

两层堆叠 3D-IC 层间液体冷却流动及 换热特性

马丹丹, 夏国栋, 陈 卓, 王 卓
(北京工业大学 环境与能源工程学院
强化换热与过程节能教育部重点实验室, 北京 100124)

摘 要: 随着电路层的垂直堆叠, 三维集成电路(3D-IC)的功耗密度成倍增加。具有良好散热能力的层间液体冷却是一种非常有效的方法。采用数值模拟的方法研究了雷诺数在 150~900 范围内面积为 1 cm², 针肋直径为 100 μm, 通道高为 200 μm, 通道间距为 200 μm 的带有层间顺排微针肋两层芯片堆叠 3D-IC 内流体流动与换热特性。结果表明: 与相应尺寸的矩形通道结构相比, 带有层间顺排微针肋液体冷却 3D-IC 具有良好的换热效果。在雷诺数为 770 时, 芯片的功率高达 250 W, 其体积热源相当于 8.3 kW/cm³; 较矩形结构通道, 顺排微针肋结构的热源平均温度和热源最大温差只有 46.34, 13.96 K, 分别减小了 13.26, 21.34 K。

关 键 词: 三维集成电路(3D-IC); 层间液体冷却; 强化换热; 对流换热; 顺排微针肋

中图分类号: V231.1; TK124 **文献标志码:** A

Flow and heat transfer characteristics of interlayer liquid cooling for 3D-IC with two stacked layers

MA Dandan, XIA Guodong, CHEN Zhuo, WANG Zhuo
(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: With the vertical stacking of circuit layers, the power density of 3D-IC increases exponentially. Interlayer liquid cooling is a promising and scalable solution for high heat flux removal in 3D-IC (three-dimensional integration circuit). The flow and heat transfer performances of water through uniform and double-side heat flux 3D-IC of interlayer in-line micro-pin fins structure with heat transfer areas of 1 cm² and Reynolds number ranging from 150 to 900 were studied numerically. 3D-IC with in-line micro-pin fins for pitches of 200 μm, diameter of 100 μm and heights of 200 μm was analyzed. Results show that interlayer liquid cooling of 3D-IC with in-line micro-pin fins has better heat exchange effect than that with rectangular micro-channels. For the Reynolds number of 770, the power reaches to 250 W, which is equivalent to 8.3 kW/cm³ volumetric heat. Compared with rectangular micro-channels, the average temperature and the maximal junction temperature of the heater surface

收稿日期:2015-11-05
基金项目:国家自然科学基金(51576005);北京市自然科学基金(3142004)
作者简介:马丹丹(1988—),女,博士生,主要从事微电子器件散热研究。
通讯作者:夏国栋(1965—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事微通道强化传热及气液两相流研究。E-mail:xgd@bjut.edu.cn
引用格式:马丹丹,夏国栋,陈卓,等.两层堆叠 3D-IC 层间液体冷却流动及换热特性[J].航空动力学报,2017,32(7):1569-1576.
MA Dandan, XIA Guodong, CHEN Zhuo, et al. Flow and heat transfer characteristics of interlayer liquid cooling for 3D-IC with two stacked layers[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(7): 1569-1576.

with in-line micro-pin fins are only 46.34, 13.96 K, down by 13.26, 21.34 K, respectively.

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

符号说明

W	宽度, μm	μ	动力黏度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$
H	厚度, μm	ρ	密度, kg/m^3
d	针肋直径, μm	N_f	流动方向针肋的个数
L	通道长度, μm	A_c	流体与固体的接触面积, m^2
P	通道间距, μm	c_p	比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
P_p	泵功, W	下角标	
Q	总换热量, W	f	顺排微针肋
q_v	体积流量, mL/min	ch	矩形微通道
D_h	液力直径, m	av	平均值
T	温度, K		

随着超大规模集成电路的发展及应用需求的不断提高,能源动力、航空航天、信息通讯、微电子技 术、超级计算机等工程技术领域二维芯片已不能 满足其需求,具有低功耗、低延迟、低噪声,高 频、高速等特性的三维集成电路(three-dimen- sional integration circuit, 3D-IC)成为了备受关 注的焦点^[1]。3D-IC 的堆叠使得芯片的功耗密 度在相同的面积上成倍的增大;此外,由于连接 上下层电路的绝缘介电层具有较低热导率,也 会导致 3D-IC 出现热量集中、局部温度过高、 容易高温失效等问题。因此,3D-IC 的散热成 为了其发展的关键问题^[2]。3D-IC 散热性的 研究主要有两方面:①合理的布局功能模块, 平衡层间模块的功耗密度防止出现过热点;② 对芯片强化换热,将芯片内的热量传到外界环 境中。

在合理布局功能模块,平衡层间模块的功耗 密度方面美国加州大学 Cong 等^[3]、台湾国立 清华大学 Tsai 等^[4]在这方面有深入的研究。 但是,高度集成 3D-IC 的功耗密度将呈现超摩 尔定理的增长趋势,即使通过模块的合理布局, 大功率芯片的最高温度可能达到 423.15 K^[5]。 因此,3D-IC 的强化换热成了其热管理的关键 技术。强化换热主要有两种方式:①外部强化 换热,如:风扇的强迫对流换热、插入式散热器 或背部黏贴热沉换热等;②3D-IC 层间冷却, 如:热通孔的层间导热、层间微通道液体冷却 等。热通孔具有比器件层和芯片之间绝缘层介 质更高的热传导率,芯片层之间插入热通孔有 利于各层芯片的热传导^[6]。

尽管经过优化设计的外部强化换热装置具有 良好的换热特性,但对于多层堆叠的 3D-IC,不 与

散热装置直接接触的电路层热量很难散去,将 产生很多的热隐患,热量的不断积累可能严重 影响芯片性能,甚至失效^[7]。此外,芯片之间插 入过多的热通孔将导致芯片可靠性降低以及布 线资源的减少。因此,层间微通道液体冷却将 成为 3D-IC 最有效、最有前景的散热方法。

1981 年斯坦福大学的 Tuckerman 和 Pease^[8] 提出微通道换热器,其散热效果可达 7.9 MW/m²。 Hasan 等^[9], Rose 等^[10]对不同结构微通道热 沉的换热和微尺度效应进行了理论研究和分 析。Guo 等^[11]根据温度场均匀性原则提出熵 产模型用于评价微尺度强换热的综合特性。 Xia 等^[12]提出了扇形和三角凹穴形微通道,研究 其流动和换热机理,并优化了通道结构参数。 尽管经过优化的微通道热沉有良好的换热特 性,但对于多层堆叠 3D-IC 不再适用。Brunschwiler 等^[13-14]研究发现微通道散热器只能 对一个处理器层和多个存储器层堆栈的 3D- IC 进行有效的散热;而对于由两个或两个以上 处理器层堆叠的 3D-IC 无法有效散热。

层间液体冷却是液体流过两层发热元中间 的微通道的方式。微通道换热热沉均为单层热 源的形式,这并不能说明层间冷却的换热特性, 因此研究层间液体冷却非常有意义。Vogel^[15] 用工质 PAO(聚 α 烯烃)对结构尺寸 1.27 cm $\times$ 1.27 cm $\times$ 1.27 cm 的 3 层堆叠芯片实现了层间冷 却,其热阻为 2.0 K/W。Chen 等^[16]用 FC-77 对 层间间距为 50 μm 、热流为 50 W/cm² 的 3 层 堆叠芯片进行冷却。然而对于高密 TSEV(硅 通孔电连接)的高功耗密度 3D-IC 这些传热 尺寸并不可行^[17]。Kaddi 等^[18]提出 3D-IC 层 间液体微通道冷却的热模型。

IBM(国际商业机器)公司对 3D-IC 层间液体冷却进行研究,发现不同结构微通道对换热性能的影响很大。微针肋结构具有孔隙率大、换热面积大、增强流体扰动等优点,在强化换热方面有很大优势。目前对 3D-IC 层间液体冷却的研究较少,因此本文研究两层芯片堆叠 3D-IC 的层间顺排微针肋液体冷却的换热及流动特性,为层间微结构液体冷却 3D-IC 的设计提供参考。

1 物理模型和计算区域

1.1 物理模型

TSEV 技术实现了上下层的电连接,TSFV(硅通孔流体连接)技术实现了上下层及各通道间的流体连通,带有微通道、TSEVs,TSFV 芯片层依次堆叠形成带有层间微通道液体冷却的 3D-IC,两层芯片堆叠 3D-IC 如图 1 所示。芯片所产生的热量通过硅基的导热最终被流体强制对流换热带走达到散热的效果。由于电连接的 TSEV 技术的限制,TSEV 的最大深度为 $250\text{ }\mu\text{m}$ ^[19],每层芯片由器件层(基底)和微通道层组成,一般器件层高度小于 $50\text{ }\mu\text{m}$,因此微通道的高度选择为 $200\text{ }\mu\text{m}$ 。

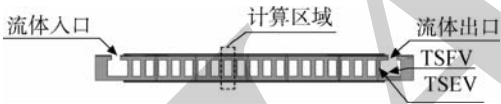
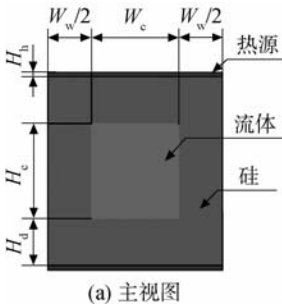


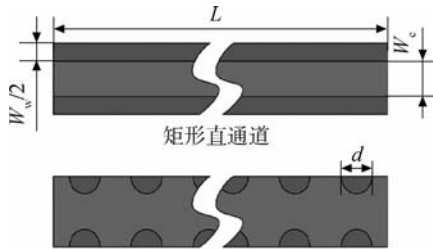
图 1 两层堆叠 3D-IC 层间液体冷却
Fig. 1 Interlayer liquid cooling for 3D-IC with two stacked layers

1.2 计算区域

由于即使高密度的 TSEV 对其的温度分布影响很小^[20]、层间冷却结构由并联的根几何形状相同的微通道并联而成。因此,本文忽略了 TSEV 对换热的影响,对单根通道的换热及流动进行模拟,如图 1 虚线部分。计算区域如图 2 所示。



(a) 主视图



(b) 微结构通道俯视图

图 2 计算区域

Fig. 2 Computing region

2 数值求解

2.1 数学模型及求解方法

流体在计算区域的传热过程分为两个方面:①沿固体壁面方向的导热;②通道内流体强制对流换热,是一个复杂的三维耦合对流传热过程。模型简化:①忽略重力和体积力的影响;②流体为不可压缩的牛顿流体;③流体的黏度随温度分段线性变化,其他物性参数均为常数;④或略了黏性耗散;⑤流动状态为稳态的单相层流。因此,该模型的连续性方程、动量方程及能量方程的矢量形式如下:

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

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

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

对于固体 $\nabla \cdot (\lambda_s \cdot \nabla T_s) = 0 \tag{3}$

其中 $T_f, T_s, \mu, c_p, \lambda_f, \lambda_s$ 及分别为流体和固体的温度(K)、流体的动力黏度(kg/(m·s))、流体的比定压热容(kJ/(kg·K))、流体和固体的导热系数(W/(m·K)); ρ 为流体密度(kg/m³)。

模拟工质采用去离子水,相关的物性参数、结构参数、边界条件如表 1、表 2、表 3 所示。

表 1 物性参数

Table 1 Physical parameters

材料名称	$c_p /$ (J/(kg·K))	$\rho /$ (kg/m ³)	$\mu /$ (Pa·s)	$\lambda /$ (W/(m·K))
水	4 182	998.2	线性分布	0.6
硅	712	2 329		148

表 2 结构参数(单位:μm)

Table 2 Structure parameters (unit:μm)

W_w	W_c	H_h	H_d	H_c	d	L	P
100	100	0.2	50	200	100	10^4	200

表 3 边界条件
Table 3 Boundary conditions

位置	参数	数值及详情
入口	温度/K	298
	速度/(m/s)	0.805~4.83
出口	压力/ 10^5 Pa	1.01
底面和顶面	均匀热流密度/(W/cm ²)	75~125
其他边界面	两侧/流固接触面	对称/耦合

上述质量守恒方程、动量方程及能量方程的收敛的标准为^[21]

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

其中 φ 表示变量,如速度分量或温度; i 表示迭代次数。

本文采用 Gambit 软件进行建模、网格划分和前处理,并通过 Fluent 软件求解上述连续性方程、动量方程及能量方程。

2.2 网格无关性验证

网格质量直接决定了计算结果的可靠性和准确性,因此在数值计算前,首先对模型进行网格独立性验证。由于顺排微针肋结构的复杂性,因此采用非结构化网格进行划分。选取 3 种代表性网格尺寸,其网格节点间距分别为 8, 10, 12 μm ,如图 3(a)、图 3(b)、图 3(c)所示。

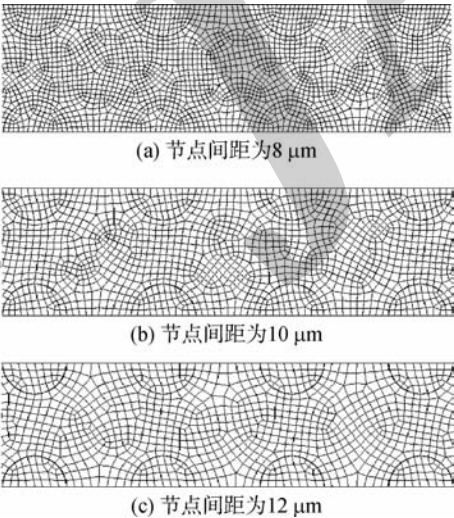


图 3 不同节点间距下的网格结构

Fig. 3 Grid structures with different node spacings

表 4 为热流密度 $q=0.75\text{ MW/m}^2$ 、体积流量 $q_v=108.68\text{ mL/min}$ 时,不同节点间距的压降、流体出口温度及发热面平均温。与节点间距为 8 μm 相比,节点间距为 12 μm 的压降和底面平均温

度误差为 2.4%和 1.5;节点间距为 10 μm 其误差不超过 0.5%和 0.4%,说明其结果已经足够精确。因此,本文选取节点间距为 10 μm ,这样既能保证计算的精度又能减少计算量。

表 4 网格无关性验证
Table 4 Grid independence test and verification

参数	节点间距/ μm					
	8		10		12	
	通道	针肋	通道	针肋	通道	针肋
压降/kPa	21.1	29.2	21.0	29.1	20.7	28.5
底面平均温度/K	328.8	318.7	328.7	318.9	328	318.0

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,将矩形微通道结构的模拟值与理论值进行对比。矩形微通道层流流动的摩擦因数 f 表达式如下^[22]:

$$fRe = 96(1 - 1.3553a_c + 1.9467a_c^2 - 1.7012a_c^3 + 0.9563a_c^4 - a_c^5) \tag{5}$$

流体进出口温差的表达式如下:

$$T_{\text{out}} - T_{\text{in}} = \frac{Q}{\rho A u_m c_p} \tag{6}$$

摩擦因数的模拟值

对于矩形微通道^[23]

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho L u_m^2} \tag{7}$$

对于顺排微针肋^[24]

$$f = \frac{2\Delta p}{N_f \rho u_m^2} \tag{8}$$

其中 a_c 为通道的宽高比; D_h 为液力直径(m); Q 为总换热量(W); u_m 为流体的最大流速(m/s); A 为入口截面积(m²); L 为沿流动方向的通道长度(m); N_f 为流动方向针肋个数。

图 4 分别是 $q=0.75\text{ MW/m}^2$ 摩擦因数和流体进出口温度差的模拟值和理论值,下标 t 为理论值,s 为模拟值,f 为顺排微针肋,ch 为矩形微通道。由图可知矩形微通道的摩擦因数和流体进出口温度差误差在 5%,3.2%内,顺排微针肋进出口温差为 5.2%内,表明该模型与理论分析吻合较好,验证了模拟方法的有效性。对于矩形微通道及顺排微针肋当量直径分别取为水力直径和针肋直径。从图中还可以看到, $Re=150\sim800$ 内,顺排微针肋的摩擦因数大于矩形微通道,其摩擦

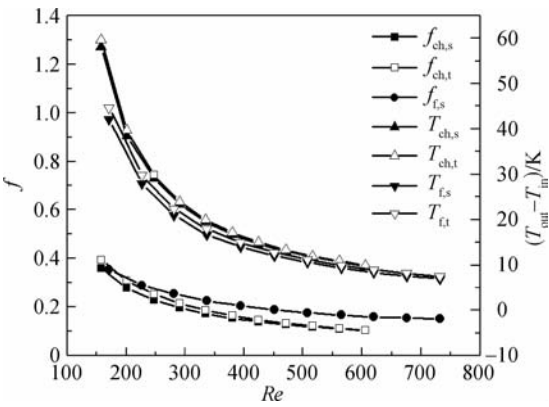


图 4 模型验证

Fig. 4 Model validation

因数的变化趋于均服从层流的变化规律。

3.2 换热及流动分析

图 5 为顺排微针肋和矩形微通道在不同热流密度下,努塞尔数(Nu)随雷诺数(Re)的变化情况,下标 av 为平均值,其中 Nu 的计算公式如下:

$$h_{av} = \frac{Q}{N\Delta t(A_b + \eta A_f)} \quad (9)$$

$$Nu_{av} = \frac{h_{av} - D_h}{\lambda_f} \quad (10)$$

其中 h_{av} 为平均表面传热系数 ($W/(K \cdot m^2)$); N 为通道总个数; Δt 为通道壁面与流体的平均温差 (K); A_b 为单根通道流体与通道底面的接触面积 (m^2); A_f 为流体与肋的接触面积,其中顺排微针肋: $A_b = 2L(W_w + W_c) - 0.25\pi D^2 N_f$, $A_c = \pi DH_c N_f$, m^2 ; 矩形微通道: $A_b = 2LW_c$, $A_f = 2LH_c$; η 为肋效率, $\eta = th(mH')/(mH')$, 其中顺排微针肋: $m = (4h_{av}/\lambda/W_w)^{0.5}$, $H' = 0.5H_c$; 矩形微通道: $m = (0.5h_{av}/\lambda/W_w)^{0.5}$, $H' = 0.5H_c$ 。

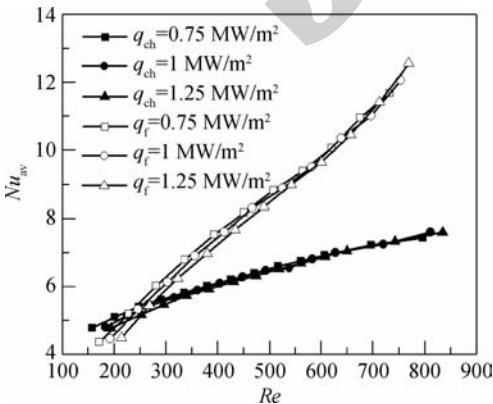


图 5 不同热流密度下的总体换热特性

Fig. 5 Total heat transfer characteristic for different heat fluxes

图 5 可以看出在 Re 大于 265 时,顺排微针肋的 Nu_{av} 明显高于矩形微通道,且随着 Re 的增大幅度越明显。在 $Re=769$ 时, Nu_{av} 是矩形微通道的 1.7 倍;但在 Re 小于 265 时,其换热效果缺被恶化。这是因为在较小 Re 下,虽然顺排微针肋层间液体冷却内液体的边界层不断的中断和发展以及对流换热面积的增大强化了换热;但由于针肋结构的孔隙率较大,流体的平均流速较小,主流的速度较小不足以带走针肋尾部的流体而形成滞止区,此外流体的导热系数较小,换热效果恶化。随 Re 的增大,流速增加,滞止区消失,针肋尾部形成涡流,使得针肋尾部的热流体与主流冷流体混合,强化了换热;同时热边界层变薄以及热边界层的不断中断和再发展,强化换热效果越显著。在相同 Re 下两种结构的 Nu_{av} 随着热流密度的增大而减小,且随着 Re 的增大减小幅度越小。这是由于一方面,随着热流密度的增大,流体的平均温度增大、动力黏度减小,流动边界层减薄强化了换热;但另一方面动力黏度的减小也导致相同体积流量下的 Re 增大。在两者的共同作用下, Nu_{av} 随着热流密度的增大而减小。从图中还可以看出,顺排微针肋的 Nu_{av} 随着热流密度的增大变化更明显。这说明,微针肋结构强化换热效果更明显。

图 6 和图 7 分别给出了两种层间冷却结构在 $q=0.75$ 和 $1.25 MW/m^2$ 下发热面的平均温度 T_{av} 、最大温差、最大节点温差随 Re 的变化关系。从图中可以看出,顺排微针肋结构的平均温度、最大温差、最大节点温度均小于相同 Re 下的矩形微通道;且随着 Re 与 q 的增大换热效果越明显。在 $q=1.25 MW/m^2$ 时,较矩形微通道,顺排微针肋的平均温、最大节点温差、最大温差分别最大减小了 13.4, 23.1, 22.4 K, 最大温差只有 13.96 K。由温度场均匀性原则可知,顺排微针肋的换热性能明显优于矩形微通道。在最大节点温差小于 333 K 的情况下, Re 大于 300 时顺排微针肋层间液体冷却 3D-IC 均能满足要求,而矩形微通道结构在更大 Re 数才能满足要求。电子芯片的平均温度减小 1 K, 可以使其寿命增加 5%, 顺排微针肋的平均温度减小了 13.4 K。这些充分说明顺排微针肋层间液体冷却具有良好的换热效果,在 3D-IC 液体冷却方面具有非常好的发展前景。

图 8 给出 $q=0.75 MW/m^2$ 时不同 Re 下两种结构的入口速度 V_{in} 及体积流量 q_v 的变化情况。从图中看出相同 Re 下,矩形微通道层间液体冷却 3D-IC 的入口速度和体积流量均小于顺排

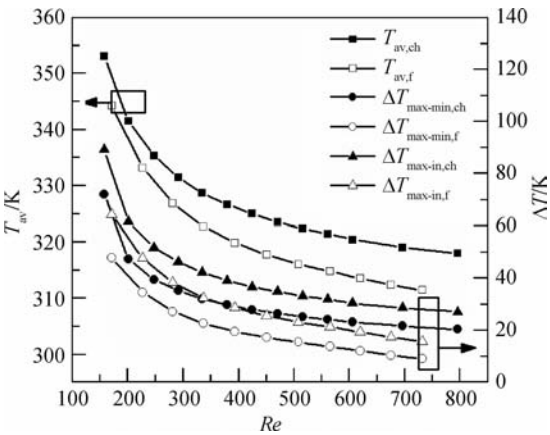


图 6 $q=0.75\text{ MW/m}^2$ 时两种结构的温度变化
Fig. 6 Temperature variation of two kinds of structure when $q=0.75\text{ MW/m}^2$

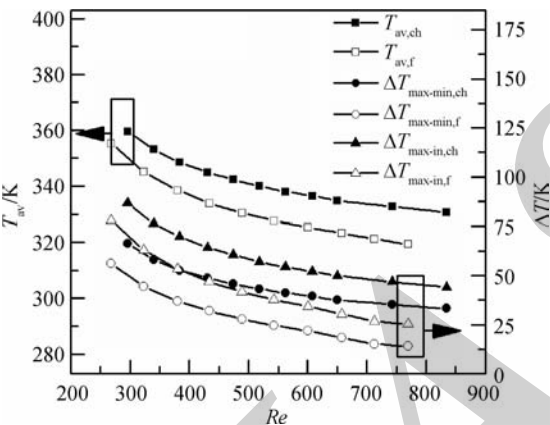


图 7 $q=1.25\text{ MW/m}^2$ 时两种结构的温度变化
Fig. 7 Temperature variation of two kinds of structure when $q=1.25\text{ MW/m}^2$

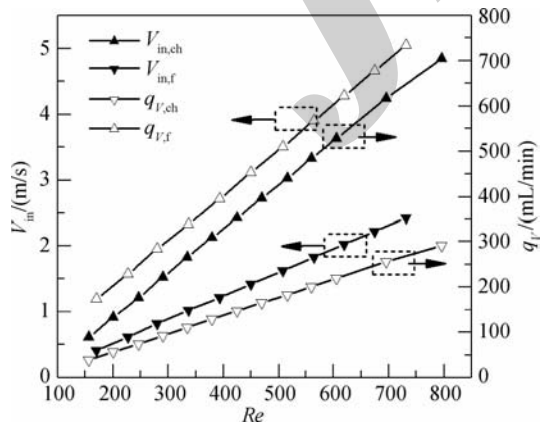


图 8 入口速度及体积流量随 Re 的变化
Fig. 8 Variation of inlet velocity and volume flow with Re

直径为 0.1333 mm ，而顺排微针肋的当量直径是针肋直径为 0.1 mm 。

图 9 给出两种结构在不同热流密度下的压降 Δp 随 Re 的变换情况。从图中可以看出，顺排微针肋层间液体冷却 3D-IC 的压降明显高于矩形微通道的，且随着 Re 的增大压降增大幅度越明显。这是因为在相同 Re 下，顺排微针肋的流体速度大于矩形微通道(如图 8 所示)，同时沿着流动方向通道的截面周期性的扩缩变化导致流体的速度周期性变化，微针肋存在使得流体的边界层不断地中断和更新以及针肋尾部形成回流共同作用使压降增大幅度加大。从图中可以看出，随着热流密度的增大，压降减小，这是由于热流密度增大，流体的温度升高，导致流体的黏度减小，从而压降减小。在相同 Re 下，顺排微针肋强化了换热的同时，由于流体的这是因为随着热流密度的增大，流体的温度增大，导致流体的动力黏度减小，压降减小。在相同 Re 下，顺排微针肋强化了换热的同时，由于流体的流量较大和针肋的存在增强了流体的扰动，导致了压降的增大。图 10 给出了 $Re=300$ 时两种结构的温度及速度分布云图。由图可以看出，微针肋结构的温度分布明显的低于相应的矩形通道，但是其速度也明显的大于矩形通道。针肋的存在使得流体形成了涡流，增强了流体扰动，强化了换热，增大了流动阻力。

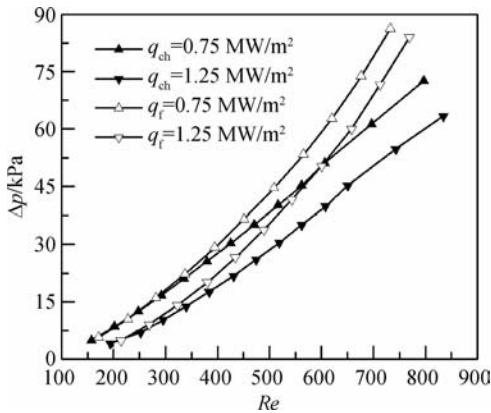


图 9 不同热流密度下压降随 Re 的变化
Fig. 9 Variation of pressure drop with Re for different heat fluxes

热阻是表征微结构换热的性能，泵功表示热沉的所消耗的能量。因此，选择总热阻与泵功的比值对双层堆叠 3D-IC 层间冷却的整体性能进行分析。总热阻和泵功的表达式为

$$R = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{Q} \tag{11}$$

微针肋的。这是因为矩形微通道的入口面积是顺排微针肋的一半、矩形微通道的当量直径是水力

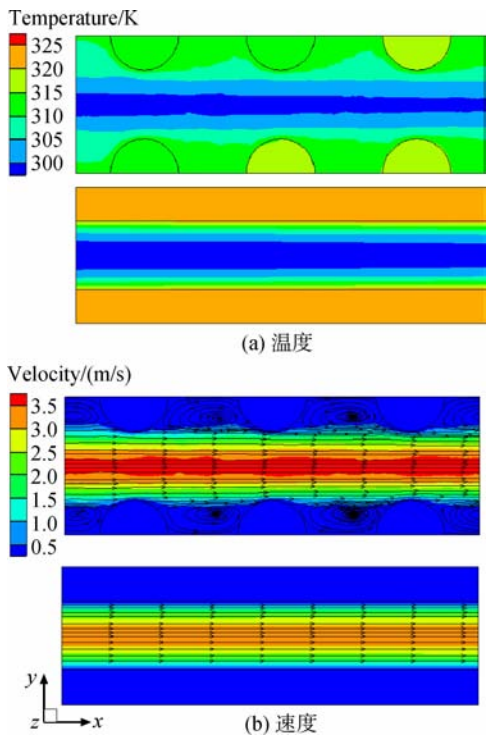


图 10 两种结构的温度和速度流线分布云图
($q=0.75\text{ MW/m}^2$, $Re=300$, $x=2.4\sim3\text{ mm}$;
 $z=0.15\text{ mm}$)

Fig. 10 Temperature and velocity streamline contour
and of two kinds of structure ($q=0.75\text{ MW/m}^2$,
 $Re=300$, $x=2.4\sim3\text{ mm}$; $z=0.15\text{ mm}$)

$$P_p = \Delta p q_v$$

(12)

图 11 为双层堆叠层间冷却 3D-IC 泵功 P_p 和热阻 R 的关系。由图可以看出,随泵功的增加,总热阻均不断减小;在泵功较小时,热阻降低的速度较快;随着泵功的进一步增大,总热阻的变化趋于平缓。这是因为,总热阻有 3 部分组成:导热热阻,对流换热热阻,焓变热阻;在给定结构下,导热热阻为常量,且比较小;在流量较小时,随着流量

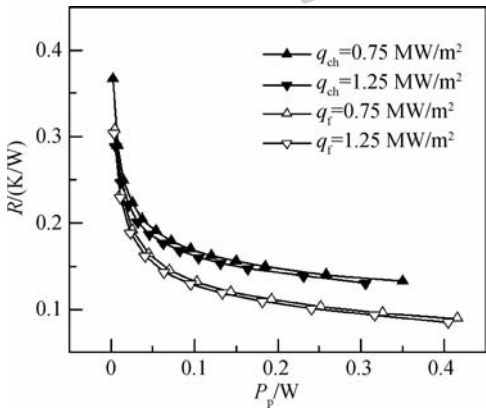


图 11 总热阻和泵功变化关系

Fig. 11 Variational relationship between R and P_p

的增大,焓变热阻和对流热阻不断减小,同时压降增大相对较小;但当流量较大时,压降随流量的增加急剧增大,引起泵功的急剧增大,热阻的变化趋势减小。所以,一味地通过增大流量来提高换热性能是不经济的,选择合理的流量使得双层堆叠层间冷却 3D-IC 的换热性能和经济性合理的匹配。从图中还可以看出,层间顺排微针肋的热阻明显小于相应的微通道结构,这说明微针肋结构提高了双层堆叠层间冷却 3D-IC 整体性能。

4 结 论

本文基于数值模拟的方法对两层芯片堆叠的层间顺排微针肋液体冷却 3D-IC 的单根通道内层流流动及换热特性进行了研究,并与相应尺寸的矩形微通道进行比较,得到以下结论:

- 1) 在 Re 较大时,层间顺排微针肋液体冷却的换热得到了明显强化,且随 Re 的增大强化效果越明显。由于顺排微针肋层间液体冷却 3D-IC 内液体的边界层不断的中断和在发展,以及针肋尾部形成的涡流促进了针肋尾部热流体与主流冷流体的混合,相同 Re 下的流体流速比较大,共同强化了换热。在 Re 较小时,针肋结构孔隙率较大,流体的平均速度较小,主流速度较小不足以针肋尾部的流体容易形成滞止区,流体的导热系数较小,换热效果恶化。
- 2) 层间顺排微针肋液体冷却的发热面平均温度、最大节点温差、最大温差均小于相同 Re 下的层间矩形微通道液体冷却的,并且均随着 Re 的增大而减小,层间顺排微针肋液体冷却的参数减小速度大于矩形微通道的。充分说明了层间顺排微针肋液体冷却 3D-IC 的优越性。
- 3) 在 $q=0.75\text{ MW/m}^2$ 时,较矩形微通道,层间顺排微针肋液体冷却结构的发热面平均温度、最大节点温差、最大温差最大分别减小了 9.1, 14.7, 14.1 K。此时的体积热源为 5 kW/cm^3 , 发热面的最大温差只有 8.9 K。
- 4) 层间顺排微针肋结构在强化换热的同时,也带来了压力的增大,且随着 Re 的增加,压降增大幅度越明显。
- 5) 层间顺排微针肋液体冷却的热阻明显的小于矩形通道的。这说明微针肋结构提高了双层堆叠层间冷却 3D-IC 整体性能。

参考文献:

[1] BRUNSCHWILER T, MICHEL B. Handbook of 3D inte-

- gration; technology and applications of 3D integrated circuits[M]. Hoboken, NJ: John Wiley and Sons Incorporation, 2008.
- [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, LUO G, SHI Y. Thermal-aware cell and through-silicon-via co-placement for 3D ICs[R]. San Diego, CA: Proceedings of the 48th Design Automation Conference, 2011.
- [4] TSAI M C, WANG T C, HWANG T T. Through-silicon via planning in 3-D floor planning[J]. Very Large Scale Integration Systems, 2011, 19(8): 1448-1457.
- [5] CONG J, WEI J, ZHANG Y. A thermal-driven floorplaning algorithm for 3D ICs[R]. San Jose, CA: IEEE/Association for Computing Machinery (ACM) International Conference, 2004.
- [6] CONG J, ZHANG Y. Thermal-driven multilevel routing for 3-D ICs[R]. Shanghai: The Asia and South Pacific Design Automation Conference, 2005.
- [7] MELAMED S, THOROLFSSON T, SRINIVASAN A, et al. Junction-level thermal extraction and simulation of 3D ICs[R]. San Francisco, CA: IEEE International Conference, 2009.
- [8] TUCKERMAN D B, PEASE R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. Electron Device Letters, 1981, 2(5): 126-129.
- [9] HASAN M I, RAGEB A A, YAGHOUBI A, 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.
- [10] ROSA P, KARAYIANNIS T G, COLLINS M W. Single-phase heat transfer in microchannels: the importance of scaling effects[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(17): 3447-3468.
- [11] GUO Z Y, LI Z X. Size effect on single-phase channel flow and heat transfer at microscale[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2003, 24(3): 284-298.
- [12] XIA G D, CHAI L, WANG H, et al. Optimum thermal design of microchannel heat sink with triangular reentrant cavities[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(6/7): 1208-1219.
- [13] BRUNSCHWILER T, MICHEL B, ROTHUIZEN H, et al. Forced convective interlayer cooling in vertically integrated packages[R]. Orlando, FL: The 11th Intersociety Conference, 2008.
- [14] LINDERMAN R J, BRUNSCHWILER T, KLOTTER 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.
- [15] VOGEL M R. Liquid cooling performance for a 3-D multi-chip module and miniature heat sink[J]. IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology: Part A, 1995, 18(1): 68-73.
- [16] CHEN X Y, TOH K C, CHAI J C, et al. Direct liquid cooling of a stacked multichip module[R]. Singapore City: Electronics Packaging Technology Conference, 2002.
- [17] BRUNSCHWILER T, MICHEL B, ROTHUIZEN H, et al. Interlayer cooling potential in vertically integrated packages[J]. Microsystem Technologies, 2009, 15(1): 57-74.
- [18] KADDI P, REDDY B K, SINGH S G, et al. Active cooling technique for efficient heat mitigation in 3D-ICs[R]. Mumbai, India: The 13th International Conference on Embedded Systems, 2014.
- [19] ANDRY P S, TSANG C, SPROGIS E, et al. A CMOS-compatible process for fabricating electrical through-vias in silicon[R]. San Diego, CA: The 56th Electronic Components and Technology Conference, 2006.
- [20] JAIN A, JONES R E, CHATTERJEE R, et al. Thermal modeling and design of 3D integrated circuits[R]. Orlando, FL: The 11th Intersociety Conference, 2008.
- [21] QU W, MUDAWAR I. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase microchannel heat sink[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(12): 2549-2565.
- [22] 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.
- [23] STEINKE M E, KANDIKAR S G. Single-phase liquid friction factors in microchannels[R]. International Journal of Thermal Science, 2006, 45(11): 1073-1083.
- [24] XIA G D, ZHAI Y, CUI Z. Numerical investigation of thermal enhancement in a micro heat sink with fan-shaped reentrant cavities and internal ribs[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 58(1/2): 495-498.

(编辑:王碧珺)