

局部高热流密度器件射流冲击冷板 流动传热特性数值研究

王琪¹, 苗琳², 陈良¹, 董振¹, 张煜¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 北京空天技术研究所, 100074, 北京)

摘要: 为解决大功率雷达等设备中存在的局部高热流密度热管理难题,进行了大幅面、非均匀高热流密度散热技术研究,提出了一种可同时对上下两侧发热面进行冷却的嵌入式射流冲击冷板,开展了受限空间射流冲击冷却过程流动换热特性数值模拟,获得了嵌入式射流冲击冷板内部的流动换热特性,并对射流冲击距离、射流孔直径、冷板体积流量等参数对流动换热性能的影响规律进行了分析。结果表明,对尺寸为 50 mm×72 mm、背景热流密度为 1.2 W/cm²、布置有 8 个 3 mm×3.5 mm、125 W/cm² 高热流密度芯片的发热面,嵌入式射流冲击冷板的换热系数分布特点可满足局部高热流密度散热需求,且在射流冲击距离为 3 mm、射流孔直径为 2 mm 时,综合考虑换热性能与压降后的冷板性能最佳,在冷板体积流量为 5.5 L/min 时,芯片最大温升为 15.6 °C,压降为 3.917 kPa。所提嵌入式射流冲击冷板及研究结果可用于局部高热流密度器件热管理。

关键词: 非均匀高热流密度;受限;射流冷却;数值计算

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202302010 **文章编号:** 0253-987X(2023)02-0090-10

Numerical Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Jet Impinging Cold Plate for Local High Heat Flux Device

WANG Qi¹, MIAO Lin², CHEN Liang¹, DONG Zhen¹, ZHANG Yu¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Beijing Aerospace Technology Institute, Beijing 100074, China)

Abstract: In order to solve the problem of local high heat flux thermal management in high-power radar and other equipment, research on large format and non-uniform high heat flux heat dissipation technology is carried out. With a newly proposed embedded jet impinging cold plate capable of simultaneous heat dissipation on both the upper and lower sides, numerical simulations of flow and heat transfer characteristics of the impinging cooling process are carried out in confined space. The heat transfer characteristics inside the embedded jet impinging cold plate are obtained and the effects of jet height, jet diameter and cold plate volume flow rate on heat dissipation performance are discussed. The results show that the heat transfer coefficient distribution characteristics of the embedded jet impinging cold plate meet the requirement for local high heat flux heat dissipation of a 50×72 mm² heating surface with a background heat flux of 1.2 W/cm² and arranged with eight 3×3.5 mm², 125 W/cm² high heat flux chips. Considering the heat transfer

收稿日期: 2022-05-30。 作者简介: 王琪(2001—),女,硕士生;陈良(通信作者),男,副教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52176020);陕西高校青年创新团队资助项目。

网络出版时间: 2022-09-26

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220923.1356.002.html>

performance and pressure drop, the cold plate gains its optimum performance at the jet height of 3 mm and diameter of 2 mm. At the cold plate volume flow rate of 5.5 L/min, the maximum temperature rise of the chip is 15.6 °C, and the pressure drop is 3.917 kPa. The embedded jet impinging cold plate proposed in this paper and the research results are applicable to thermal management of non-uniform high heat flux devices.

Keywords: non-uniform high heat flux; embedded; jet impingement cooling; numerical calculation

随着微电子芯片、超大规模集成电路和电子产品等的发展,相关电子设备功率密度不断提高,对冷却技术的要求也越来越高^[1]。美国空军航空电子设备完整性计划的统计数据显示,55%的电子设备故障是由温度引起的^[2],热管理成为保障高热流密度电子器件正常工作的关键问题^[3]。雷达设备中大量使用微波功率器件、绝缘栅双极型晶体管等高功率密度器件^[4],其中,T/R组件作为相控阵雷达的核心模块,局部热流密度将可能超过 200 W/cm²^[5],同时,T/R组件的发射/接收增益、相位控制精度与相控阵雷达的性能紧密相关,且 T/R 组件的增益、幅相特性等对温度变化十分敏感,均随温度升高而急剧下降。因此,大功率雷达设备依然面临严峻的热管理难题,加之所处的车载、舰船、机载等运行环境恶劣,同时存在局部超高热流密度问题,亟需开展大幅面、非均匀高热流密度散热技术研究。单相流体冷却仍是目前应用最为广泛的散热技术。微通道^[6]、射流冲击^[7]以及二者结合的射流微通道^[8-9]冷却技术是解决大功率电子器件散热问题的主要方案。但诸多数值和实验研究表明^[10-12],微通道冷却具有明显的缺点,即沿流动方向的通道压降及加热面温升较大,且由于通道尺度较小,加工难度大,加工成本高,在一定程度上限制了微通道及微通道射流冷却技术的应用。相比之下,射流冲击冷板加工简单,应用广泛。冷却工质通过射流孔喷射到待冷却表面,使被冲击壁面具有比一般壁面流动薄得多的速度边界层,从而达到减小强制对流换热热阻的效果,具有极强的换热能力,当需要在局部区域产生强烈冷却效果时,适合采用射流冷却。相比于气体射流,液体射流的换热效果更好,尤其是受限式液体射流,若射流空间足够小,可不考虑重力等体积力的影响,适用于车载、机载等大冲击以及空间微重力环境等场合^[13]。

对于单相受限射流,国内外学者对单孔及阵列射流进行了大量研究^[14-18]。一般而言,随着射流 Re 的增大,单相射流的换热性能增强;在一定 Re 下,驻点换热系数和平均换热系数均随孔径 d 的减小

而增大^[14]。在一定无量纲射流冲击距离 H/d 范围内($1 < H/d < 5$), H 对换热性能的影响并不显著,而 H/d 过大或过小均对射流换热效果有不利影响^[15-16]。在泵功和工质流量相同时,随无量纲孔间距 S/d 的增大,冲击面平均换热系数减小,而滞止点换热系数变化不大^[18]。

传统射流冲击冷板^[19-22]的流动组织形式多为正向单孔或阵列射流冲击,冷却工质从冷板一侧流入,经射流孔射流冲击至冷板底面后从出口流出,仅能满足单侧发热面的冷却需求,不利于提高设备的紧凑性。钱吉裕等^[23]提出的侧向射流冷却型冷板和李强等^[24]提出的一种异形通道阵列射流冲击冷板虽可满足冷板上下两侧发热面的冷却需求,但整体冷却面积较小,不适合大幅面、非均匀高热流密度热源面的冷却。

本文针对大幅面、非均匀高热流密度散热需求,提出了一种可同时对上下两侧发热面进行冷却的嵌入式射流冲击冷板,构建了数值模型并基于文献实验数据完成了模型验证,获得了嵌入式射流冲击冷板内部的流动换热特性,并对射流冲击距离 H 、射流孔直径 d 、体积流量 Q_v 等参数对冷板换热性能的影响规律进行了分析,在综合考虑了换热性能与压降后,确定了冷板的最佳结构参数及运行工况。

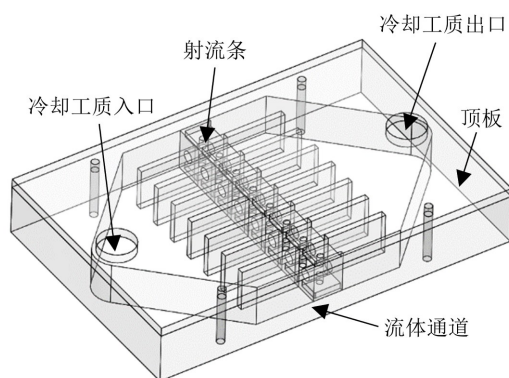
1 数值模型构建与求解

1.1 嵌入式射流冲击冷板与数值计算几何模型

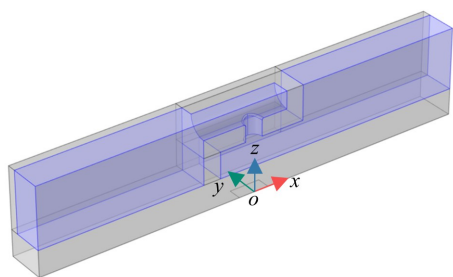
发热面整体尺寸为 50 mm×72 mm,背景热流密度为 1.2 W/cm²,在其中间位置沿长度方向等距分布有 8 个 3 mm×3.5 mm 高热流密度芯片,热流密度为 125 W/cm²。为解决这一大幅面、局部高热流密度散热问题,提出了嵌入式射流冲击冷板,冷板由流体通道、射流条、顶板 3 部分组成。流体通道布置有肋片,并延伸至发热面边缘,用于引导流体流动,促进流体的均匀分布,同时起到支撑作用。射流条为上下对称结构并嵌于流体通道的肋片之间,肋片作为射流条的延伸,针对每一局部高热流密度区域,与射流条一起形成密闭的射流空间,避免射流间

的干涉对换热性能造成不利影响,冷却工质从射流条一侧中间圆形入口流入,经上下射流孔冲击底板,带走底板热量后从另一侧流出。顶板对应于流体通道的进入段和出口段,在对称位置处设有圆形进、出口,用于工质的流入与流出。由于射流条上下两侧均布置有射流孔,故对此冷板结构,发热面可同时在上下两侧布置,从而大大节省了空间,提高了冷却设备的紧凑性。

为了解受限射流冲击的流动及换热特性,对单射流孔受限射流冲击特性进行研究。结合冷板结构的对称性,选取两个肋片之间流体域的一半及该侧肋片的一半,同时上下侧射流孔也只选取一侧,以在不影响计算结果的前提下达到减少计算量的目的。嵌入式射流冲击冷板及数值计算几何模型如图 1 所示。图 1(b)中灰色区域为固体域,材料为铝,蓝色区域为流体域,冷却工质采用 65 号冷却液^[25]。



(a) 嵌入式射流冲击冷板



(b) 数值计算几何模型

图 1 嵌入式射流冲击冷板及数值计算几何模型

Fig. 1 Embedded jet impinging cold plate and numerical calculation geometry model

1.2 模型假设与控制方程

为简化复杂的模拟过程,在不影响重要结果的前提下,做出以下假设:①射流流动处于稳定状态,且流场关于冷板几何结构对称面对称;②射流工质

为 65 号冷却液,为不可压缩流体,采用进出口平均温度下的热物理性质;③由于装置温度不会超过 100℃,故忽略整个射流装置对外界环境的热辐射;④不考虑重力的影响。

Potthast 等^[26]对圆管轴向和径向冲击射流给定的临界 Re 分别为 980、625,且临界 Re 与射流几何形状有关。参照这一结论,在计算了本文所研究的射流工况 Re 后,认为射流工况均为湍流流动。在当前工程湍流数值计算中,应用最广泛的方法是雷诺时均方法(RANS),其把湍流的 Navier-Stokes (N-S) 方程组对时间进行平均,得到雷诺时均方程组,对于稳态、不可压缩流动^[27-28]:

连续性方程

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

动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j'} \right) \quad (2)$$

能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{T' u_j'} \right) \quad (3)$$

式中: u 为瞬时速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; i, j 为坐标方向标识; ρ 为流体密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; μ 为流体动力黏度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$; $-\rho \overline{u_i u_j'}$ 、 $\rho \overline{T' u_j'}$ 为雷诺应力、比湍流热流量,是时均化处理后产生的包含脉动值的附加项。

为使上述雷诺时均方程组封闭,需要把湍流的脉动值附加项与时均方程值联系起来,即引入湍流模型。标准 $k-\omega$ 模型是基于 Wilcox 修正的双方程 $k-\omega$ 模型^[29],其考虑了低雷诺数、可压缩性和剪切流传播,预测了自由剪切流传播速率,对内部流动问题表现良好,对于存在强曲率、分离流、逆压梯度、喷射等现象的流动,计算更加精确。因此,在 COMSOL 软件中选择 $k-\omega$ 模型进行求解。

根据对称性假设及计算区域的选取情况,在对称截面处,流动及传热情况均具有对称性,故将其定义为对称边界。入口侧肋片端面所在流体域平面为入口边界,入口温度为 35℃,入口质量流量根据具体工况设定;出口侧肋片端面所在流体域平面为压力出口边界,出口表压为 0。对底面 3 mm×3.5 mm 芯片所在区域设置边界热源,热流密度为 125 W/cm²;对底面芯片周围区域,热流密度为 1.2 W/cm²。对于传热接口,除以上定义的边界条件外,其余边界均定义为绝热边界,所有区域初始温度定义为 35℃;对于流动接口,除以上定义的边界条件外,其余壁面均定义

为无滑移边界条件。

1.3 网格划分与模型验证

采用非结构化网格进行网格划分,并对流体边界区域、流动转折区域以及热沉底面芯片区域等部位进行网格加密。选择射流冲击距离 H 为 2 mm、射流孔直径 d 为 2 mm 的冷板结构进行网格无关性分析。共划分了 5 种不同密度的网格,网格数分别为 58 861、157 934、298 181、743 423 和 2 065 584。取热沉底面芯片最高温度 $T_{\max}$ 和进出口压降 ΔP 为比较变量,并选择 $|(X^j - X^{j+1})/X^j| < 5 \times 10^{-3}$ 作为网格无关性分析的评估标准,其中 X^j 为当前网格密度所分析参数的计算值, X^{j+1} 为网格进一步加密后的计算值。为了保证计算精度的情况下,尽量减少求解时间和计算资源的使用,最终选取网格数 743 423 对应的网格单元尺寸及密度进行其他结构的网格划分。

Garimella 等^[15-16,30]以 FC-77、水等为工质,进行了受限射流冲击实验,对射流孔直径 d 为 1.59~12.7 mm、射流雷诺数 Re 为 4 000~23 000、无量纲射流冲击距离 H/d 为 1~5 的参数范围进行了研究,并在所得实验数据的基础上针对射流驻点努塞尔数 Nu_0 提出了传热关联式。在对应实验条件下,采用前述建模方法构建二维轴对称受限射流冲击数值模型,并分别以 FC-77、水为工质在不同 Re 下进行了数值模拟,模拟工况均在关联式的适用范围内。 Nu_0 数值模型计算结果、文献关联式预测结果以及文献中相应 Nu_0 范围内的实验结果如图 2 所示。可以看出, Nu_0 模拟结果与实验结果吻合较好,与关联式预测值的误差基本在 $\pm 20\%$ 以内,验证了本文所构建数值模型的有效性。

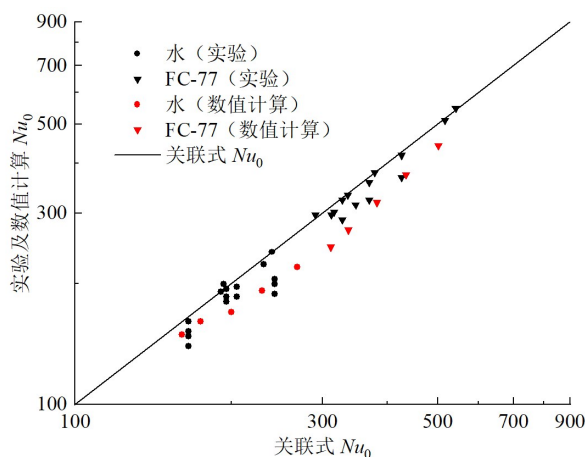


图2 模型验证结果

Fig. 2 Model verification results

2 结果与讨论

2.1 嵌入式射流冲击冷板流动换热特性

以射流冲击距离 H 为 3 mm、射流孔直径 d 为 2 mm、冷板体积流量 Q_v 为 5.5 L/min 的工况为例,分析嵌入式射流冲击冷板内射流工质的流动换热特性。射流通道内的速度及流线分布如图 3 所示。根据速度特征,可将受限射流区域分为上游壁面射流区、滞止区和下游壁面射流区 3 部分。在滞止区内,速度由轴向急剧转为径向,动量和能量显著变化,从而使射流冲击表现出极强的换热效果。滞止区以外的区域一般称为壁面射流区,此区域射流工质为减速流动,流动速度随径向距离的增大而减小,在本嵌入式射流冲击冷板中,根据流动方向上受限情况的不同,将壁面射流区进一步细分为上游壁面射流区和下游壁面射流区。在上游壁面射流区,流体经过短暂的减速流动后,射流条垂直于流动方向的阻挡使其流动方向发生反转并汇聚至下游壁面射流区,与此同时,伴随有较大的漩涡产生;在下游壁面射流区,射流工质在经过减速流动后,流动截面发生突扩,流体向斜上方流动,流动速度进一步减小,并在突扩位置后方产生了漩涡。

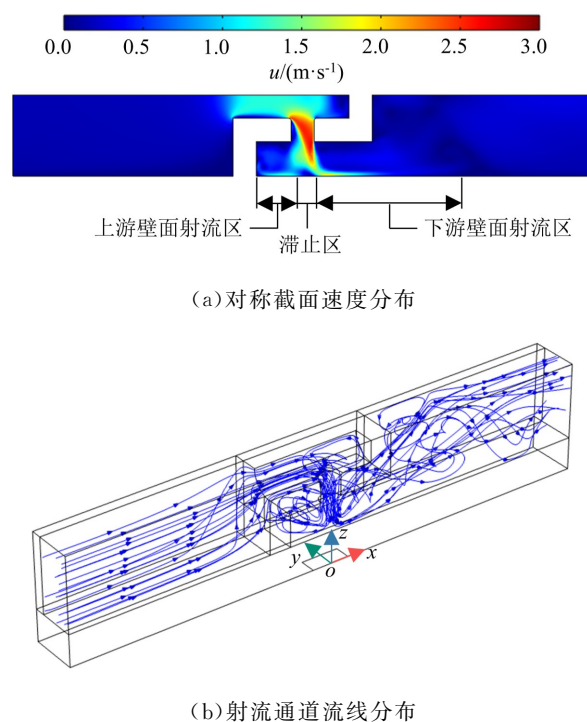


图3 嵌入式射流冲击冷板内速度和流线分布

Fig. 3 Velocity and streamline distribution in embedded jet impinging cold plate

受主流方向的影响,射流工质在射流孔横向截面并不是均匀分布的,在射流孔内部,射流工质有向下游侧运动的趋势,使冲击速度方向发生倾斜而不是垂直向下,相应地,滞止区也并不位于射流孔的正下方,而是略微向下游方向偏移。滞止区的偏移效应受到射流冲击距离、射流孔直径、冷板体积流量等因素的影响,将在后文中进一步分析。

高热流密度芯片热流通过冷板底板向上传导,冷板射流冲击面(xy 平面)、冷板底面(xy 平面)和底板中心对称面(xz 平面)的热流密度分布如图4所示。由图4可以看出:冷板底面芯片区域热流密度最大,并近似呈半球形向底板上部扩散,且沿底板厚度方向向上,热流密度逐渐减小;在射流冲击面,热流密度呈环形扩散状分布,且环形中心位置处热流密度远高于其他区域,需要进一步强化传热以满足芯片散热要求。

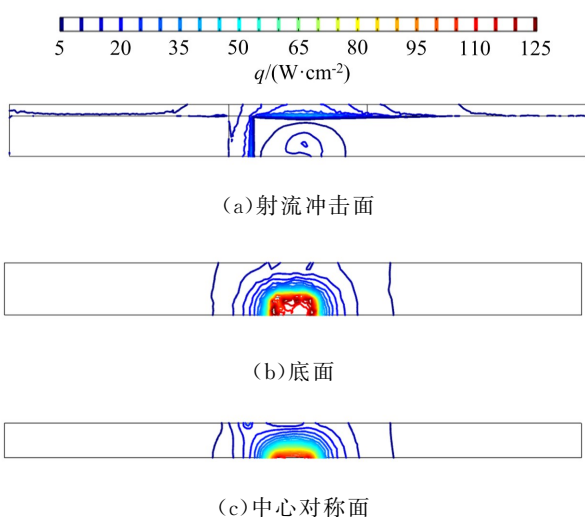


图4 冷板射流冲击面、底面和中心对称面热流密度分布
Fig. 4 Heat flux distribution on jet impingement surface, bottom surface and centrosymmetric surface

冷板射流冲击面、底面和中心对称面热流密度分布如图5所示。由图5可以看出:冷板底面 $3\text{ mm} \times 3.5\text{ mm}$ 芯片中心位置温度最高,并近似呈半球形向外逐渐降低;在射流冲击面,出现了滞止区局部低温,其周围区域高温的现象,且滞止区上游壁面温度相对较高。射流冲击面对称线上的换热系数及温度分布如图6所示。换热系数的计算公式为

$$h = \frac{q}{T - T_{\text{in}}} \quad (4)$$

式中: q 为冲击面热流密度, W/cm^2 ; T 为冲击面温度, K ; T_{in} 为冷却工质入口温度, K 。

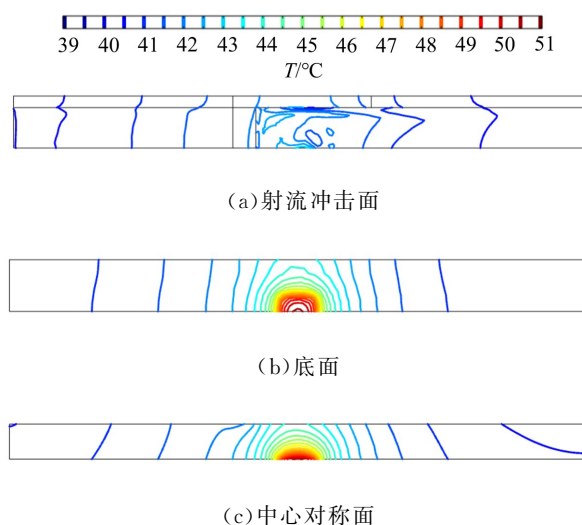


图5 冷板射流冲击面、底面和中心对称面温度分布
Fig. 5 Temperature distribution on jet impingement surface, bottom surface and centrosymmetric surface

由图6可以看出,在射流滞止区,冲击面换热系数呈尖峰形分布,且峰值换热系数远大于壁面射流区,起到了强化高热流密度区域换热的作用,相应地,滞止区温度也低于其周围区域,温度分布曲线的谷与换热系数分布曲线的峰相对应,且均受到主流方向的影响而略微向下游偏移。在壁面射流区,换热系数沿径向快速衰减,在上游壁面射流区,射流条垂直于流动方向的阻挡,一方面可视为肋片,增大了对流换热面积,同时其肋片导热效应也使得上游壁面射流区的温度略高于下游壁面射流区;另一方面增强了扰动,使得上游壁面射流区的换热系数高于下游壁面射流区,甚至出现了二次峰值,进一步提高了换热效果。由于冲击面热流密度 q 为底部非均匀

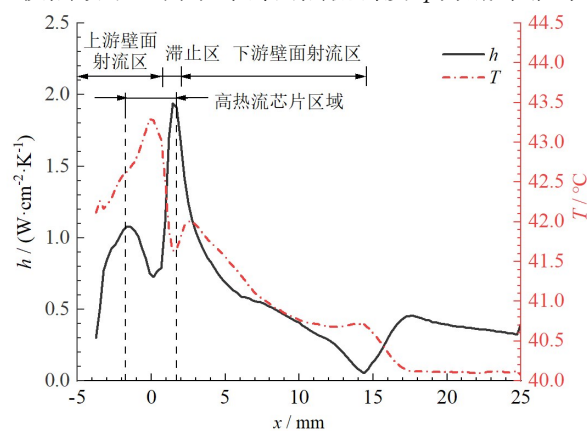


图6 射流冲击面对称线换热系数及温度分布
Fig. 6 Heat transfer coefficient and temperature distribution of jet impingement surface symmetric line

热源面向上扩散形成,其分布具有非均匀性,所以换热系数与温度分布的峰、谷并非完全对应。虽然壁面射流区的换热系数远小于滞止区,但已足以满足芯片周围低热流密度区域的散热需求,冷板温度均在许可温度范围之内,最高温度为 50.6°C ,最大温升(芯片温度与冷却工质入口温度的差值)为 15.6°C 。

2.2 冷板结构对换热特性的影响规律

2.2.1 射流冲击距离的影响规律

在射流孔直径 d 为 2 mm 、冷板体积流量 Q_v 为 5.5 L/min 时,分别对射流冲击距离 H 为 1 、 2 、 3 、 4 mm 的射流结构进行计算,得到冷板底面最高温度 $T_{\max}$ 、压降 ΔP 与射流冲击距离 H 的关系曲线,如图 7 所示。由图 7 可以看出,随着 H 的增大, $T_{\max}$ 先稍有降低,后略微升高。

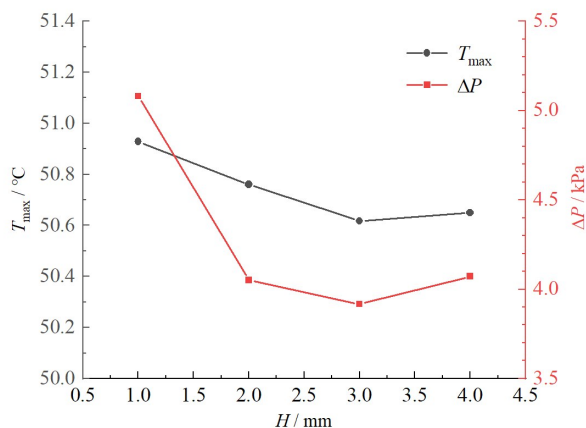


图 7 底面最高温度及压降与射流冲击距离的关系

Fig. 7 The relation between H and $T_{\max}$, ΔP

为进一步探究 H 对冷板换热性能的影响,计算了 H 为 1 、 4 mm 时冲击面对称线换热系数及温度分布,如图 8 所示。由图 8 可以看出,在射流冲击距离为 1 mm 时,射流滞止区具有很高的峰值换热系数,但由于射流冲击距离过小,上游壁面射流区中射流条的阻挡对流动换热的强化作用并未完全发挥出来,反而出现了局部低换热系数区域,引起该处温度的升高,使得上壁面射流区温度呈双峰形分布,进而引起冷板底面温度的增加。因此,适当增大 H ,有利于充分发挥嵌入式射流冲击冷板的冷却性能,而当 H 过大时,受主流方向的影响,射流滞止区向下游的偏移效应也越大,当 H 为 4 mm 时,滞止区峰值换热系数已不再位于高热流芯片区域内,整体换热系数也有所减小,不利于高热流密度区域的换热。

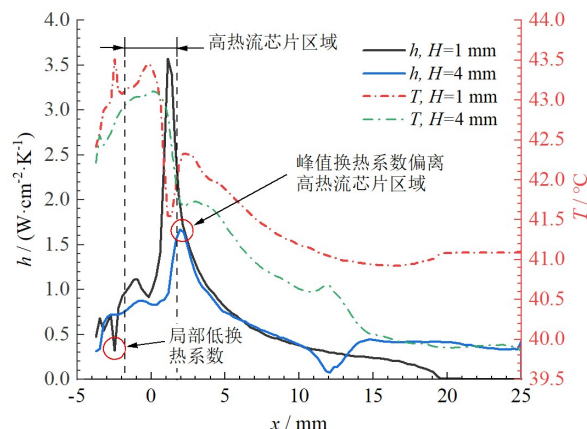


图 8 不同射流冲击距离下射流冲击面对称线换热系数及温度分布

Fig. 8 Heat transfer coefficient and temperature distribution of jet impingement surface symmetric line under different H

在 H 从 1 mm 增大至 2 mm 时, ΔP 显著减小,而后随着 H 的增大, ΔP 变化较小,过小的 H 将引起较大的压力损失,且不利于冷板换热性能的提升,因此 H 不宜过小,在模拟工况下, H 为 3 mm 时,冷板性能最佳。

2.2.2 射流孔直径的影响规律

在射流冲击距离 H 为 3 mm 时,保持冷板体积流量 Q_v 为 5.5 L/min ,分别在射流孔直径 d 为 0.5 、 1 、 1.5 、 2 、 2.5 、 3 mm 时进行计算,平均射流速度 u_{ave} 、底面最高温度 $T_{\max}$ 以及压降 ΔP 随射流孔直径 d 的变化关系如图 9 所示, d 为 1 mm 、 3 mm 时冲击面对称线上的换热系数及温度分布如图 10 所示。

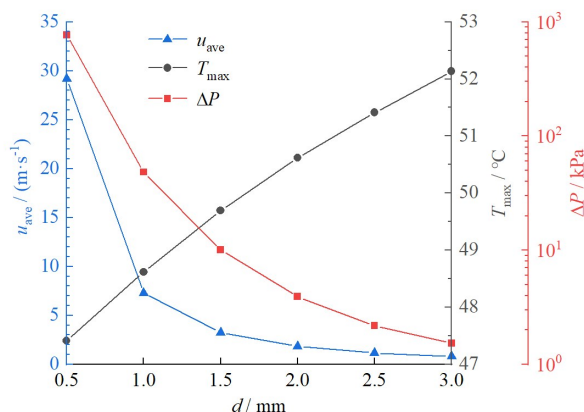


图 9 平均射流速度、底面最高温度及压降与射流孔直径的关系

Fig. 9 The relation between d and u_{ave} , $T_{\max}$, ΔP

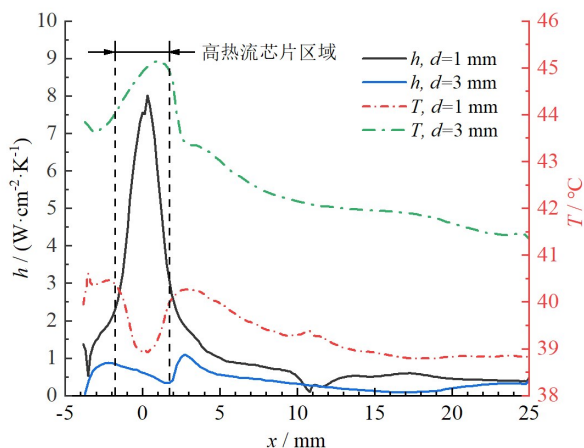


图 10 不同射流孔直径下射流冲击面对称线换热系数及温度分布

Fig. 10 Heat transfer coefficient and temperature distribution of jet impingement surface symmetric line under different d

从计算结果可以看出,当 Q_v 相同时,随着 d 的减小, u_{ave} 增大,冷板换热性能大大提高, T_{max} 减小,而 ΔP 增大。当 d 为 1 mm 时,射流冲击面的峰值换热系数及整体换热系数水平均远高于 d 为 3 mm 时;同时,当 d 较小时,滞止区的偏移效应也较小, d 为 1 mm 时的峰值热流密度近似位于高热流密度区域中心,而 d 为 3 mm 时峰值热流密度已远远偏离高热流密度区域,不利于高热流芯片的冷却。当 d 为 0.5 mm 时, T_{max} 最小,冷板具有良好的冷却性能,但此时 ΔP 高达 767 kPa,泵功消耗较大,且对冷板承压能力要求较高,故射流孔直径 d 不宜过小。

由于射流孔直径对换热性能和压降的影响均呈单调变化,在对最优射流孔直径进行选择时需均衡换热效果和压降并通过定性分析得出。为定量反映射流孔直径对换热性能和压降的综合影响,并为射流孔直径的选择提供指导,利用常见的换热器能效评价指标 $\zeta = h\Delta P^{-1/3}$ [31] 对不同射流孔直径参数时冷板的综合性能进行分析,其中换热系数 h 采用射流冲击面平均换热系数。以 d 为 3 mm 时的综合性能指标 $\zeta_s = h_s\Delta P_s^{-1/3}$ 为参考,计算其余射流孔直径下的综合性能指标 ζ 与 ζ_s 的比值,即 $\zeta\zeta_s^{-1} = (hh_s^{-1})(\Delta P\Delta P_s^{-1})^{-1/3}$,计算结果如图 11 所示。由图 11 可以看出,综合性能指标随射流孔直径的减小呈现出非单调变化, $d=2$ mm 时冷板综合性能最佳,而随着射流孔直径的进一步减小,冷板综合性能变差。因此,小射流孔直径虽然能强化换热效果,但不利于冷板的综合性能,在计算工况下,取 $d=2$ mm

最为合适。

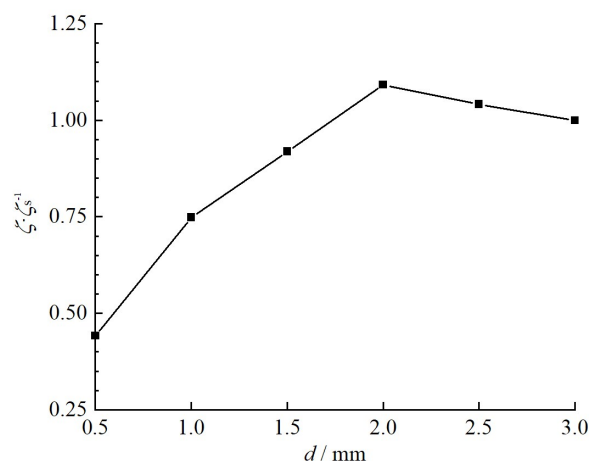


图 11 冷板综合性能指标随射流孔直径的变化

Fig. 11 The relation between d and $\zeta\zeta_s^{-1}$

2.3 冷板流量特性

对射流冲击距离 H 为 3 mm、射流孔直径 d 为 2 mm 的冷板结构,在冷板体积流量 Q_v 为 0.8~10 L/min 时进行计算。不同冷板体积流量下射流冲击面对称线上的无量纲压力 P/P_0 (P_0 为峰值压力)分布如图 12 所示,反映出了射流滞止区偏移效应随 Q_v 的变化。可以看出,随着 Q_v 的增大,射流滞止区影响区域逐渐扩大,在流量从 0.8 L/min 增大至 5.5 L/min 的过程中,滞止区向下游的偏移效应逐渐增大;随着流量的进一步增大,冲击速度方向向下游倾斜的角度也进一步增大,从而滞止区下游侧速度由轴向向径向转变的过程更为平缓,冲击面压力减小,故滞止区峰值压力开始向上游方向移动,并近似位于射流孔正下方。

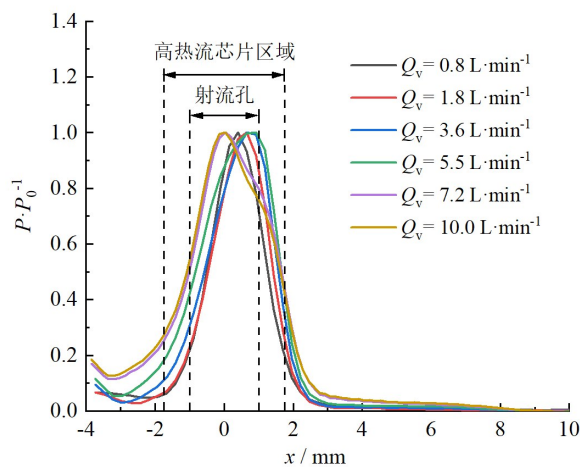


图 12 不同冷板体积流量下的射流冲击面对称线压力分布

Fig. 12 Pressure distribution of jet impingement surface symmetric line under different Q_v

Q_v 为 3.6、10 L/min 时射流冲击面对称线的换热系数和温度分布如图 13 所示,增大 Q_v 可提高冲击面的峰值换热系数及整体换热系数水平。同时,峰值换热系数的位置与峰值压力位置同步变化,在 Q_v 较小时,峰值换热系数向下游侧偏移,且偏移量随 Q_v 的增大而增大;当 Q_v 增大至一定程度时,峰值换热系数受到峰值压力的影响开始向上游侧偏移。

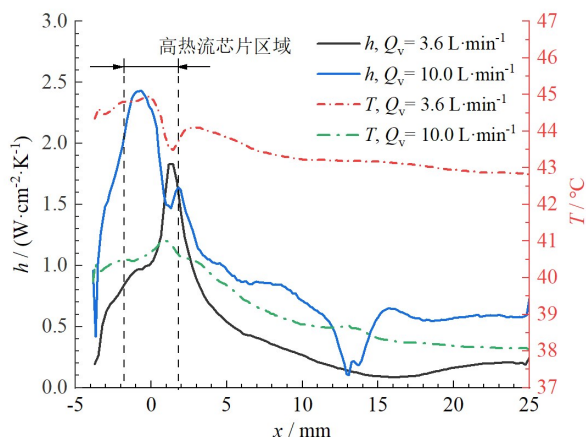


图 13 不同冷板体积流量下射流冲击面对称线换热系数及温度分布

Fig. 13 Heat transfer coefficient and temperature distribution of jet impingement surface symmetric line under different Q_v

平均射流速度 u_{ave} 、底面最高温度 T_{max} 以及压降 ΔP 随冷板体积流量 Q_v 的变化如图 14 所示,随着 Q_v 的增加, T_{max} 减小, ΔP 增大。当 Q_v 大于 5.5 L/min 时, T_{max} 的减小速率已经较小,而 ΔP 仍显著增大,此时增大 Q_v 对冷板换热性能的提高作用已不再显著,反而引起较大的泵功消耗。因此,为保证冷板的经济性, Q_v 不宜过大。

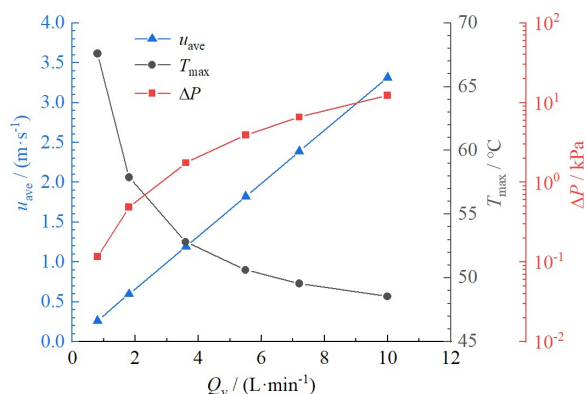


图 14 平均射流速度、底面最高温度及压降与冷板体积流量的关系

Fig. 14 The relation between Q_v and u_{ave} , T_{max} , ΔP

3 结 论

本文针对大幅面、非均匀高热流密度散热需求,提出了一种可同时对上下两侧发热面进行冷却的嵌入式射流冲击冷板,构建了数值模型并基于文献实验数据完成了模型验证,获得了嵌入式射流冲击冷板内部的流动换热特性,并对射流冲击距离、射流孔直径、冷板体积流量等参数对换热性能的影响规律进行了分析,得出如下结论。

(1)根据速度特征,受限射流可分为上游壁面射流区、滞止区和下游壁面射流区。在射流滞止区,冲击面换热系数呈尖峰形分布,且峰值换热系数远高于壁面射流区;在壁面射流区,换热系数沿径向快速衰减,且上游壁面射流区由于射流条垂直于流动方向的阻挡增强了扰动,换热系数高于下游壁面射流区。这一换热系数分布特点可满足 $3 \text{ mm} \times 3.5 \text{ mm}$ 、 125 W/cm^2 局部高热流密度散热需求。在冷板体积流量为 5.5 L/min 时,芯片最大温升为 $15.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$,压降为 3.917 kPa。

(2)射流冲击距离过小时,冲击面出现局部低换热系数区域,使上壁面射流区温度呈双峰形分布;射流冲击距离过大时,射流滞止区向下游的偏移效应也越大,甚至偏离高热流芯片区域,射流冲击距离过大或过小均不利于充分发挥嵌入式射流冲击冷板的换热性能,最佳射流冲击距离为 3 mm。

(3)随着射流孔直径的减小,冷板换热性能提高,压降增大,而综合性能评价指标呈现出非单调变化,在射流孔直径为 2 mm 时,冷板综合性能最佳。

(4)随着冷板体积流量的增大,滞止区影响区域扩大,换热性能提高,压降增大,且冲击面峰值换热系数与峰值压力的位置同步变化,均先向下游侧偏移,且偏移量随流量的增大而增大,当流量增大至一定程度时,开始向上游侧偏移。

参考文献:

- [1] HAO Gaofeng, ZHOU Lin, REN Hai, et al. Study on thermal buffering effect of phase change material on press-pack IGBT [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 154: 119584.
- [2] SATHIK M, JET T K, GAJANAYAKE C J, et al. Comparison of power cycling and thermal cycling effects on the thermal impedance degradation in IGBT modules [C]//IECON 2015-41st Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2015: 001170-001175.

- [3] GARIMELLA S V, FLEISCHER A S, MURTHY J Y, et al. Thermal challenges in next-generation electronic systems [J]. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2008, 31(4): 801-815.
- [4] PRICE D C. A review of selected thermal management solutions for military electronic systems [J]. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 2003, 26(1): 26-39.
- [5] 任恒. 某相控阵雷达天线阵面热设计及流量分配研究 [J]. *火控雷达技术*, 2017, 46(2): 80-84.
REN Heng. Thermal design and study on flux allocation of a phased array radar antenna array [J]. *Fire Control Radar Technology*, 2017, 46(2): 80-84.
- [6] MIRMANTO, KENNING D B R, LEWIS J S, et al. Pressure drop and heat transfer characteristics for singlephase developing flow of water in rectangular microchannels [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2012, 395: 012085.
- [7] 艾心. 移动式射流冲击与喷雾冷却换热特性研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2017.
- [8] QIU Yunlong, HU Wenjie, WU Changju, et al. Flow and heat transfer characteristics in a microchannel with a circular synthetic jet [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021, 164: 106911.
- [9] PENG Ming, CHEN Li, JI Wentao, et al. Numerical study on flow and heat transfer in a multi-jet micro-channel heat sink [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 157: 119982.
- [10] 史晓军, 李珊, 魏亚东, 等. 纳米流体矩形微通道热沉结构参数多目标优化 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(5): 56-61, 132.
SHI Xiaojun, LI Shan, WEI Yadong, et al. Multi-objective optimization on the geometrical parameters of a nanofluid-cooled rectangular microchannel heat sink [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(5): 56-61, 132.
- [11] 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.
- [12] WANG Hongtao, CHEN Zhihua, GAO Jianguo. Influence of geometric parameters on flow and heat transfer performance of micro-channel heat sinks [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 107: 870-879.
- [13] 朱丽瑶, 曹建光, 董丽宁, 等. 航天器高热流射流冷却技术研究综述 [J]. *上海航天*, 2016, 33(2): 106-112.
ZHU Liyao, CAO Jianguang, DONG Lining, et al. Review on jet impingement technology for spacecraft high-heat-flux removal [J]. *Aerospace Shanghai*, 2016, 33(2): 106-112.
- [14] 周定伟, 马重芳, 刘登瀛. L12378 圆形射流冲击和浸没冷却传热 [J]. *西安交通大学学报*, 2001, 35(9): 958-961.
ZHOU Dingwei, MA Chongfang, LIU Dengying. Heat transfer by impingement circular jet and immersion cooling of L12378 [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2001, 35(9): 958-961.
- [15] GARIMELLA S V, RICE R A. Confined and submerged liquid jet impingement heat transfer [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1995, 117(4): 871-877.
- [16] GARIMELLA S V, NENAYDYKH B. Nozzle-geometry effects in liquid jet impingement heat transfer [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1996, 39(14): 2915-2923.
- [17] WOMAC D J, INCROPERA F P, RAMADHYANI S. Correlating equations for impingement cooling of small heat sources with multiple circular liquid jets [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1994, 116(2): 482-486.
- [18] ROBINSON A J, SCHNITZLER E. An experimental investigation of free and submerged miniature liquid jet array impingement heat transfer [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2007, 32(1): 1-13.
- [19] 郭栋, 魏进家, 张永海. 方柱微结构芯片射流冲击流动沸腾换热实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2011, 45(1): 31-37.
GUO Dong, WEI Jinjia, ZHANG Yonghai. Experiment of flow boiling heat transfer on micro-pin-finned chips with jet impingement [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, 45(1): 31-37.
- [20] 沈阳航空航天大学. 一种高效阵列射流冷却结构: 中国 CN201710710525.8[P]. 2017-12-22.
- [21] 张雨龙, 翁维康, 韩华, 等. 阵列微喷射流冷板传热及压降特性实验研究 [J]. *制冷技术*, 2017, 37(1): 27-32.
ZHANG Yulong, WENG Weikang, HAN Hua, et al. Experimental investigation on heat transfer and pressure drop characteristics of liquid cooling plate with array of micro jets [J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2017, 37(1): 27-32.
- [22] CALISKAN S, BASKAYA S, CALISIR T. Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 75: 685-703.

- [23] 钱吉裕, 平丽浩, 陈陶菲, 等. 一种新型阵列射流冲击冷板的实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2008, 29(8): 1357-1359.
QIAN Jiyu, PING Lihao, CHEN Taoferi, et al. Experimental study on a new cold plate with confined array jets [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(8): 1357-1359.
- [24] 南京理工大学. 异形通道阵列射流冲击冷板: 中国CN201310361939.6[P]. 2013-11-27.
- [25] 陈强. 机载液冷系统仿真研究与管路设计 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2016.
- [26] POTTHAST F, LASCHEFSKI H, MITRA N K, et al. Numerical investigation of flow structure and mixed convection heat transfer of impinging radial and axial jets [J]. Numerical Heat Transfer, 1994, 26(2): 123-140.
- [27] ISSAC J, SINGH D, KANGO S. Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics of jet impingement on a flat plate [J]. Heat and Mass Transfer, 2020, 56(2): 531-546.
- [28] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [29] WILCOX D C. Turbulence modeling for CFD[M]. 2nd ed. La Canada, CA, USA: DCW Industries, 1998.
- [30] LI C Y, GARIMELLA S V. Prandtl-number effects and generalized correlations for confined and submerged jet impingement [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(18): 3471-3480.
- [31] 秦秋星, 李维. 换热器能效评定统一标准评价指标的研究 [J]. 数字石油和化工, 2009(5): 44-48.
QIN Qiuxing, LI Wei. Study on evaluation index of unified standard for heat exchanger energy efficiency evaluation [J]. Digital Petroleum & Chemical, 2009(5): 44-48.

(编辑 赵炜 亢列梅)