

层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 流动及换热特性

马丹丹, 夏国栋, 翟玉玲, 李云飞, 蒋 静

(北京工业大学 环境与能源工程学院

强化传热与过程节能教育部重点实验室, 北京 100124)

摘 要: 用数值模拟的方法,研究了散热面积为 1 cm^2 带有层间微散热结构双面均热发热 3D-IC 内部流体层流流动与换热,对体积流量在 $36\sim 290\text{ mL/min}$ 范围内,通道高度为 $200\text{ }\mu\text{m}$,通道间距为 $200\text{ }\mu\text{m}$ 的带有矩形微通道和叉排微针肋液体冷却 3D-IC(three-dimensional integration circuit)的流动与换热进行了分析.结果表明:带有层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 具有良好的换热效果,在热流密度为 1.25 MW/m^2 ,体积流量为 290 mL/min 时,其发热面平均温度、最大温度只有 $318.31, 323.16\text{ K}$,分别最大减小了 $12.31, 20.14\text{ K}$,此时的功率为 250 W 、体积热源为 8.3 kW/cm^3 .

关 键 词: 三维集成电路; 层间液体冷却; 强化换热; 对流; 微针肋

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Flow and heat transfer characteristics for inter-layer liquid cooling of 3D-IC with staggered micro-pin fins

MA Dan-dan, XIA Guo-dong, ZHAI Yu-ling,

LI Yun-fei, JIANG Jing

(Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation,
Ministry of Education, School of Environmental and Energy Engineering,
Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

Abstract: The laminar flow and heat transfer characteristics of fluid were numerically investigated through uniform and double-side heat flux 3D-IC(three-dimensional integration circuit) with interlayer heat-removal structure for heat transfer areas of 1 cm^2 and volume flow ranging from 36 mL/min to 290 mL/min . 3D-IC with rectangle micro-channels and staggered micro-pin fins for pitches of $200\text{ }\mu\text{m}$ and structure heights of $200\text{ }\mu\text{m}$ was analyzed. Results show that inter-layer liquid cooling of 3D-IC with staggered micro-pin fins has better heat exchange effect than that with rectangle micro-channels. For the heat flux density of 1.25 MW/m^2 , the average temperature and maximum temperature of the heating surface are only $318.31, 323.16\text{ K}$, decreased $12.31, 20.14\text{ K}$ than that with rectangle micro-channels at the volume flow of 290 mL/min , corresponding to about total power of 250 W and volume heat source of 8.3 kW/cm^3 .

Key words: three-dimensional integration circuit(3D-IC); inter-layer liquid cooling;
heat transfer enhancement; convection; micro-pin fin

收稿日期: 2014-09-25

基金项目: 北京市自然科学基金(3142004)

作者简介: 马丹丹(1988—),女,陕西咸阳人,博士生,主要从事微尺度强化传热方面的研究.

随着信息技术的快速发展,在超级计算机、超集成芯片、航空航天、微电子技术、激光器技术、图像处理技术、能源动力等工程领域,具有低功耗、高传递速率、低延迟、低噪声,高频性的三维集成电路^[1] (three-dimensional integration circuit, 3D-IC)成为了备受关注的焦点. 集成电路的堆叠使得芯片的功耗密度成倍增大,并且连接上下层电路的绝缘介电层的低导热性,3D-IC的散热成为了其发展的关键问题^[2]. 根据摩尔定理随着芯片的高度集成,3D-IC的功耗密度将急剧增加,即使通过合理布局功能模块,芯片的最高温度还会达到 423 K^[3]. 对于大功率 3D-IC,层间液体冷却被认为是最有效散热方式. 层间液体冷却是流体强制对流电路层间的微通道结构并带走芯片的热量.

在微通道方面,1981年斯坦福大学的 Tuckerman 和 Pease^[4]提出用于电子芯片冷却的微通道换热器,在热沉底面最大温度与进口流体温差不超过 71 K 时,换热器的热流密度可达 7.9 MW/m². Hasan 等^[5]和 Liu 等^[6]研究了圆形、方形、三角形等不同截面形状对流动传热特性的影响. Xia 等^[7]数值研究了扇形及三角凹穴通道内的单相流体的流动及传热机理,其机理可归结为层流滞止、换热面积增大、凹穴产生的二次流与主流的混合及边界层中断再发展共同作用的结果. Pehlivan 等^[8],实验研究了高度为 5 和 10 mm、不同角度的波纹型微通道,发现了波纹微通道具有良好的换热特性,主要是由于增加换热面积并强化了流体的混合. 随后国内外学者对微通道散热器进行了大量的研究,得到了具有良好散热性的微通道散热器. 但对于多层堆叠的 3D-IC,不与散热器直接接触的电路层所产生的热量很难散去,产生很多热隐患,更为严重的是不断积累的热量将严重损害芯片性能,甚至可能导致芯片失效^[9]. Linderman 等^[10]用微通道换热器只能处理一个微处理器逻辑层和多个储存层堆栈的 3D-IC;当用微通道换热器处理两个垂直堆叠的微处理器逻辑层或者两个以上堆叠的微处理器,最大温差无法接受^[9]. 美国国防部高级研究计划局已经将 3D-IC 的层间液体冷却技术列入 3D-IC 研发的重点项目,并由乔治亚理工学院负责研究. 若研制成功,层间微通道液体冷却技术将运用到未来军事系统中的高性能集成电路的热管理中^[11].

目前国际上对微结构散热研究较多,但对于

3D-IC 层间液体冷却尚处于起步阶段. 层间液体冷却是微通道在两发热面的中间,而微通道换热器均为单面加热并不能说明两面加热的层间冷却的换热特性. 因此,本文对两层芯片堆叠(即双面加热)层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 进行换热及流动分析,并与相应尺寸矩形直通道结构进行比较,为 3D-IC 层间液体冷却芯片的设计提供参考.

1 物理模型和计算区域

1.1 物理模型

硅通孔电连接 (through-silicon electricity via, TSEV) 实现了 3D-IC 其上下层的电连通,硅通孔流体连接 (through silicon fluidic via, TSFV) 实现了上下层及各通道间的流体连通,芯片封装技术依次将带有 TSFV 和 TSEV 的芯片层堆叠密封形成带有层间微通道液体冷却的 3D-IC,其结构如图 1 所示. 各层芯片所产生的热量通过布线层和硅基导热最终被流体带走达到散热的效果. 由于电连接 TSEV 技术的限制,TSV (through silicon fluidic) 的最大高度为 250 μm ^[11],每层芯片高度(即 TSV 的高度)由电路器件层和微流体通道层组成,一般电路器件层的高度小于 50 μm ,因此,微流体的通道高度选择为 200 μm .

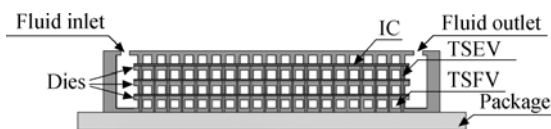


图 1 带有层间液体冷却的 3D-IC

Fig. 1 3D-IC with inter-layer liquid cooling

1.2 计算区域

本文对散热面积为 1 cm² 的两层堆叠芯片(即双面发热)层间矩形微通道和叉排微针肋液体冷却 3D-IC 的流动及换热进行了分析. 由于 TSEV 对芯片的温度影响很小^[12]、换热区域的每个微通道的几何形状以及温度和速度边界条件均对称,因此,本文模拟时忽略了 TSEV 对换热的影响,对单根通道进行了数值模拟. 计算区域如图 2 所示,图 2(a)为带有层间矩形微通道液体冷却 3D-IC 的主视图,图 2(b)为 2 种层间冷却结构 3D-IC 的剖面图.

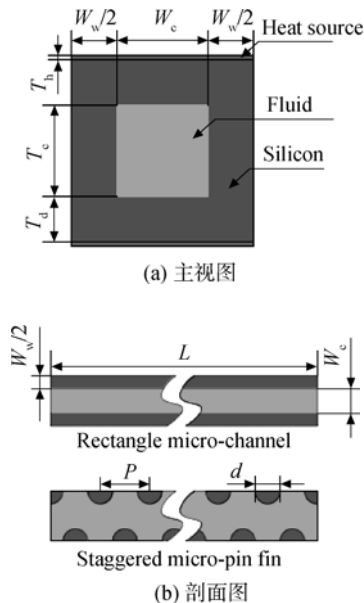


图 2 计算区域

Fig. 2 Calculation area

2 数值求解

2.1 数学模型及求解方法

流体在通道内的传热是复杂的三维耦合对流传热问题. 为了简化计算, 做如下假设: ①忽略轴向导热和自然对流; ②流体黏度随温度分段线性变化, 固体和流体的其他物性参数均为常数; ③忽略体积力、表面张力及热辐射等作用; ④流动过程为三维稳态不可压缩层流. 因此, 对于计算区域, 其连续性方程、动量方程及能量方程的矢量形式如下:

$$\nabla \mathbf{U} = 0 \quad (1)$$

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

对于液体

$$\rho c_p \mathbf{U} \cdot \nabla T_f = \nabla (\lambda_f \cdot \nabla T_f)$$

对于固体

$$\nabla (\lambda_s \cdot \nabla T_s) = 0 \quad (3)$$

其中 T, μ, c_p, λ_f 及 λ_s 分别为流体的温度、动力黏度、比定压热容、流体和固体导热系数, 单位分别为 K, kg/(m·s), kJ/(kg·K), W/(m·K) 和 W/(m·K).

本文用 Gambit 软件对三维模型进行网格分, 并用 Fluent 软件对上述方程进行模拟计算. 模拟工质采用去离子水, 边界条件设置为: 速度入口 (0.3~2.4 m/s), 流体入口温度为 298 K; 压力出口, 出口压力为零; 固液接触面耦合; 上下表面具有恒定热流密度 (0.75, 1, 1.25 MW/m²); 左右

两侧为对称面. 相关的物性参数、结构参数如表 1、表 2 所示. 上述质量守恒方程、动量方程及能量方程的收敛的标准为^[13]

$$\max |(\theta^{i+1} - \theta^i) / \theta^{i+1}| \leq 10^{-6} \quad (4)$$

其中 θ 表示变量, 如速度分量 u, v, w 或温度 T ; i 表示迭代数.

表 1 物性参数

Table 1 Physical parameters

参数	水	硅
c_p /(J/kg·K)	4182	712
ρ /(kg/m ³)	998.2	2329
μ /(Pa·s)	线性	
λ /(W/m·K)	0.6002	148

表 2 结构参数(单位: μm)

Table 2 Structural parameters (unit: μm)

W_w	W_c	T_h	T_d	T_c	d	L	P
100	100	0.2	50	200	100	10000	200

2.2 网格无关性验证

为了保证结果的精确性, 在数值运算前对模型的网格进行独立性验证. 由于通道截面的复杂性, 对该通道进行非结构化网格划分. 选取 3 种代表性网格尺寸进行独立性检验, 分别为网格节点间距为 8, 10, 15 μm. 表 3 为热流密度和体积流量分别为 0.75 MW/m², 126.79 mL/min 时, 不同节点间距的压降 Δp 和流体进出口温差 ΔT_{out-in} , 其中 ch, f 分别表示矩形微通道结构、叉排微针肋结构.

表 3 网格无关性验证

Table 3 Grid independence test

参数	节点间距/μm					
	8		10		15	
	ch	f	ch	f	ch	f
Δp /kPa	25.6	23.8	25.5	23.6	25.1	22.1
ΔT_{out-in} /K	16.8	16.7	16.7	16.6	16.4	16.3

从表 3 可以看出, 与节点间距为 8 μm 相比, 节点间距为 10 μm 时, 其进出口温差、压降的误差不超过 0.9%, 0.6%; 节点间距为 15 μm 时, 误差为 7%, 3%. 说明用网格节点间距为 10 μm 来划分通道, 其结果已经足够精确. 因此, 本文采用网

格节点间距为 $10\ \mu\text{m}$ 来划分通道,既保证了计算结果,同时也节省了计算时间。

3 结果分析

3.1 模型有效性验证

为了验证该模型的有效性,将文献[14]中的叉排微针肋热沉采用相同的方法进行模拟并与文中的实验数据进行对比。

图3、图4分别为文献[14]中压降、平均表面传热系数 h_{av} 实验值和本数值方法模拟值的比较,图中 q_v 表示体积流量, Re 表示雷诺数。文献[14]中通道数仅有8个、针肋直径为 $90\ \mu\text{m}$,而本文的通道数为50个、针肋直径为 $100\ \mu\text{m}$,相应的体积流量是模型有效验证时的6.94倍。从图可以看出,模拟值和实验值符合很好,在体积流量为 $36\ \text{mL/min}$ 时,压力和传热系数的最大误差只有4.2%和3.3%。按照这样的趋势文献[14]中体积

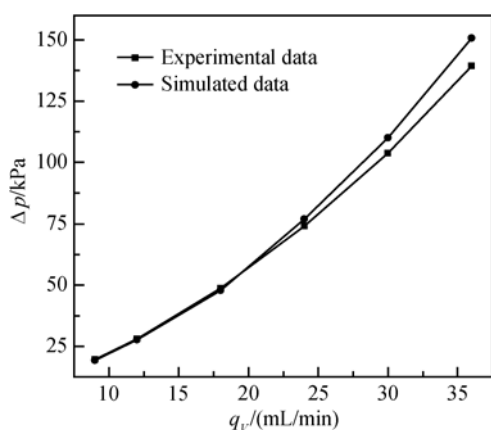


图3 压降实验值和模拟值

Fig. 3 Experimental and simulated data of Δp

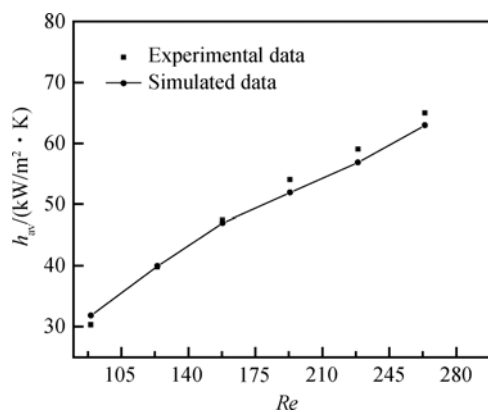


图4 平均表面传热系数实验值和模拟值

Fig. 4 Experimental and simulation data of h_{av}

流量为 $41.76\ \text{mL/min}$ (相应的本文体积流量为 $290\ \text{mL/min}$),最大误差为6.3%,4%。因此,本文的叉排微针肋也采用同样的方法,从而验证了模拟方法的有效性。

3.2 流动特性分析

矩形微通道层流流动摩擦系数的理论值,其表达式为^[15]

$$f \cdot Re = 96(1 - 1.3553a_c + 1.9467a_c^2 - 1.7012a_c^3 + 0.9563a_c^4 - a_c^5) \quad (5)$$

由压降得到摩擦系数 f 的模拟值,其表达式为

对于矩形微通道^[16]

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho L u_m^2} \quad (6)$$

对于叉排微针肋^[17]

$$f = \frac{2\Delta p}{N_f \rho u_m^2} \quad (7)$$

其中 a_c 为通道的宽高比; D_h 为通道的液力直径, m ; u_m 为最大流速, m/s ; N_f 为流动方向针肋的个数。

图5为热流密度 q 为 $0.75, 1.25\ \text{MW/m}^2$ 时,两种结构层间液体冷却3D-IC的压降与体积流量的变化关系,下标 ch, f 分别表示矩形微通道和叉排微针肋结构。

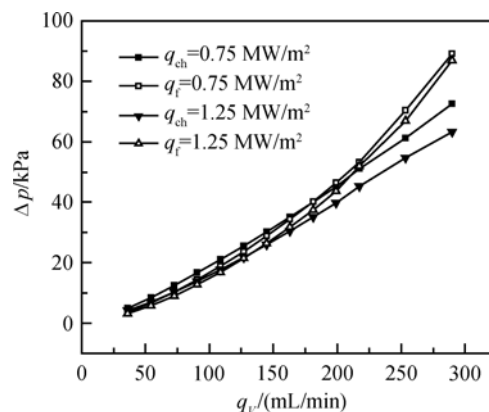


图5 压降与体积流量的关系

Fig. 5 Relationship between Δp and q_v

从图5中可以看出,随着体积流量的增加带有层间叉排微针肋液体冷却3D-IC的压降逐渐大于带有层间矩形微通道液体冷却3D-IC,且随着体积流量的增大,两者的差距逐渐拉大。这主要是因为,叉排微针肋的孔隙率为0.804而矩形微通道的孔隙率只有0.5,导致流道内叉排微针肋结构的平均流速较小,该作用使压降较小;另一方

面, 体积流量的增大, 叉排微针肋的尾部产生二次流越剧烈, 同时微针肋使边界层不断地被打断, 使压降增大. 从图中还可以看出随着热流密度的增大, 两种结构的压降均减小, 且叉排微针肋压降的减小程度较小. 这主要是因为, 随着热流密度的增大, 流体的动力黏度减小, 使压降减小; 另一方面, 叉排微针肋尾部产生二次流促使冷热流体混合, 边界层流体动力黏度的减小幅度较小, 使得压力减小幅度较小.

图 6 为 $q=0.75 \text{ MW/m}^2$ 时, 带有层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 摩擦系数的模拟值和矩形微通道 3D-IC 摩擦系数的理论值及模拟值与体积流量的变化关系. 从图中可以看出, 叉排微针肋的摩擦系数大于矩形微通道的, 且随体积流量的增大两者的差距逐渐拉大. 这主要是因为, 微针肋结构的边界层不断打断更新, 且随着体积流量的增加, 微针肋尾部产生的二次流越剧烈, 使摩擦阻力增大. 由图可知, 带有层间矩形微通道液体冷却 3D-IC 摩擦系数的理论值与模拟值的误差在 6% 内, 表明该模型与理论分析吻合较好; 在所研究的体积流量范围内, 其摩擦系数的变化趋势没有上扬均服从层流的变化规律, 再一次说明了该模型的有效性.

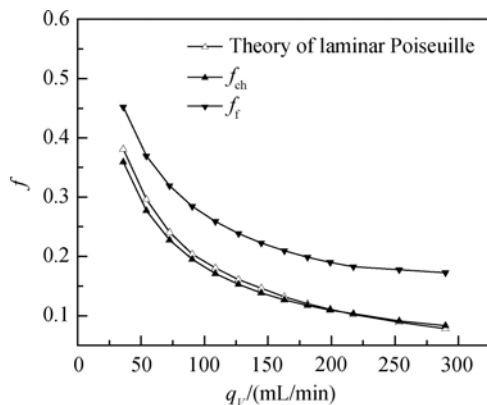


图 6 摩擦系数与体积流量的关系

Fig. 6 Relationship between f and q_v

3.3 换热特性分析

图 7、图 8 为不同热流密度下两种结构物层间液体冷却 3D-IC 的平均表面传热系数和平均努塞尔数 Nu_{av} 与体积流量的变化关系. 下标 f , ch , av 分别表示叉排微针肋、矩形微通道及平均值, 其中 Nu_{av} 的计算公式如下:

$$Nu_{av} = \frac{h_{av} D_h}{\lambda_f} \quad (8)$$

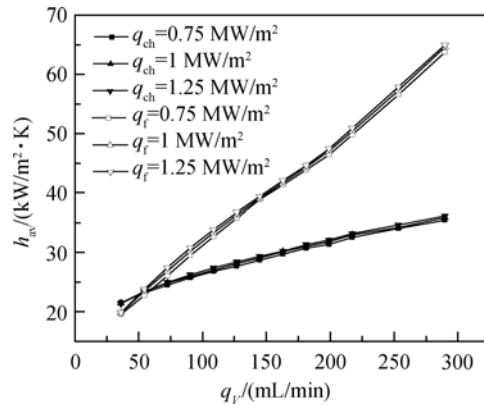


图 7 平均表面传热系数与体积流量的关系

Fig. 7 Relationship between h_{av} and q_v

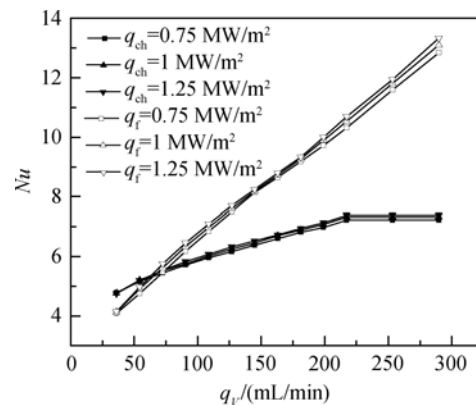


图 8 平均努塞尔数与体积流量的关系

Fig. 8 Relationship between Nu_{av} and q_v

其中 h_{av} 由式(11)、式(12)迭代算出, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

从图 7、图 8 可以看出, 体积流量较小时, 带有层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 的换热效果不如带有层间矩形微通道液体冷却 3D-IC; 但随着体积流量的增大, 其换热效果逐渐优于矩形微通道, 且随着体积流量的增加强化换热效果越显著. 这主要是因为, 较小的体积流量下, 虽然叉排微针肋结构的边界层不断的中断和发展强化了换热, 但是由于针肋尾部形成较大的尾涡区严重的影响了换热, 换热效果较差; 随着体积流量的增大, 尾涡区减小, 同时产生的二次流加剧使冷热流体混合, 强化换热效果越显著. 从图中还可以看出, 随着热流密度的增加, 层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 的 $h_{av}-q_v$ 及 $Nu_{av}-q_v$ 曲线变化比矩形微通道的明显; 在体积流量增加到一定值后, 矩形微通道结构的 Nu_{av} 的变化趋势趋于平缓, 而叉排微针肋结构的 Nu_{av} 增加较快. 这说明叉排微针肋结构边界层更新及二次流导致的冷热流体混合强化了换热. 在体积流量为 289.8 mL/min 时, 带有层

间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 的 h_{av} 及 Nu_{av} 分别是矩形微通道层间液体冷却 3D-IC 的 1.8 倍、1.81 倍。

图 9、图 10 分别为 $q = 0.75, 1.25 \text{ MW/m}^2$ 时, 两种结构层间液体冷却 3D-IC 发热面的平均温度 T_{av} 及最大温度 T_{max} 与体积流量的变化关系。从图中可以看出, 较小的体积流量下, 发热面平均温度和最大温度随体积流量变化明显; 随着体积流量的增加, 发热面平均温度和最大温度变化逐渐变缓。这说明, 流体体积流量达到一定程度后, 流体流量对 3D-IC 的传热性能影响变小。从图中还可以看出, 带有层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 发热面的 T_{av} 、 T_{max} 均小于相应的层间矩形微通道的, 且随着体积流量和热流密度的增大, 两者的差距逐渐拉大。这主要是因为, 二次流使冷热流体有效混合及边界层不断中断和发展, 换热得

到强化; 并且针肋增大了换热面积, 强化了换热。

由图 9、图 10 可知, 相比于带有层间矩形微通道, 层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC, 在 $q = 0.75 \text{ MW/m}^2$ 时, 其发热面平均温度、最大温度分别减小了 7.6、12.4 K; 在 $q = 1.25 \text{ MW/m}^2$ 时, 其发热面平均温度、最大温度分别减小了 12.31、20.14 K。

3.4 热阻特性分析

3D-IC 发热面产生的热量经过了硅基底的导热、流体的对流换热及流体吸热的焓变 3 个传递过程, 于是总热阻 R_t 可以表示为

$$R_t = R_{cond} + R_{conv} + R_{cap} \quad (9)$$

R_{cond} 为硅基底的导热热阻, K/W, 其表达式为

$$R_{cond} = \frac{T_{heater,av} - T_{w,av}}{\Phi} = \frac{\delta}{\lambda_s A_{heater}} \quad (10)$$

其中 $T_{heater,av}$ 为发热面的平均温度, K; $T_{w,av}$ 为微流道内壁面的平均温度, K; δ 为通道底面到发热面的厚度, m; λ_s 为硅的导热系数, W/(m · K); Φ 为总换热量, $\Phi = q \cdot A_{heater}$, W, 式中 A_{heater} 为发热面面积, m^2 ; q 为发热面的热流密度, W/m^2 。

R_{conv} 为流体对流换热热阻, K/W, 其表达式为

$$R_{conv} = \frac{T_{w,av} - T_{fluid,av}}{\Phi} = \frac{1}{h_{av}(A_b + A_f \eta_f)} \quad (11)$$

其中 A_b 、 A_f 分别为去除针肋后通道内上下表面的换热面积和叉排微针肋对流换热面积, m^2 ; $T_{fluid,av}$ 为流体平均温度, $T_{fluid,av} = 1/2(T_{out} + T_{in})$, K, 式中 T_{out} 、 T_{in} 分别为流体的进出口温度, K; η_f 为针肋效率, 由下式给出:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mH)}{mH}$$

$$m = \sqrt{\frac{Ch}{\lambda_f A}} \quad (12)$$

其中 h 为表面传热系数, $kW/(m^2 \cdot K)$; H 为一半的针肋高度, m; C 为肋的周长, m; A 为肋的横截面积, m^2 。

R_{cap} 为流体的焓变热阻, K/W, 其表达式为

$$R_{cap} = \frac{T_{fluid,av} - T_{in}}{\Phi} = \frac{1}{2c_p q_m} \quad (13)$$

其中 q_m 为流体的质量流量, kg/s。

由式(9)~式(11)、式(13)得:

$$R_t = \frac{T_{heater,av} - T_{in}}{\Phi} \quad (14)$$

泵功是维持工质循环所需要消耗的电功率, 直接反映整个换热系统的经济性, 其表达式为

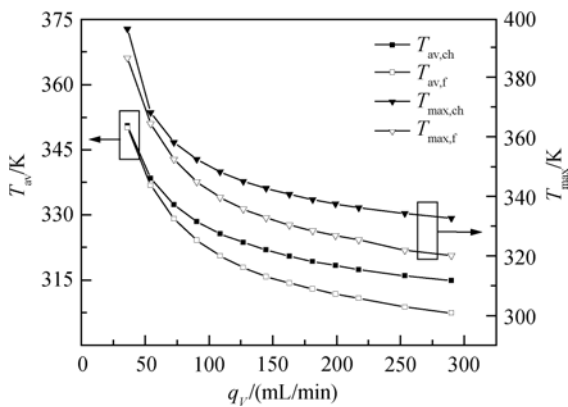


图 9 $q = 0.75 \text{ MW/m}^2$ 时两种结构的温度变化

Fig. 9 Temperature variation of two structures when $q = 0.75 \text{ MW/m}^2$

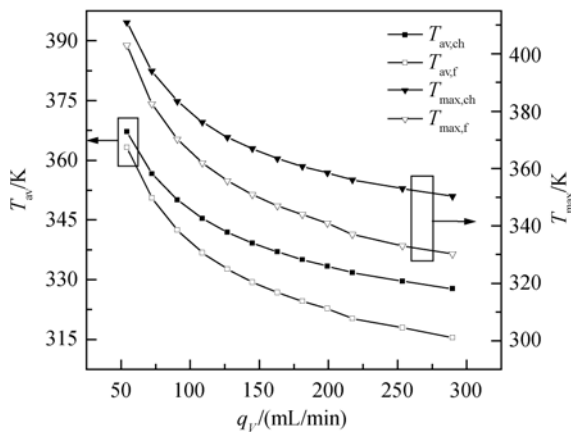


图 10 $q = 1.25 \text{ MW/m}^2$ 时两种结构的温度变化

Fig. 10 Temperature variation of two structures when $q = 1.25 \text{ MW/m}^2$

$$P = \Delta p q_v \quad (15)$$

其中 P 为泵功, W ; q_v 为工质的体积流量, m^3/s .

图 11 为不同热流密度下两种结构层间液体冷却 3D-IC 总热阻与泵功的变化关系. 从图中可以看出, 总热阻随着泵功的增加不断减小; 在泵功较小时, 总热阻的减小速度较快; 当泵功增大到一定值时, 总热阻的变化趋于平缓. 这是因为, 泵功随体积流量的增加而增加, 同时由图 7 可知, 表面传热系数随体积流量的增加而急剧增加, 导致对流换热热阻急剧减小, 另外焓变热阻也随着体积流量的增大而减小, 使总热阻减小; 在较大体积流量时, 压降随着体积流量的增大急剧增大导致泵功急剧增大, 而此时由体积流量增大引起的焓变热阻和对流换热热阻的减小幅度相对较小, 因此泵功的增大不能使总热阻得到显著的减小. 从图中还可以看出, 相同泵功下, 带有层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 总热阻 R_t 较小, 且在泵功较小时, 随着泵功的增大两种结构的总热阻差增大, 当泵功增大到一定值时, 两种结构总热阻差趋于平缓; 热流密度对总热阻和泵功影响较小, 特别是对于层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC.

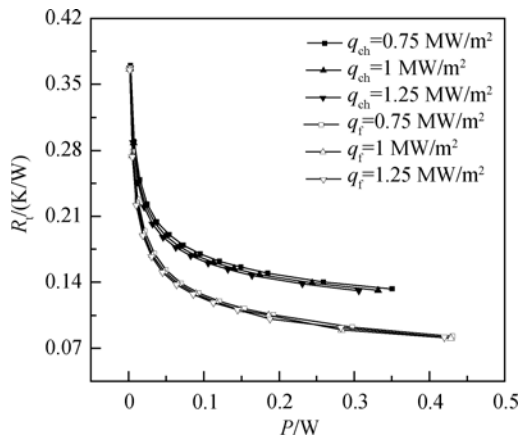


图 11 总热阻与泵功的关系

Fig. 11 Relationship between R_t and P

图 12 为不同热流密度下两种结构层间液体冷却 3D-IC 的对流换热热阻 R_{conv} 占总热阻的比重. 从图中可以看出, 比重随着泵功的增大而增大, 泵功较小时, 比重增大的速度较快; 随着泵功的增大, 比重增大的幅度趋于平缓, 叉排微针肋结构的对流换热热阻占总热阻比重维持在 0.60~0.62 之间, 矩形微通道的维持在 0.65~0.72 之间. 这主要是因为, 对流换热热阻随着泵功的增大急剧减小, 焓变热阻也随着泵功的增大而减小, 使得对流换热热阻减小的速度远远小于总热阻的减

小速度. 从图中还可以看出, 带有层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 的对流换热热阻占总热阻的比重较小. 这是因为, 在总热阻中对流换热热阻占的比重最大, 相同泵功下, 强化换热较好的带有层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 的对流换热热阻减小的速度更快, 使得对流换热热阻的比重较小.

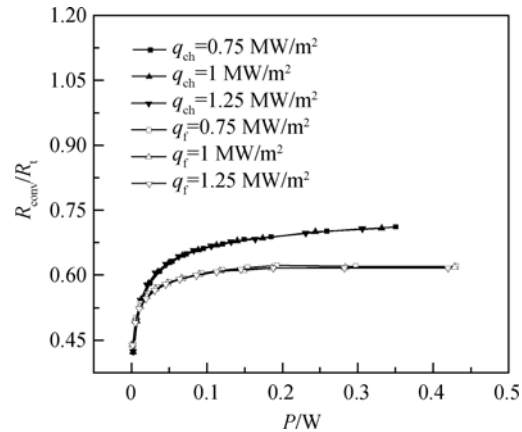


图 12 对流换热热阻占总热阻比重

Fig. 12 R_{conv} in proportion to R_t

4 结 论

本文基于数值模拟的方法对两层芯片堆叠 (即双面加热) 层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 的单根通道内单相液体层流流动与传热进行了研究, 得到以下结论:

1) 由于叉排微针肋具有较大的孔隙率和针肋尾部产生的二次流的影响, 随着体积流量的增加, 压降逐渐大于带有层间矩形微通道液体冷却 3D-IC, 且随着体积流量的增大, 两者的差距越明显.

2) 由于小体积流量下的叉排微针肋尾部的尾流区、边界层的不断更新及较大体积流量的二次流的作用, 随着体积流量的增加叉排微针肋层间液体冷却 3D-IC 的换热特性逐渐优于带有层间矩形微通道液体冷却 3D-IC, 且随着体积流量的增大, 强化换热效果越明显.

3) 在 $q_v = 290 mL/min$, $q = 1.25 MW/m^2$ 时, 带有层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 发热面的平均温度、最大温度分别减小了 12.31, 20.14 K. 电子芯片发热面的减小 1 K, 可以使其寿命增加 5%. 本文的叉排针肋冷却可有效地提高芯片的可靠性、减小热应力延长芯片的寿命.

4) 在较小的体积流量下, 随着体积流量的增大, 占总热阻最大比例的对流换热热阻急剧减小, 换热效果越显著; 体积流量达到一定值后, 随着体

积流量的增大,对流换热的热阻减小速度降低,同时流体冲击针肋和在针肋尾部产生的二次流导致压降损失急剧增大,此时通过增加体积流量来强化换热是不经济的。

因此,对于具有良好换热的层间叉排微针肋液体冷却 3D-IC 选择合适的体积流量,既能保证 3D-IC 有效地散热、提高可靠性、延长寿命,又能使其消耗较小的泵功、减小流体的压降、增强 3D-IC 的结构强度。

参考文献:

- [1] Brunswiler T, Michel B. Thermal management of vertically integrated packages[J]. Handbook of 3D Integration: Technology and Applications of 3D Integrated Circuits, 2008, 25: 635-649.
- [2] Im S, Banerjee K. Full chip thermal analysis of planar (2-D) and vertically integrated (3-D) high performance ICs [R]. San Francisco, CA: Electron Devices Meeting, 2000.
- [3] Cong J, Wei J, Zhang Y. A thermal-driven floorplanning algorithm for 3D ICs [R]. Los Angeles, CA: International Conference on IEEE/Association for Computing Machinery (ACM), 2004.
- [4] Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. Electron Device Letters, 1981, 2(5): 126-129.
- [5] Hasan M I, Rageb A A, Yaghoubi M, et al. Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2009, 48(8): 1607-1618.
- [6] Liu Y, Cui J, Jang Y X, et al. A numerical study on heat transfer performance of microchannels with different surface microstructures [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(5): 921-931.
- [7] Xia G D, Cai 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.
- [8] Pehlivan H, Taymaz I, İslamoğlu Y. Experimental study of forced convective heat transfer in a different arranged corrugated channel[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013, 46: 106-111.
- [9] Melamed S, Thorolfsson T, Srinivasan A, et al. Junction-level thermal extraction and simulation of 3DICs [R]. San Francisco, CA: International Conference on 3D System Integration, 2009.
- [10] Linderman R J, Brunswiler T, Kloter U, et al. Hierarchical nested surface channels for reduced particle stacking and low-resistance thermal interfaces [R]. San Jose, CA: Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2007.
- [11] Andry P S, Tsang C, Sprogis E, et al. A CMOS compatible process for fabricating electrical throughvias in silicon [R]. San Diego, CA: Electronic Components and Technology Conference, 2006.
- [12] Jain A, Jones R E, Chatterjee R, et al. Thermal modeling and design of 3D integrated circuits [R]. Orlando, FL: Inter-society Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2008.
- [13] Qu W, Mudawar I. 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.
- [14] 罗光亮. 横掠微针肋热沉内流体流动与传热特性实验和理论研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2009.
- LUO Guangliang. Experimental and theoretical study on pressure drop and heat transfer characteristics in micro pin fin heat sinks [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2009. (in Chinese)
- [15] Shah R K. Laminar flow friction and forced convection heat transfer in ducts of arbitrary geometry [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1975, 18(7): 849-862.
- [16] Steinke M E, Kandlikar S G. Single-phase liquid friction factors in microchannels [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2005, 45(11): 1073-1083.
- [17] Koşar A, Mishra C, Peles Y. Laminar flow across a bank of low aspect ratio micro pin fins [J]. Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(3): 419-431.

(编辑: 王碧琚)