

不同喷嘴阵列条件下大功率芯片的纳米流体换热性能数值仿真

张天瑞*, 李 壮#, 周世铤

辽宁石油化工大学石油天然气工程学院, 辽宁 抚顺

收稿日期: 2025年4月26日; 录用日期: 2025年5月19日; 发布日期: 2025年5月27日

摘 要

随着电子技术的不断发展, 芯片的散热问题变得越来越关键。传统散热技术在面对高热流密度时存在诸多不足之处, 而射流冲击技术因其高效和快速等优势而备受关注。文章基于特定的腔体结构, 采用数值模拟方法研究了三种不同的喷嘴-阵列形式和四种喷嘴结构, 以及不同浓度的纳米流体对高热流密度芯片冷却性能的影响。研究表明: 在对比喷嘴数量的案例中, 相同条件下五个喷嘴均匀排布比三个喷嘴均匀排布模拟芯片的底面最高温度低了7.07 K; 对比喷嘴结构的案例中, 倒角型喷嘴的性能最好, 模拟芯片的底面温度最高值仅309.92 K; 对于3%浓度的氧化铝纳米流体而言, 其换热性能比2%的纳米流体提升了11.1%, 比4%浓度的只下降了8.3%。研究结果可为芯片散热技术优化提供重要的参考依据。

关键词

高热流密度芯片, 射流阵列, 喷嘴结构, 纳米流体, 冷却性能

Numerical Simulation of Nanofluid Heat Transfer Performance of High-Power Chips under Different Nozzle Array Conditions

Tianrui Zhang*, Zhuang Li#, Shiting Zhou

College of Petroleum Engineering, Liaoning Petrochemical University, Fushun Liaoning

Received: Apr. 26th, 2025; accepted: May 19th, 2025; published: May 27th, 2025

*第一作者。

#通讯作者。

文章引用: 张天瑞, 李壮, 周世铤. 不同喷嘴阵列条件下大功率芯片的纳米流体换热性能数值仿真[J]. 建模与仿真, 2025, 14(5): 754-767. DOI: 10.12677/mos.2025.145431

Abstract

With the continuous advancement of electronic technology, thermal management in chips has become increasingly critical. Traditional cooling technologies exhibit significant limitations in addressing high heat flux conditions, while jet impingement technology has gained prominence due to its high efficiency and rapid cooling capabilities. This study investigates the cooling performance of high heat flux chips using numerical simulations based on a specific cavity structure, focusing on three nozzle-array configurations, four nozzle geometries, and varying nanofluid concentrations. Key findings include: Under identical conditions, a uniform five-nozzle arrangement reduced the maximum temperature at the simulated chip's bottom surface by 7.07 K compared to a three-nozzle configuration. Among nozzle structures, the chamfered nozzle demonstrated optimal performance, achieving a maximum bottom surface temperature of 309.92 K. For a 3% alumina nanofluid concentration, heat transfer performance improved by 11.1% compared to 2% concentration, with only an 8.3% reduction relative to the 4% concentration. These results provide critical insights for optimizing chip cooling technologies.

Keywords

High Heat Flux Chip, Jet Array, Nozzle Structure, Nanofluids, Cooling Performance

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着电子技术的不断进步，尤其是大功率芯片和高性能集成电路的广泛应用，散热问题已成为影响其性能和可靠性的关键因素之一。据研究，约 55% 的电子设备中，集成电路模块会因温度过高而产生负面影响[1]。在电子行业中，有一条著名的“10℃法则”，即电子器件的工作温度每升高 10℃，其失效率就会增加一个数量级[2]，因此，芯片的散热问题已成为计算机技术发展的瓶颈[3][4]。传统的散热技术，如风冷和液冷，在面对高热流密度时，存在散热能力不足、效率低、体积大等问题[5]。风冷技术虽然已广泛应用于芯片散热，但其散热极限仅为 50 W/cm²，若为了提高散热效率而增加风速会导致噪音和能耗问题日益严重[6]。此外，它们在应对局部高热流密度的热点管理方面也存在不足[7]。近年来，射流冲击作为一种新式的散热技术，增强流体与热源之间的热交换，显著提高了散热效率[8]。冲击射流是通过形状各异的喷嘴产生的具有特定速度和温度的流体冲击靶面而形成的[9]。在冲击区域，受流体速度的影响边界层厚度会随着各种参数的变化而减小，因此传热系数得以增大。开发更具创新性和高效的冷却方法以替代传统冷却方法显得尤为必要[10]。在这些新方法中，冲击射流因其快速、可靠且经济的冷却效果，在许多应用中脱颖而出。例如，一些研究主要关注射流的几何形状，发现在等效直径为 10 mm 且雷诺数相同的情况下，圆形喷嘴在保持相同质量流量时，其平均传热率和停滞点传热率高于方形和三角形喷嘴[11][12]；此外，也有研究关注靶面的几何形状，例如对飞机机翼前缘凹面上的射流冲击现象进行实验，发现减小靶面的曲率半径和增加射流撞击角可以增强停滞点的传热[13][14]；在射流 - 靶面距离方面，Lee [15][16]等人指出，相互交错的交叉射流会对局部努塞尔数产生负面影响，交错射流导致每个撞击射流向下游偏转和弯曲，这会将冷却剂浓度分布在更大的体积上，通常会导致射流冷却剂浓度的一致性降低，因为与撞击射流浓度相邻的剪切应力会重新分布[17][18]；在喷嘴长度的影响方面，Garimella [19]等

人使用直径为 1 mm、喷嘴板厚度为 3 mm 的实验装置,对比研究了六种不同的喷嘴几何形状,包括直管、入口/出口倒角和入口/出口轮廓化。他们发现,由于较短的有效喷嘴长度导致流动收缩效应增强,经过出口修改的喷嘴(带倒角或轮廓)在流量为 9~11 L/min 的范围内,换热系数提高了 5%~10%; Wolf [20] 等人的研究表明,单相射流冲击本身就具有很高的局部传热系数,而相变产生的气泡在脱离表面时会引起附近冷热流体的强烈混合,从而显著提高换热性能。Clucci 与 Viskanta [21] 发现倒角结构的喷嘴与方形喷嘴相比,在相同的雷诺数下倒角喷嘴的换热性能可以提升 30%。Hsieh [22] [23] 等人将 7 种不同类型的纳米流体(Ag、Al、 Al_2O_3 、 Fe_3O_4 、 SiO_2 、 TiO_2 和多壁碳纳米管)分散在去离子水中,结果显示其平均传热系数和相应的临界热通量均有显著提高,能够在不到 8 秒的时间内将加热器表面温度从 400℃ 降低到 160℃。这表明纳米流体在射流阵列冷却电子元器件方面具有巨大的潜力。

综上所述,目前在该领域的研究大多集中于喷嘴结构、阵列排布、纳米流体类型以及换热机理等单一因素,很少有研究针对某一具体模型进行这些因素的综合探究。本研究基于特定的腔体结构和空间范围,通过改变喷嘴形状和喷嘴阵列排布方式,同时调整纳米流体的浓度,深入探讨不同喷嘴设计对电子芯片散热特性的影响。研究旨在优化射流冷却系统的散热效果,探究在特定区域下特定射流阵列的换热性能,并寻找最优的喷射参数组合,以确保芯片在高热流密度条件下能够均匀且有效地散热。

2. 物理及数学模型描述

2.1. 物理模型描述

本文研究的多孔射流阵列模型如图 1 所示。冷却工质从射流出口流入腔体,在冲击换热底板之后,从出口排出。本文对比分析了三种不同的喷嘴排布阵列形式(正四边形排列、十字形排列、正五边形排列),以及四种不同类型的喷嘴结构(圆形喷嘴、方形喷嘴、十字形喷嘴与倒角喷嘴)。

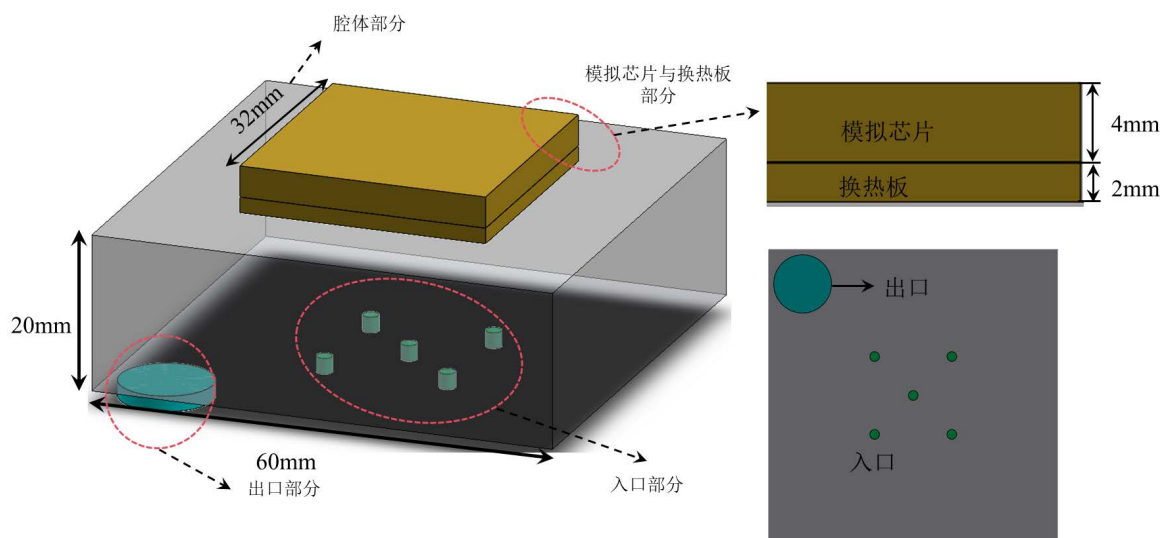


Figure 1. Physical model

图 1. 物理模型

图 2 展示了圆形喷嘴、方形喷嘴、十字形喷嘴与倒角喷嘴的结构与尺寸。本研究以五个喷嘴为基础,在阵列选择上遵循排布有序、射流之间尽可能不互相干扰的原则,设计了三种以规则图形为主的喷嘴 - 阵列,圆形喷嘴简称为 O、方形喷嘴简称为 F、十字形喷嘴简称为 X、倒角喷嘴简称为 D; 正四边形阵列简称为 RQA、十字形阵列简称为 CSA、五边形阵列简称为 PA。

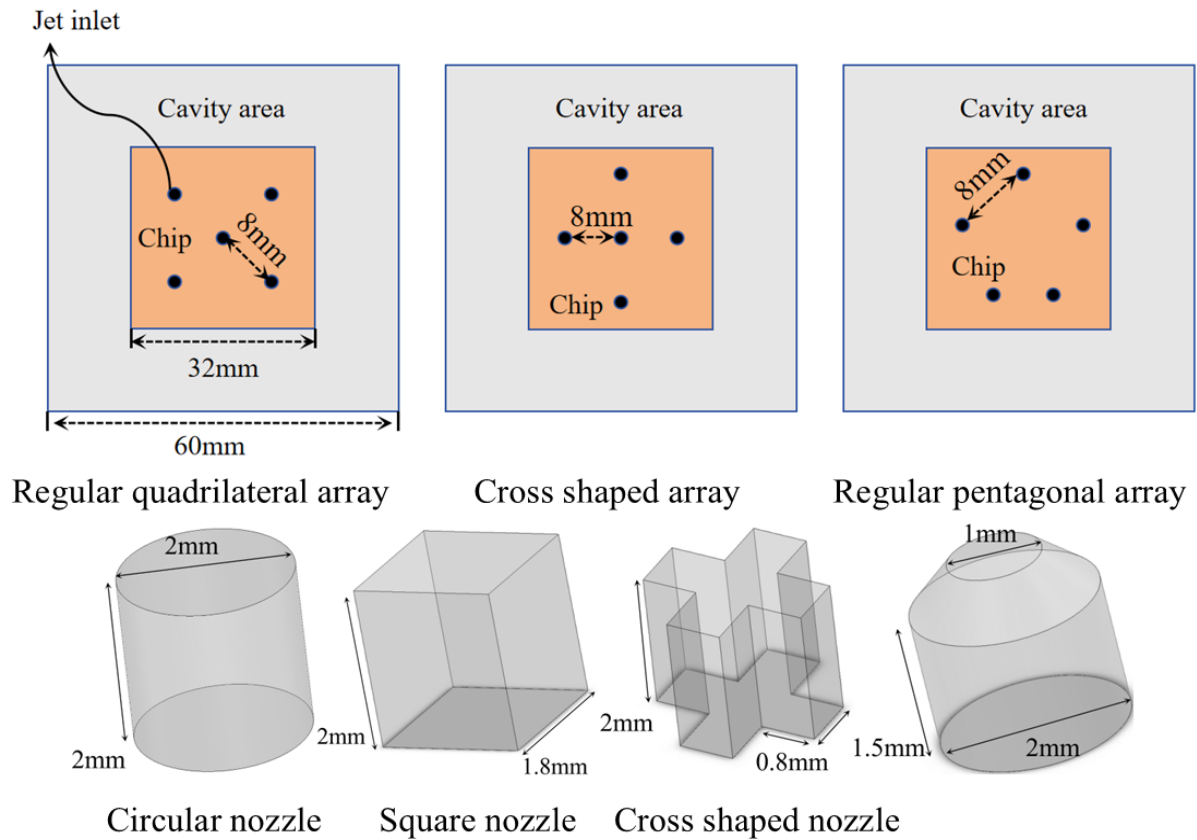


Figure 2. Schematic diagram of nozzle and array structure

图 2. 喷嘴与阵列结构示意图

2.2. 数学模型描述

考虑到在实际运行中物性参数受温度影响，为保证数值模拟正常运行，对模型内流体流动做出如下假设：

- 1) 计算区域内的空气流动和换热过程稳定；
- 2) 流动空气是不可压缩牛顿流体；
- 3) 所有物料均为常物性，无内热源；
- 4) 环境散热、热辐射和自然对流换热在整个系统中忽略不计；
- 5) 水和纳米流体是连续相。

采用 VOF 方法[24]对射流通道内的液体流动进行瞬态三维数值模拟，该系统由两种不可压缩且互不相溶的流体组成，分别表示为液相和气相且两相总体积分数之和为 1 [25]。控制方程为：

连续性方程：

$$\frac{\partial(\rho_q \alpha_q)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_q \alpha_q \mu) = S_q + \sum_{p=1}^n (m_{pq} - m_{qp}) \quad (1)$$

其中 ρ_q 和 α_q 分别为 q 相的密度和体积分数； t 为时间； μ 为混合流体速度； ∇ 为散度算子， n 为多相流中流体种类数目，是 m_{pq} 从 p 相到 q 相的质量转移， m_{qp} 是从 q 相到 p 相的质量转移， S_q 是质量源项。默认情况下， S_q 为零，但可以指定常数或用户定义的质量源项。

动量方程：

$$\frac{\partial(\rho\mu)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mu\mu) = \nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla\mu + \nabla\mu^T)] + \rho g + F_{sv} \quad (2)$$

ρ 是混合密度, μ 是动力黏度, p 是压力, g 是重力加速度, F_{sv} 是表面张力产生的源项。

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\mu(\rho E + p)] = S_h + \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j J_j + (\tau_{eff} \cdot \mu) \right] \quad (3)$$

S_h 为源项(包括热辐射及其他体积热源), J_j 和 h_j 分别是组分 j 的扩散通量和焓, E 是总能量, T 是温度。

2.3. 纳米流体物性参数

本研究中, 选用了温度为 300 K 的水基氧化铝纳米流体作为冷却介质, 考虑到纳米流体的体积分数对其物性参数的影响, 本研究选择了 2%、3% 和 4% 三种不同的体积分数作为模拟条件。本文采用的纳米流体热物性参数计算经验式如下:

纳米流体的密度:

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_f + \varphi\rho_p \quad (4)$$

式中, ρ_f 是基液密度, ρ_p 是纳米颗粒密度, φ 是体积分数。

纳米流体的比热容:

$$C_{p,nf} = \frac{(1 - \varphi)(\rho C_{p,f}) + \varphi(\rho C_p)}{\rho_{nf}} \quad (5)$$

式中, $C_{p,f}$ 是基液的比热容, C_p 是纳米颗粒的比热容。

纳米流体的导热系数:

$$K_{nf} = \frac{K_p + (n - 1)K_f - (n - 1)\varphi(K_f - K_p)}{K_p + (n - 1)K_f + \varphi(K_f - K_p)} \quad (6)$$

式中, K_f 是基液的导热系数, K_p 是纳米流体颗粒的导热系数, n 为形状因子, 值为 3。

纳米流体的粘度:

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_f}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (7)$$

式中, μ_f 是基液粘度。

雷诺数的定义:

$$Re = \frac{\rho\mu D_h}{\mu} \quad (8)$$

式中, ρ 是流体密度(kg/m^3), μ 是流体入口速度(m/s), μ 是流体的动力粘度($\text{N}\cdot\text{s/m}^2$)。

平均对流换热系数定义为:

$$h_{ave} = \frac{q}{A_h(T_w - T_f)} \quad (9)$$

式中, A_h 是换热面积, m^2 ; T_w 是芯片与换热板之间的面积加权平均温度, K ; T_f 是流体温度。

3. 网格划分、模型设置及边界条件与网格无关性验证

3.1. 网格划分

本研究采用控制体积法对控制方程进行离散化处理,并运用 ICEM 软件对计算区域进行网格划分。图 3(a)展示了计算模型的网格主视图,该网格采用六面体网格。为提高计算结果的准确性,在 Y 轴方向对流体域进行了网格加密处理。图 3(a)中的右侧为射流入口及出口通道的局部图,该区域同样进行了网格加密。

3.2. 网格无关性验证

为节约计算成本,同时兼顾计算精度,以被冷却面平均温度为评判标准开展了网格无关性验证。图 3(b)给出了不同网格数量条件下模拟芯片底面平均温度。由图 3(b)可知,随着网格数量的增加,被冷却面平均温度的变化幅度逐渐减小。当网格数由 524,896 增加到 1,026,135 个时,平均温度相对误差均低于 0.8%。因此综合考量计算成本与精度,最终选定网格数为 524,896 的方案。

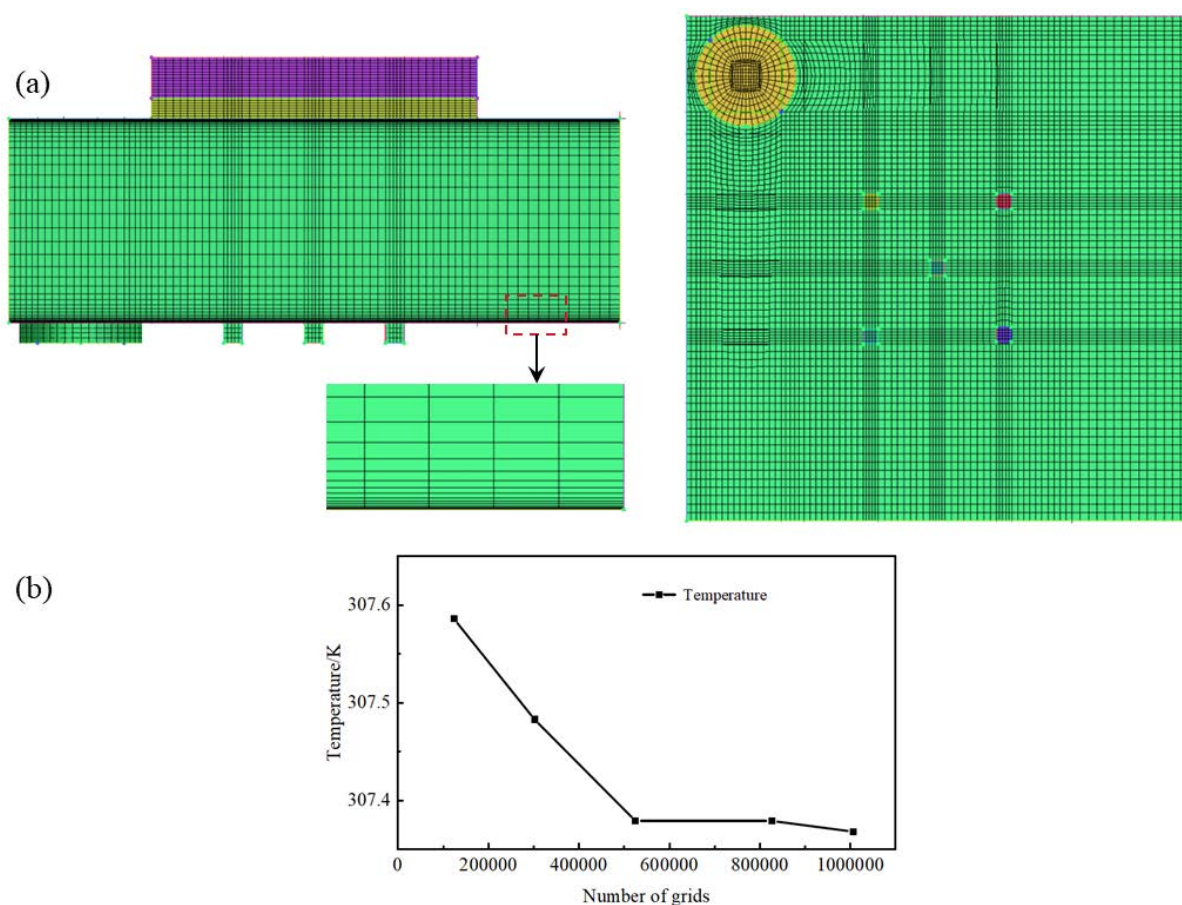


Figure 3. (a) Grid division; (b) Grid independence verification

图 3. (a) 网格划分; (b) 网格无关性验证

3.3. 模型设置及边界条件

Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型能模拟射流撞击、分离流、二次流、旋流等复杂流动,能更好地模拟圆孔射流问题。因此,本研究选择 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型。入口边界条件为速度入口,速度范围为 0.2 m/s~5.24 m/s,环境温度与入口水温为 300 K,出口边界条件为自由流出(outflow)。内部壁面均为绝热壁面,热源

设置在固体域的模拟芯片内，发热量为 $68,359,375 \text{ W/m}^3$ ，即模拟芯片功率为 280 W 。在模拟中，以水和不同浓度的 $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Water}$ 纳米流体为工质，模拟芯片与换热板为铜材质，其物性参数如表 1 所示。

Table1. Physical parameters
表 1. 物性参数表

Texture of material	Density/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	CP (Specific Heat) ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	Thermal Conductivity/($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
Air	Incompressible-idea-gas	1106.43	0.0242
Water	998.2	4182	0.6
Copper	8978	381	387.6
Alumina	3970	640	80

4. 实验验证

4.1. 实验平台

为了验证数学模型的准确性与可靠性，建立了以水为冷却介质的射流模拟芯片实验平台，如图 4(a) 所示。实验平台由射流冷却系统、循环冷却系统、测量系统组成。图 4(b) 为实验流程示意图，射流冷却系统使用蠕动泵将水槽中的水经过涡轮流量计与喷嘴泵入射流腔体中，通过控制器调节泵功率控制水的流速，在水冲击到换热板底面后通过射流腔体的出口使高温回流水流入射流冷却系统；射流冷却系统包括一个铝制冷排与两片半导体制冷片，将管路卡入冷排中，达到使高温回流水水温降低到与水槽温度一致的功能；测量系统使用 5 个 T 型热电偶测量模拟热源芯片与换热板交接位置处的温度，测量点示意图如图 4(c) 所示，对每个测点进行五次温度测量，随后求取这五次测量数据的平均值，将该平均值作为该测点最终的温度数据。由热电偶采集到的数据，先经 TCP-16 多路温度记录仪记录，之后再传送至计算机。额外采用 1 个 T 型热电偶测量水槽温度以确保水槽的进/出水温度保持一致。

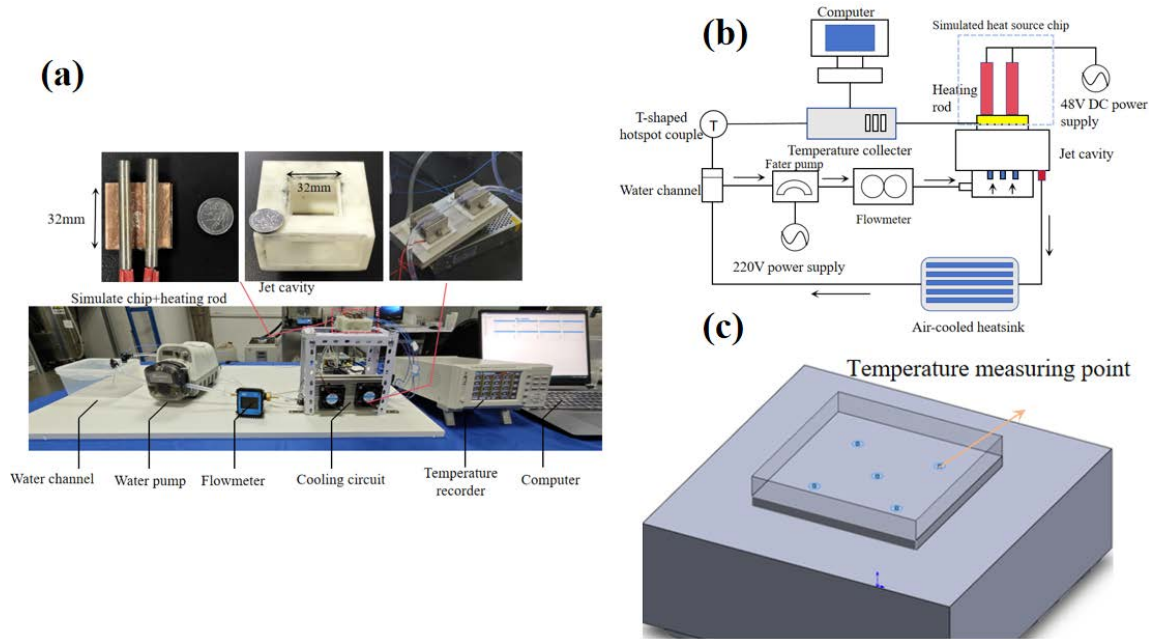


Figure 4. Jet cooling simulation chip experimental platform: (a) Experimental platform and testing equipment; (b) Experimental process diagram; (c) Schematic diagram of temperature measurement point location
图 4. 射流冷却模拟芯片实验平台: (a) 实验平台与测试装置; (b) 实验流程示意图; (c) 测温点位置示意图

4.2. 实验结果与模拟结果对比分析

实验用模拟热源加热功率为 280 W, 实验中的各项参数均与数值模拟设置相同。芯片与换热板之间的温度达到稳定后即为实验结束, 三种圆形喷嘴下阵列各测点的温度数值模拟数据与实验数据的对照情况如图 5 所示。可以看出实验数据与模拟数据随着时间增加, 温度都先经过一个短暂的温升过程, 随后下降至稳定。对于 O-RQA、O-CSA 和 O-PA 模型, 实验测量与数值仿真的温度误差分别为 1.4%、1.7% 和 1.1%。可见这与数值模拟结果相吻合, 证明了数学模型的准确性。

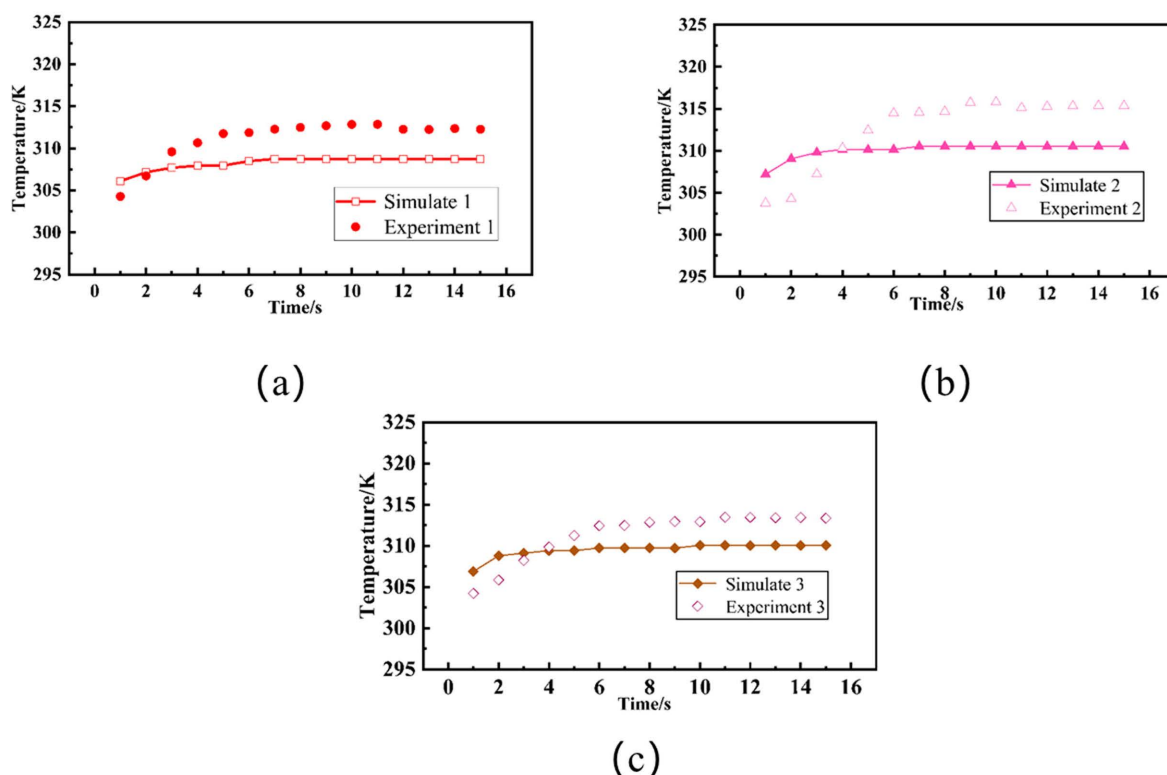


Figure 5. Simulated chip temperature measurement and simulation values under three types of circular nozzle array conditions: (a) O-RQA; (b) O-CSA; (c) O-PA

图 5. 三种圆形喷嘴阵列条件下模拟芯片的温度测量值和模拟值: (a) O-RQA; (b) O-CSA; (c) O-PA

5. 结果分析与总结

5.1. 射流速度与腔体高度对温度的影响

对于式(8), 在流体密度与动力粘度不变的情况下, 决定雷诺数的因素仅为流体入口速度。以换热板底部最高温度为评判标准, 不同雷诺数(雷诺数 $Re = 369.04$ (入口速度 0.2 m/s)、雷诺数 $Re = 1346.53$ (入口速度为 0.68 m/s)、雷诺数 $Re = 1900.99$ (入口速度为 0.96 m/s)、雷诺数 $Re = 2415.84$ (入口速度为 1.22 m/s)、雷诺数 $Re = 3801.98$ (入口速度为 1.92 m/s)、雷诺数 $Re = 5465.35$ (入口速度为 2.76 m/s)、雷诺数 $Re = 7247.52$ (入口速度为 3.66 m/s)、雷诺数 $Re = 8871.29$ (入口速度为 4.48 m/s)、雷诺数 $Re = 10376.24$ (入口速度为 5.24 m/s))和腔体高度条件下温度变化如图 6(a)所示, 随着射流速度的增加, 换热板底部的温度逐渐降低, 但随着雷诺数提升到 7247.52 后, 换热板底部的温度变化越来越小。由图 6(b)可知, 选取腔体高度为 15 mm~25 mm 的模型, 当雷诺数为 $Re = 7247.52$ 时, 随着腔体高度的增加, 换热板底部的最高温

度变化不超过 0.2%，考虑到非浸没式射流的回流结构，本研究选用腔体高度为 20 mm 的模型。

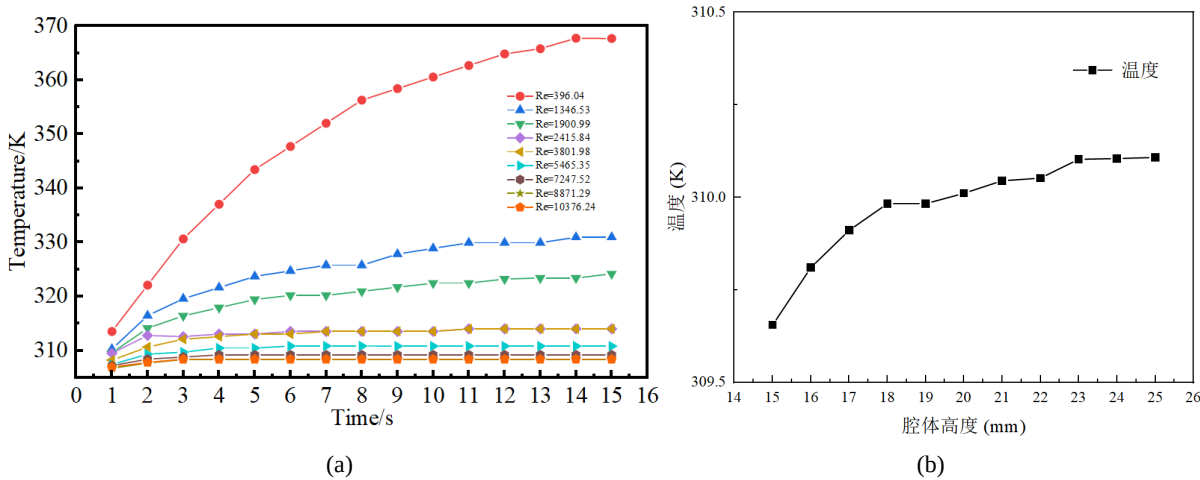


Figure 6. Simulate the maximum temperature change of the chip bottom surface under different Reynolds numbers and cavity heights (with pure water as the cooling medium): (a) Reynolds number variation; (b) Changes in cavity height
图 6. 不同雷诺数与腔体高度条件下模拟芯片底面最高温度变化(冷却介质为纯水): (a) 雷诺数变化; (b) 腔体高度变化

为了分析喷嘴雷诺数对换热板底面热点区域和背景区域局部换热的影响，图 7 给出了冷却介质为纯水时，不同雷诺数条件下射流冲击区域的速度分布和流线。可以看出在 $Z = 0$ mm 与 $Z = 8$ mm 截面内，射流的驻点区域均有一个很小的空白区域且该区域的面积随着雷诺数的增大而增大，该区域周围的换热效果要优于该空白区域，这说明雷诺数增加到一定数值后，继续增加射流入口速度并不能继续强化射流的换热效果。

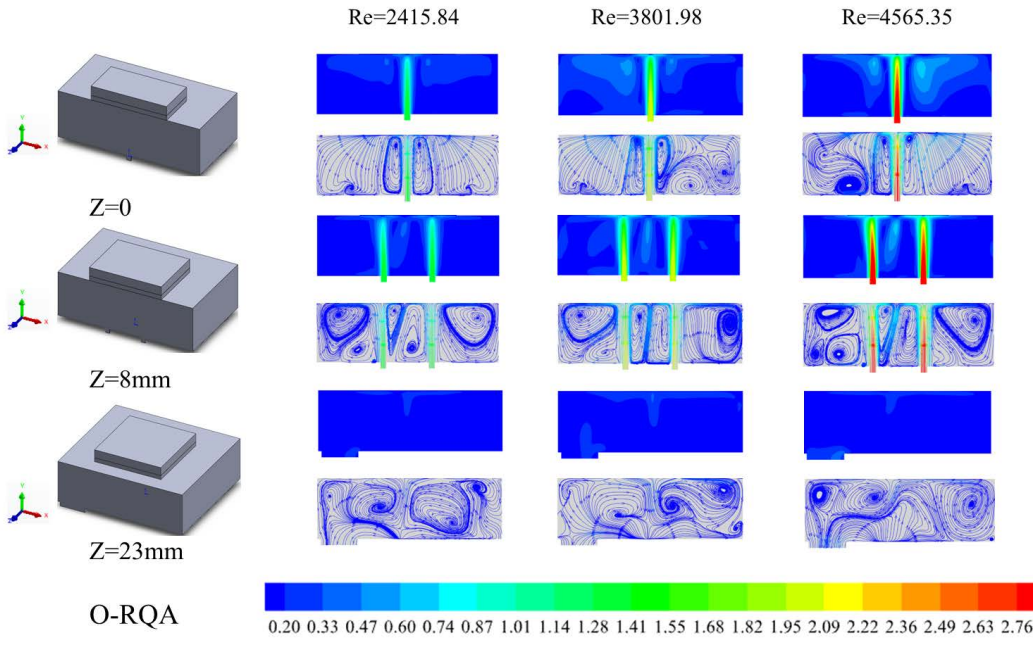


Figure 7. Velocity contour lines and streamline maps in the vicinity of the jet under the O-RQA model (with pure water as the cooling medium)
图 7. O-RQA 模型下射流附近区域的速度等值线和流线图(冷却介质为纯水)

5.2. 不同喷嘴数量的换热效果分析

图 8 为 $Y = 22 \text{ mm}$ 截面内的温度云图，分别展示了模拟热源芯片中心与换热板底部的温度情况。由图 8 可知，在采用 5 个喷嘴的情况下，截面内温度分布展现出更为均匀的特性，同时高温区域出现的面积明显减小。5 喷嘴阵列能够以更高的效率带走热量，实现出色的散热效果。对比 3 喷嘴、4 喷嘴与 6 喷嘴的壁面最高温度，5 喷嘴的壁面最高温度分别降低了 7.07 K 、 1.94 K 与 2.47 K 。

综上所述，5 个喷嘴的模型在经济成本与换热性能之间达到了理想的最佳平衡状态。它不仅能够达成更为均匀的温度分布，确保冷却效果的稳定性，同时维持较高的冷却效率，还能有效避免因喷嘴数量过多(6 喷嘴)而衍生的射流干扰问题，以及由此带来的额外成本增加。

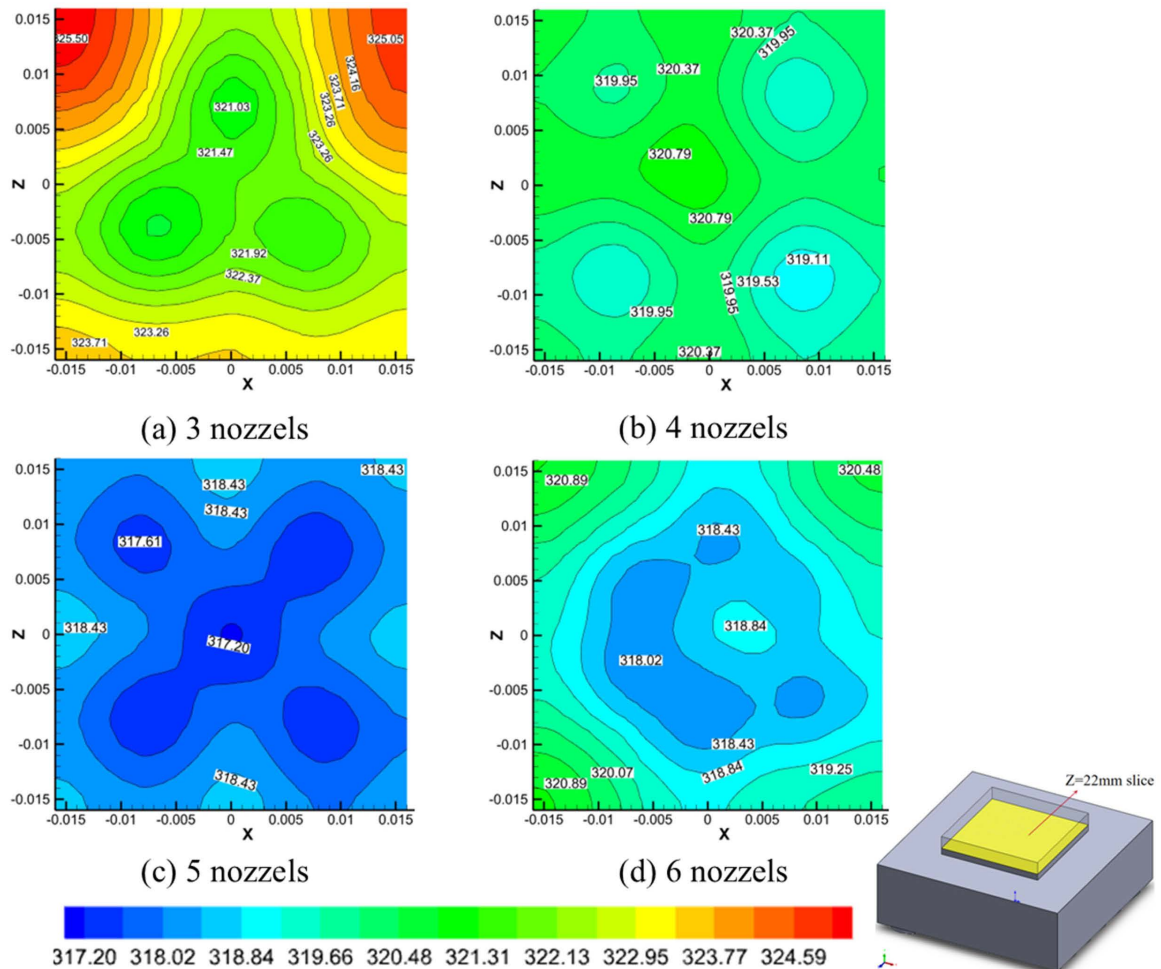


Figure 8. Temperature at the bottom of the heat exchange plate with different numbers of nozzles

图 8. 不同喷嘴数量在换热板底面的温度

5.3. 不同喷嘴与不同阵列对温度的影响

图 9 给出了四种喷嘴在正五边形阵列布局下，雷诺数 $Re = 3801.98$ 时， $Y = 22 \text{ mm}$ 截面内的温度云图。由图可知，纯水条件下，圆形喷嘴、方形喷嘴与十字形喷嘴的壁面最高温度均在 315 K 左右，喷嘴结构带来换热性能的差距不大，原因在于图 5(a)中讨论到的随着射流速度的增加，模型的温度变化会越来越小。而倒角喷嘴对应模型的壁面最高温度为 309.92 K ，降温效果明显，在相同的条件下换热性能最

佳, 其原因在于倒角喷嘴的特殊结构, 冷却剂从入口进入喷嘴后由于倒角结构会产生压力的提升, 使得出口速度大于入口速度。结合使用纳米流体的案例, 圆形喷嘴在使用浓度为 2%、3% 和 4% 的氧化铝水基纳米流体时, 壁面最高温度分别降低了 1.90 K、2.37 K、2.85 K; 方形喷嘴使用不同浓度纳米流体的条件下分别降低了 2.25 K、2.47 K 与 2.73 K; 十字形喷嘴使用不同浓度纳米流体的条件下分别降低了 1.89 K、2.37 K 与 2.57 K; 倒角喷嘴则分别降低了 1.34 K、1.43 K 与 1.55 K。根据上述案例, 倒角喷嘴对于换热能力的提升非常显著, 在添加纳米流体后, 所有模型的换热能力均有提升, 且在浓度为 4% 的时候提升最大; 但是对比提升换热能力的速率来看, 随着浓度提升, 换热速率明显降低。

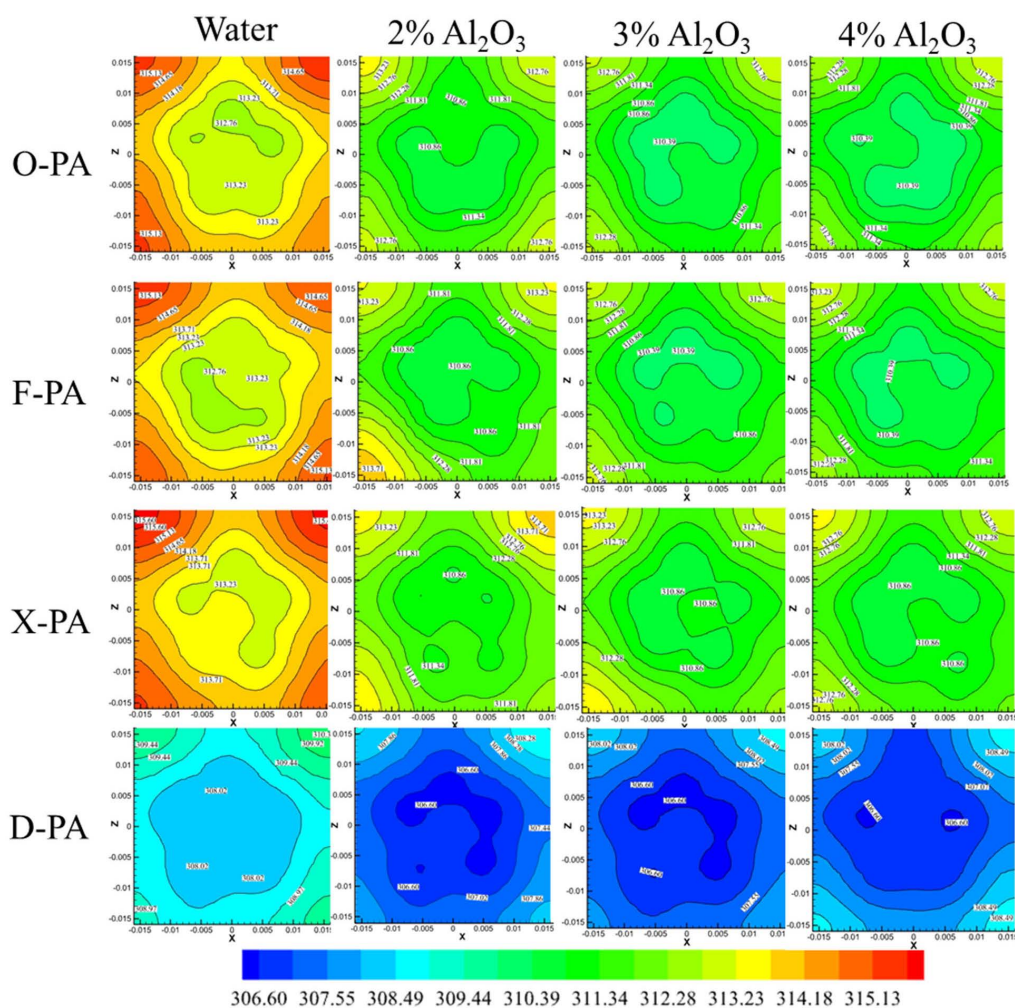


Figure 9. Temperature cloud maps of O-PA, F-PA, X-PA, and D-PA models under pure water and different concentrations of nanofluids at $Y = 22$ mm cross-section

图 9. O-PA、F-PA、X-PA、D-PA 模型在纯水与不同浓度纳米流体条件下 $Y = 22$ mm 截面内的温度云图

5.4. 不同喷嘴 - 阵列模型的平均对流换热系数

由式(9)得出了本研究所有模型的平均对流换热系数 h_{ave} , 如图 10 所示。从图中可以得出, 不同模型条件下, 纯水模型的平均对流换热系数均低于纳米流体的模型, 且 2% 浓度下的 D-PA 模型与 3% 浓度下 O-PA 模型的平均对流换热系数最大; 当纳米流体浓度继续增加至 4% 时, 平均对流换热系数并没有太大的提升。其原因是纳米粒子聚集使其流体粘度显著升高, 导致流动阻力增大, 削弱了对流传热效率, 此

原因需要进一步研究。这一现象也符合纳米流体研究的经典规律,即存在浓度阈值,超过后传热性能反而存在弱化现象。

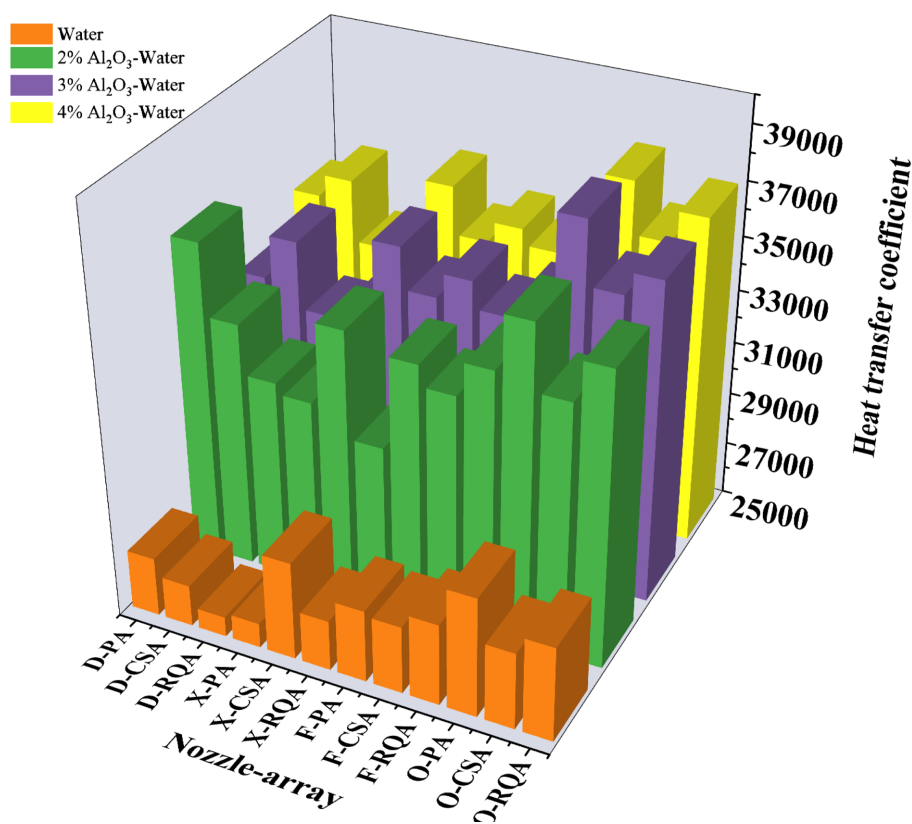


Figure 10. Average convective heat transfer coefficient of different nozzle arrays

图 10. 不同喷嘴 - 阵列的平均对流换热系数

6. 结论

本文基于特定的腔体结构,采用数值模拟方法研究了三种阵列与四种不同结构喷嘴组合成的 12 种模型,及不同浓度的纳米流体对高热流密度芯片冷却性能的影响,得到结论如下:

1) 对于不同的喷嘴类型,圆形喷嘴、方形喷嘴与十字形喷嘴在雷诺数 $Re = 3801.98$ 时换热能力相差很小,芯片最高温度均在 315 K 左右;倒角喷嘴换热能力最好,相同条件下芯片最高温度仅为 309.92 K。

2) 对于不同的喷嘴阵列,在方形喷嘴、雷诺数 $Re = 2415.84$ 条件下,RQA 阵列的换热效果最佳,芯片最高温度为 318.54 K; CSA 与 PA 阵列的换热效果接近,芯片最高温度都在 322 K 左右。

3) 相对于纯水,氧化铝纳米流体对换热性能有显著影响。对于不同结构的喷嘴类型与阵列方式,使用纳米流体后模型的换热能力提升,且以 4% 浓度的条件下最佳。但是对于不同浓度纳米流体换热性能而言,在 $Re = 2415.84$ 的条件下,以 F-RQA 模型为例,当纳米流体浓度由 2% 增加至 4% 时,换热效果不显著。

4) 对于平均对流换热系数,纯水条件下模型的平均对流换热系数均低于使用纳米流体条件下的模型,且 X-RQA 模型的平均对流换热系数均低于同条件下其他的模型。3% 纳米流体浓度下 O-PA 模型与 2% 纳米流体浓度的 D-PA 模型平均对流换热系数最大,而 4% 浓度下的平均对流换热系数相比于其他两个浓度并没有太大的提升。

基金项目

抚顺英才计划项目(No. FSYC202407004)。

参考文献

- [1] Lall, P., Pecht, M. and Hakim, E. (1997) Influence of Temperature on Microelectronics and System Reliability. CRC Press.
- [2] Chen, X. (2000) A Brief Discussion on the Failure of Electronic Components. *Electronic Components and Materials*, No.4, 42-43.
- [3] Wang, B., Zhu, K., Wang, Y., *et al.* (2017) Cooling and Flow Performance of Fin and Water Cooled CPU Chip Radiator. *Chemical Industry and Engineering Progress*, **36**, 2031-2037.
- [4] Zhu, K., Wang, H., Wang, J., *et al.* (2015) Experimental Research and Numerical Simulation of Chip Heaters with Enhanced Heat Transfer Structure. *Journal of Refrigeration*, **36**, 46-51.
- [5] Ramadhan, A.A., Kapur, N., Summers, J.L. and Thompson, H.M. (2018) Numerical Development of EHD Cooling Systems for Laptop Applications. *Applied Thermal Engineering*, **139**, 144-156. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.119>
- [6] Wei, B., Yang, M., Wang, Z., Xu, H. and Zhang, Y. (2015) Flow and Thermal Performance of a Water-Cooled Periodic Transversal Elliptical Microchannel Heat Sink for Chip Cooling. *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*, **15**, 3061-3066. <https://doi.org/10.1166/jnn.2015.9683>
- [7] Robinson, A.J. (2009) A Thermal-Hydraulic Comparison of Liquid Microchannel and Impinging Liquid Jet Array Heat Sinks for High-Power Electronics Cooling. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, **32**, 347-357. <https://doi.org/10.1109/tcapt.2008.2010408>
- [8] Han, Y., Lau, B.L., Zhang, X., Leong, Y.C. and Choo, K.F. (2014) Thermal Management of Hotspots with a Microjet-Based Hybrid Heat Sink for GaN-on-Si Devices. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, **4**, 1441-1450. <https://doi.org/10.1109/tcpmt.2014.2335203>
- [9] Martin, H. (1977) Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces. In: *Advances in Heat Transfer*, Elsevier, 1-60. [https://doi.org/10.1016/s0065-2717\(08\)70221-1](https://doi.org/10.1016/s0065-2717(08)70221-1)
- [10] Mangate, L.D. and Chaudhari, M.B. (2016) Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of a Heat Sink with Multiple-Orifice Synthetic Jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **103**, 1181-1190. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.058>
- [11] Shariatmadar, H., Mousavian, S., Sadoughi, M. and Ashjaee, M. (2016) Experimental and Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Various Geometrical Arrangement of Impinging Jet Arrays. *International Journal of Thermal Sciences*, **102**, 26-38. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.11.007>
- [12] Vinze, R., Chandel, S., Limaye, M.D. and Prabhu, S.V. (2016) Influence of Jet Temperature and Nozzle Shape on the Heat Transfer Distribution between a Smooth Plate and Impinging Air Jets. *International Journal of Thermal Sciences*, **99**, 136-151. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.08.009>
- [13] Bu, X., Peng, L., Lin, G., Bai, L. and Wen, D. (2015) Experimental Study of Jet Impingement Heat Transfer on a Variable-Curvature Concave Surface in a Wing Leading Edge. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **90**, 92-101. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.06.028>
- [14] Lee, J., Ren, Z., Ligrani, P., Lee, D.H., Fox, M.D. and Moon, H. (2014) Cross-Flow Effects on Impingement Array Heat Transfer with Varying Jet-to-Target Plate Distance and Hole Spacing. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **75**, 534-544. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.040>
- [15] Wae-hayee, M., Tekasakul, P., Eiamsa-ard, S. and Nuntadusit, C. (2014) Effect of Cross-Flow Velocity on Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Jet with Low Jet-to-Plate Distance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, **28**, 2909-2917. <https://doi.org/10.1007/s12206-014-0534-3>
- [16] Garimella, S.V. and Nenaydykh, B. (1996) Nozzle-Geometry Effects in Liquid Jet Impingement Heat Transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **39**, 2915-2923. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(95\)00382-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00382-7)
- [17] Wolf, D.H., Incropera, F.P. and Viskanta, R. (1993) Jet Impingement Boiling. In: *Advances in Heat Transfer*, Elsevier, 1-132. [https://doi.org/10.1016/s0065-2717\(08\)70005-4](https://doi.org/10.1016/s0065-2717(08)70005-4)
- [18] Colucci, D.W. and Viskanta, R. (1996) Effect of Nozzle Geometry on Local Convective Heat Transfer to a Confined Impinging Air Jet. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **13**, 71-80. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(96\)00015-5](https://doi.org/10.1016/0894-1777(96)00015-5)
- [19] Xue, R., Lin, X., Ruan, Y., Chen, L. and Hou, Y. (2022) Cooling Performance of Multi-Nozzle Spray with Liquid Nitrogen. *Cryogenics*, **121**, Article 103389. <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2021.103389>

-
- [20] Aksoy, Y.T., Zhu, Y., Eneren, P., Koos, E. and Vetrano, M.R. (2020) The Impact of Nanofluids on Droplet/Spray Cooling of a Heated Surface: A Critical Review. *Energies*, **14**, Article 80. <https://doi.org/10.3390/en14010080>
- [21] Hsieh, S., Leu, H. and Liu, H. (2015) Spray Cooling Characteristics of Nanofluids for Electronic Power Devices. *Nanoscale Research Letters*, **10**, Article No. 139. <https://doi.org/10.1186/s11671-015-0793-7>
- [22] Hsieh, S., Liu, H. and Yeh, Y. (2016) Nanofluids Spray Heat Transfer Enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **94**, 104-118. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.11.061>
- [23] Ashish Saha, A. and Mitra, S.K. (2009) Effect of Dynamic Contact Angle in a Volume of Fluid (VOF) Model for a Microfluidic Capillary Flow. *Journal of Colloid and Interface Science*, **339**, 461-480. <https://doi.org/10.1016/j.jcis.2009.07.071>
- [24] Kang, C., Li, W., Jin, J., *et al.* (2024) Evaporation Characteristics of Single Free-Falling Liquefied Natural Gas Droplet under Different Ambient Conditions Based on the VOF Method. *Cryogenics*, **143**, Article 103928.
- [25] Ghasemi, S.E., Ranjbar, A.A. and Hosseini, M.J. (2017) Experimental Evaluation of Cooling Performance of Circular Heat Sinks for Heat Dissipation from Electronic Chips Using Nanofluid. *Mechanics Research Communications*, **84**, 85-89. <https://doi.org/10.1016/j.mechrescom.2017.06.009>