矢量、流体温度、压力、密度、流体导热系数、动力黏度、比定压热容。

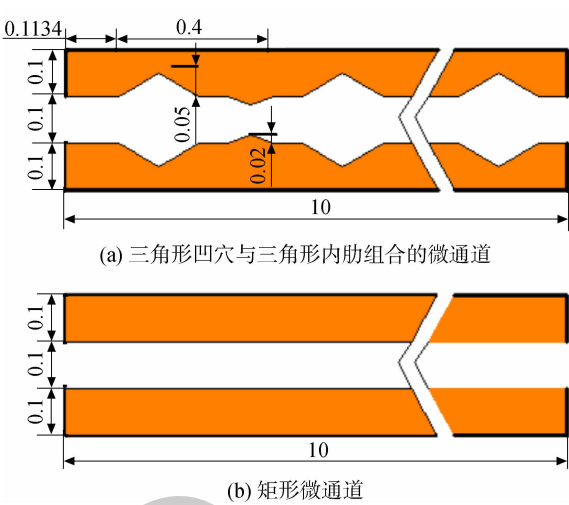


图 2 单根微通道的尺寸图(单位:mm)
Fig. 2 Dimensions of single microchannel (unit:mm)

度、压力、密度、流体导热系数、动力黏度、比定压热容。

相应的边界条件设置如下:

- 1) 速度入口。 $u = u_m, v = w = 0 \text{ m/s}, T_{in} = 293 \text{ K}, x = 0 \text{ m}$ 。
- 2) 压力出口。 $p = p_{out}, x = L_{ch}$ 。
- 3) 固液接触面。 $U = 0, T_f = T_s, -\kappa_s \nabla T_s \cdot n = -\kappa_f \nabla T_f \cdot n$ 。
- 4) 热沉底面加热。 $q_w = -\kappa_s \nabla T_s \cdot n$ 。

其中 u_m 为流体入口速度(m/s); T_{in} 、 T_s 为流体入口温度和壁面温度(K); p_{out} 为流体出口压力(Pa); L_{ch} 为通道长度(m); κ_f 和 κ_s 分别为流体和固体的导热系数(W/(m·K)); q_w 为壁面热流密度(W/m²)。

去离子水作为工质,并在热沉底面施以一热流密度恒为 10⁶ W/m² 的热量,用以模拟微电子芯片的实际发热情况。在层流范围内由于流体的进出口温差很大,因此设定黏度随温度线性变化。采用有限体积元法求解上述方程,压力-速度采用 SIMPLEC (semi-implicit method for pressure linked equations consistent) 算法耦合,动量及能量方程采用 QUICK 格式离散。当变量的残差值小于 10⁻⁶ 时,可认为计算收敛。

由于通道结构的复杂性,对其进行非结构化网格划分。在 Gambit 软件里对模型进行前处理,为了保证计算结构的准确性,首先应进行网格独立性检验。以结构 PA、 $Re = 73.2$ 为例,网格数分别设置为 9.94×10^7 (稀疏)、 1.545×10^8 (较密) 及 1.852×10^8 (紧密)。测得结构 PA 的压降分别与 1.852×10^8 相比较,其误差分别为 5.2% 和

1.8%。因此,选用网格数为 1.545×10^8 进行计算,既节省计算时间又保证结果的准确性。其他热沉也采用这种方法验证网格独立性,算法的准确性和层流模型的验证见下文。

2 数据处理

对于有两个进出口形式的双层微通道热沉而言,Ling 等^[15]指出总压降 Δp 等于上下层通道的压降之和,因此泵功 P_{pump} 的表达式如下:

$$P_{\text{pump}} = \sum_i q_{Vi} \Delta p_i \tag{4}$$

其中 q_{Vi} 和 p_i 分别表示上、下层通道的体积流量 (m^3/s) 和压降 (kPa)。 $i=1,2$, 分别表示上、下层微通道。

矩形通道的层流理论摩擦因数可用 Bejan^[16] 提出的公式计算,如下所示:

$$fRe = \frac{24(H_{\text{ch}}^2 + W_{\text{ch}}^2)}{(H_{\text{ch}} + W_{\text{ch}})^2} \tag{5}$$

忽略热损失,理论输入热量可由能量守恒计算得

$$Q = q_m c_p (T_{\text{out},f} - T_{\text{in},f}) \tag{6}$$

其中 q_m 为质量流量 (kg/m^3); $T_{\text{in},f}$ 和 $T_{\text{out},f}$ 分别为进、出口流体温度 (K); H_{ch} 和 W_{ch} 分别为通道的高及宽 (m); Re 为雷诺数。

由模拟得到的摩擦因数 f 和努塞尔数 Nu 分别由下式计算可得

$$f = \frac{\sum_i \Delta p_i D_h}{2\rho L_{\text{ch}} u_m^2} \tag{7}$$

$$Nu = \frac{h D_h}{\kappa_f} \tag{8}$$

$$h = \frac{Q}{NA(T_b - T_f)} \tag{9}$$

其中 D_h 表示水力直径 (m), h 、 Q 、 N 、 A 、 T_b 分别为表面传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$)、输入热量 (W)、通道数量、流体与固体的换热接触面积 (m^2)、底面平均温度 (K)。

可用强化传热因子 η 表示采用强化传热措施后热沉的传热效果,如下所示:

$$\eta = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{10}$$

其中下标 0 表示参考通道的值。当 $\eta > 1$ 时,说明在相同的泵功时,对比热沉的综合传热性能优于参考热沉的。 η 越大,说明综合传热效果越好。

由能量守恒方程(式(3))推导得到协同角 β 的表达式如下所示,具体的推导过程见文献[17]。

$$\beta = \frac{\iiint_{\Omega} \arccos \frac{\bar{\mathbf{U}} \cdot \nabla \bar{T}}{|\bar{\mathbf{U}}| \cdot |\nabla \bar{T}|} d\mathbf{U}}{\iiint_{\Omega} d\mathbf{U}} \tag{11}$$

其中 $\bar{\mathbf{U}}$ 和 $\nabla \bar{T}$ 分别表示无量纲速度与无量纲温度梯度。 $\beta=0^\circ \sim 90^\circ$,当矩形微通道流态充分发展时,其流线和等温线基本与通道平行,速度矢量与温度梯度的夹角接近 90° ,此时传热的协同关系最差。因此,矩形微通道充分发展时传热效果不佳。当为复杂结构微通道时,通道内的凹穴及内肋破坏了速度场和温度场的协同关系,流线和温度线不再平行,其 β 越小,说明流场与温度场的协同关系越好,传热效果越好。

3 结果分析及处理

3.1 模型验证

为了验证数值方法的准确性和层流模型的正确性,分别用理论输入热量与实际输入热量(即图中的模拟值)作对比,矩形微通道层流理论摩擦因数和实际摩擦因数作对比,如图 3 和图 4 所示。从图 3 可以看到,结构 PA 的理论与实际的输入热量较吻合,最大误差在 10% 内,验证了模拟方法的准确性。产生误差的原因是在微通道流动与传热中,需要考虑固-液耦合传热的现象,即固体壁面的导热及流体的对流传热共存,这就导致了理论值与模拟值出现了微小偏差。图 4 表明对于矩形双层微通道热沉而言,摩擦因数理论值(Bejan 模型)与摩擦因数模拟值误差在 2% 内,从而验证了层流模型的正确性。

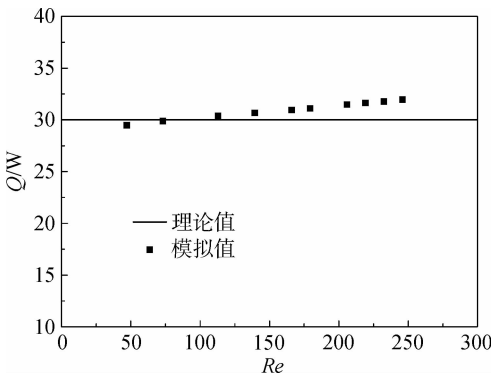


图 3 输入热量随雷诺数的变化(PA)
Fig. 3 Variation of input heat with Reynolds number (PA)

3.2 温度变化分析

图 5 为各热沉底面温度沿通道方向的变化情

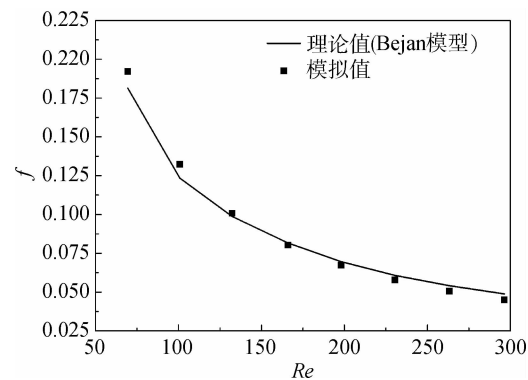


图 4 摩擦因数随雷诺数的变化(矩形双层微通道热沉)
Fig. 4 Variation of friction factor with Reynolds number
(rectangle double-layered microchannel heat sink)

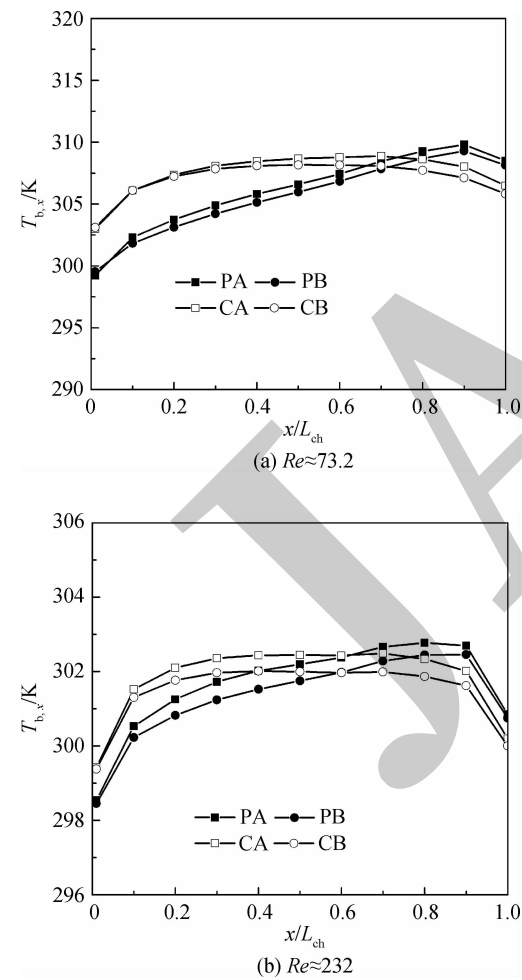


图 5 各热沉底面温度沿通道长度的变化
Fig. 5 Variations of bottom temperature along channel length for different heat sinks

况。对比流动方式可知,采用逆流 CA、CB 时底面温度分布更均匀,温度先升高,到达通道中部后温度下降,最高温度出现在通道的中部,这是逆流的温度分布特点,与文献[18]描述的现象相似。

采用顺流 PA、PB 时底面温度沿通道长度不断升高,与单层微通道热沉的温度分布相似。但此时在通道后部温度略有下降,这是由于固体壁面的导热所导致的。随着雷诺数的增大,结构 CB 的底面温度更均匀且更低,几乎没有出现温度最高点。对比通道结构可知,采用上层为矩形通道、下层为复杂结构通道的形式 B 换热效果更佳,如 PB 和 CB 其底面温度分布均比相同流动方式的 PA 和 CA 更低。若对于底面温度分布均匀性要求高的微电子芯片,可采用逆流 C 的布置方式及上下层通道结构分别为矩形通道和复杂结构的布置形式 B,即结构 CB。

图 6 为各热沉底面平均温度随雷诺数的变化情况。 $0 < Re < 140$ 时,顺流 PA 和 PB 的底面平均温度明显低于逆流 CA 和 CB 的; $140 < Re < 250$ 时,底面温度分别从低到高依次为 PB、CB、PA、CA。从结果可知,若对底面温度要求高的微电子芯片,可采用顺流 P 的布置方式及上下层通道结构分别为矩形通道和复杂结构通道的布置形式 B,即结构 PB。

对比图 5 和图 6 可知,不管是顺流还是逆流,结构 B 的温度分布更均匀且更低,这是由于结构的布置形式发生变化导致的。从图 7 各层热量分布可知,对于上下层均为复杂结构微通道而言,即结构 PA 和 CA,下层的散热量远大于上层的,说明这种布置形式导致上层的散热效果不佳且压降增大。基于这个原因,把上层通道改为矩形微通道后,上下层的热量分布越趋近,此时底面温度反而更均匀且更低,而且上层为矩形微通道时其压降比复杂结构通道的压降下降。单从传热效果看,采用结构 B 的散热效果优于结构 A 的。

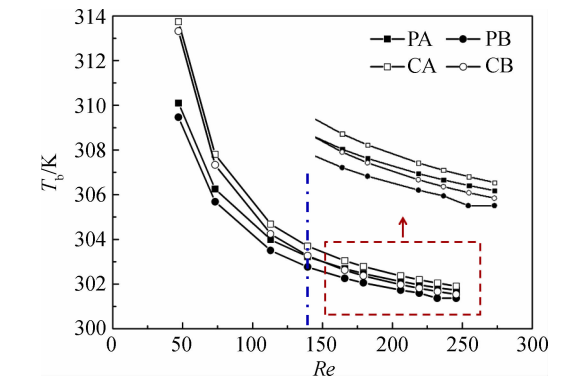


图 6 底面平均温度随雷诺数变化
Fig. 6 Variation of average bottom temperature with Reynolds number

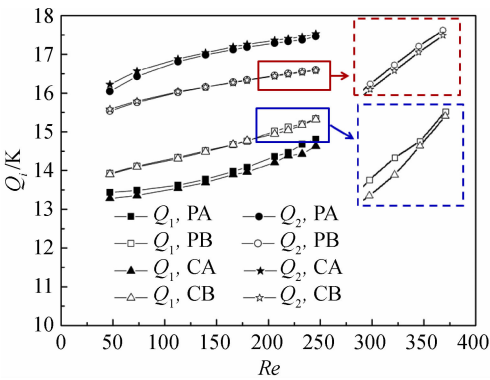


图 7 各层热量分布

Fig. 7 Distributions of heat on upper and bottom layer

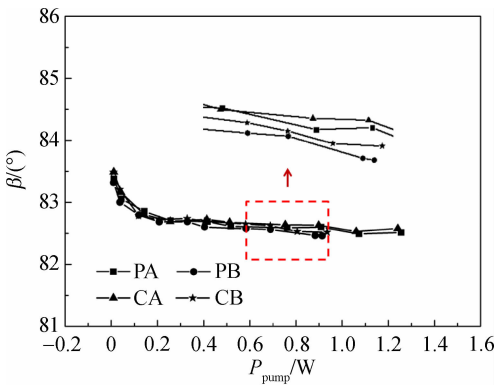


图 9 协同角随泵功的变化

Fig. 9 Variation of synergy angle with pump power

3.3 综合传热特性分析

图 8 为各热沉强化传热因子随泵功的变化情况,参考热沉取结构 PA。从图中可以看到,结构 PB 的综合传热性能最好,说明在相同泵功下结构 PB 的综合传热性能比结构 PA 的好。结构 CB 的综合传热性能随泵功的增大而增强,当 $P_{\text{pump}} > 0.13 \text{ W}$ 时其综合传热性能优于结构 PA 的。但结构 CA 的强化传热因子小于 1,说明其综合传热性能略差于结构 PA 的。

图 9 为各热沉传热协同角随泵功的变化。从图中可以看到,四种结构的传热协同角随泵功的变化幅度不大,其中结构 PB 的协同角最小,依次是结构 CB、PA 和 CA。通道内凹穴及内肋的存在明显改变流体的流动方向,使流线和等温线的夹角不再为 90° ,即流场和温度场的协同关系变好,反映在图 8 上是结构 PB 的综合传热性能最佳。

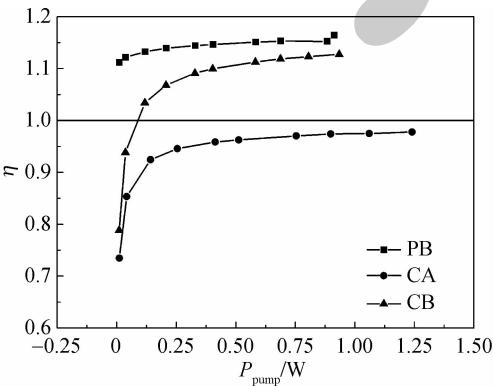


图 8 强化传热因子随泵功的变化

Fig. 8 Variation of thermal enhanced factor with pump power

4 结 论

在前期研究的基础上,提出双层微通道热沉上下层通道的相异结构 B,并与上下层为相同结构的热沉 A 作对比。用数值方法研究其在顺流 P 和逆流 C 时、不同结构形式对复杂结构双层微通道热沉传热性能的影响,及流场与温度场的协同关系对传热的影响。主要结论如下:

1) 逆流时,热沉底面温度先升高、后下降,最高温度集中在热沉中部,温度分布更均匀;顺流时,热沉底面温度沿通道方向逐渐升高,与单层热沉的温度分布相似。对于温度均匀性要求高的微电子芯片而言,采用逆流方式更佳。

2) 在相同换热条件下,上下层通道异形时热沉的各层热量分布比上下层均为复杂结构微通道的小,而且压降更小。单从传热效果看,采用结构 B 的散热效果优于结构 A 的。底面温度分布更均匀且更低。

3) 从综合传热性能看,结构 PB 的综合传热性能更佳,而且其传热协同角最小,说明该种布置方式改善了流场和温度场的协同关系。

参考文献:

[1] 翟玉玲,夏国栋,蒋静,等. 微通道热沉对流传热理论模型及实验[J]. 航空动力学报,2015,30(9):2106-2114.
ZHAI Yuling, XIA Guodong, JIANG Jing, et al. Theoretical model and experiment of convective heat transfer in microchannel heat sinks[J]. Journal of Aerospace Power, 2015,30(9):2106-2114. (in Chinese)

[2] VAFAI K, ZHU L. Analysis of two-layered micro-channel heat sink concept in electronic cooling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(12): 2287-2297.

[3] WU J M, ZHAO J Y, TSENG K J. Parametric study on the performance of double-layered microchannels heat sink

[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 80: 550-560.

[4] XIE G N, LIU Y Q, SUNDEN B, et al. Computational study and optimization of laminar heat transfer and pressure loss of double-layer microchannels for chip liquid cooling[J]. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2013, 5(1): 011004. 1-011004. 9.

[5] ZHAI Y L, XIA G D, LIU X F, et al. Characteristics of entropy generation and heat transfer in double-layered micro heat sinks with complex structure[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 103: 477-486.

[6] SHARMA D, SINGH P P, GARG H. Numerical analysis of trapezoidal shape double layer microchannel heat sink [J]. *International Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 2013, 3(1): 10-15.

[7] WEI X J, JOSHI Y, PATTERSON M K. Experimental and numerical study of a stacked microchannel heat sink for liquid cooling of microelectronics devices [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2007, 129(10): 1432-1444.

[8] 翟玉玲,夏国栋,杜墨. 入口流动方式对双层微通道热沉传热性能的影响 [J]. *中国科技论文*, 2015, 10(17): 2050-2058.

ZHAI Yulin, XIA Guoding, DU Mo. Heat transfer performance of enhanced heat transfer process in microchannel heat sinks[J]. *China Sciencepaper*, 2015, 10(17): 2050-2058. (in Chinese)

[9] GUO Z Y, LI D Y, WANG B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1998, 41(14): 2221-2225.

[10] 李志信,过增元. 对流传热优化的场协同理论[M]. 北京: 科学出版社, 2010.

[11] ZHANG L, LI J Q, LI Y X, et al. Field synergy analysis for helical ducts with rectangular cross section[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 75: 245-261.

[12] HAMID O A, ZHANG B, YANG L P. Application of field synergy principle of optimization fluid flow and convective heat transfer in a tube bundle of a preheater[J]. *Energy*, 2014, 76: 241-253.

[13] WU J M, TAO W Q. Numerical study on laminar convection heat transfer in a rectangular channel with longitudinal vortex generator: Part A verification of field synergy principle[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(5/6): 1179-1191.

[14] GUO J F, XU M T, CHENG L. The application of field synergy number in shell and tube heat exchanger optimization design[J]. *Applied Energy*, 2009, 86(10): 2079-2087.

[15] LING L, CHEN Y Y, ZHANG X X, et al. Optimization of geometry and flow rate distributions for double-layer microchannel heat sink[J]. *International Journal of Thermal Science*, 2014, 78: 158-168.

[16] BEJAN A. *Convection heat transfer*[M]. Chichester, UK: Wiley, 1984.

[17] ZHAI Yuling, LI Zhouhang, WANG Hua, et al. Analysis of field synergy principle and the relationship between secondary flow and heat transfer in double-layered microchannels with cavities and ribs[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 101: 190-197.

[18] LEVAC M L J, SOLIMAN S H M, ORMISTONS J. Three-dimensional analysis of fluid flow and heat transfer in single-and two-layered micro-channel heat sinks[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2011, 47(11): 1375-1383.

(编辑:陈 越)