

文章编号: 0258-1825(2025)a-0001-10

基于多孔合成双射流的液冷装置流动和传热特性实验研究

康 赢¹, 邓 雄¹, 罗振兵^{1,*}, 朱寅鑫¹, 彭 灿¹, 夏智勋¹

(1. 国防科技大学 空天科学学院, 湖南长沙 410073)

摘要:为了解决航空航天、电子器件等领域的散热难题, 本文设计了一种多孔合成双射流激励器并开展了合成双射流液冷实验。实验研究了不同热流密度、通道入口流量、驱动频率等参数下合成双射流液冷装置的性能, 同时分析了各参数对合成双射流液冷装置的散热性能和流动性能的影响特性。实验结果表明, 装置不同位置处的壁面温度随着热流密度的增加而升高; 合成双射流激励器工作后, 壁面温度降低。激励器关闭时, 壁面温度随着通道入口流量增大而降低, 通道进出口压降随着通道入口流量的增加而增大。这是因为流量越大, 流体带走热量的速度越快, 从而温度降低。激励器开启后, 流量为 0.16 L/min 时, 壁面温度下降了 3.07 °C, 与激励器关闭、入口流量为 0.4 L/min 时的散热能力相当, 至少可以减少 583.08% 的泵功, 而合成双射流基本不引起压降的升高。在本文研究的频率中, 20 Hz 时合成双射流液冷装置表现最佳, 此时壁面温度下降了 3.80 °C, 而压降仅增加了 0.03 kPa。驱动电压越大, 壁面温度降低越明显, 在驱动电压为 240 V 时, 最高温度下降了 4.16 °C。综上所述, 合成双射流能在不引起压降明显增加的同时, 达到可观的散热效果。

关键词: 多孔合成双射流; 液体冷却; 热管理

中图分类号: 文献标识码: A doi: 10.7638/kqdlxxb-2024.0038

Experimental study on flow and heat transfer characteristics of liquid cooling device based on multi-orifice dual synthetic jets

KANG Ying¹, DENG Xiong¹, LUO Zhenbing^{1,*}, ZHU Yinxin¹, PENG Can¹, XIA Zhixun¹

(1. College of Aerospace Science and Engineering, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: To address the heat dissipation challenge in aerospace and electronics, this paper undertakes liquid cooling experiments utilizing a novel multi-orifice dual synthetic jets actuator (MODSJA). The performance of the DSJ-based liquid cooling device and the associated flow fields are thoroughly analyzed, considering the effects of various parameters, including heat flux, channel inlet flow rate, and driving frequency. Results indicate that the wall temperature of the device increases with increasing heat flux. When DSJ is on, the wall temperature decreases; otherwise, the wall temperature reduction can be also achieved by increasing the inlet flow rate, but at the price of remarkable pressure drops. This is because the higher the flow rate, the faster the fluid carries away heat, resulting in a temperature drop. When the actuator is activated at a flow rate of 0.16 L/min, the wall temperature is reduced by 3.07 °C, which is comparable to that achieved with an inlet flow rate of 0.4 L/min when the actuator is off, indicating at least a 583.08% reduction in pump power requirement without causing an increase in pressure drop. Within the frequency range under investigation, the DSJ liquid cooling device achieves an optimal performance at 20Hz, yielding a wall temperature decrease of 3.80 °C and a marginal

收稿日期: 2024-03-29; 修订日期: 2024-05-13; 录用日期: 2024-05-18; 网络出版时间: 2025-10-11

基金项目: 国家自然科学基金(12372273); 湖南省科技创新计划项目(2021R3075)

作者简介: 康赢(1998-), 女, 湖南常德人, 博士研究生, 研究方向: 主动流动控制及热管理. E-mail: 1452690411@qq.com

通信作者: 罗振兵*, 研究员, 研究方向: 主动流动控制及热管理. E-mail: luozhenbing@163.com

引用格式: 康赢, 邓雄, 罗振兵, 等. 基于多孔合成双射流的液冷装置流动和传热特性实验研究[J]. 空气动力学学报, 2025, 43(a): 1-10.

KANG Y, DENG X, LUO Z B, et al. Experimental study on flow and heat transfer characteristics of liquid cooling device based on multi-orifice dual synthetic jets[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2025, 43(a): 1-10(in Chinese). doi: 10.7638/kqdlxxb-2024.0038

increase of 0.03 kPa in the pressure drop. Moreover, a higher driving voltage results in a more pronounced wall temperature drop, achieving a maximum reduction of 4.16 °C at 240 V. In summary, the experimental results clearly show that DSJ can achieve significant heat dissipation with a negligible increase in pressure drop, thus making it a promising solution for heat management in aerospace and electronic applications.

Keywords: multi-orifice dual synthetic jets; liquid cooling; thermal management

0 引言

热障问题是制约电子器件发展的一个重大挑战。电子芯片未来将更加微型化、精密化,这将导致芯片积累极高的热量。据预测,微电子组件未来将产生高达 100 W/cm² 的热通量,局部热点可能达到 1000 W/cm²^[1]。此外,芯片温度仅升高 10°C 就可能导致系统可靠性降低 50%^[2]。尤其是数据中心^[3]等场所对热管理技术的要求更高。数据中心耗电量的 38% 用于散热^[4]。为了满足更高的散热需求以及实现碳达峰、碳中和目标,寻找更高效的散热方式已经十分紧迫。

对于高热流电子器件而言,单靠风冷散热等被动散热方式已经远远不能满足散热需求。与被动冷却技术相比,主动冷却技术通过强制对流而具有更高的输运热量的能力,如微通道冷却、合成射流/合成双射流冷却。

微通道散热器由 Tuckerman 等^[5]提出,其由蚀刻在板上的多个通道组成。矩形截面硅微通道散热器可以带走 790 W/cm² 的热流,芯片表面温度低于 71°C。微通道的性能受多种因素的影响^[6],为了实现更高的传热和更小的压降,结构优化与采用纳米流体等新型传热介质是常见的策略^[7]。Zhuang 等^[8]设计了一种菱形分形单元微通道散热器,与矩形微通道散热器相比,该散热器平均努塞尔数 Nu 提高 14.6%~29.4%,热阻大大降低,当雷诺数从 80 增加到 400 时,热阻降低了 40.1%~46.9%,COP 值提高了 7.9%~68.7%(COP 指数定义为换热率除以抽运功率),散热性能得到显著增强。微通道结构下芯片最大温度不均匀性降低了 61%^[9]。 Ω 形横截面构型的蛇形微通道同样实现了传热强化,将电池温度降低到 25~31°C,均温性得到提升,因为它破坏了热边界层,加强了流体掺混^[10]。蜘蛛网微通道在高热流密度下可以有效地提高换热性能^[11]。Alugoju 等^[12]发现发散热道比直流通和收敛通道对抽运功率的要求要小。与此同时,流体介质在液体冷却研究中同样起着至关重要的作用,比如去离子水由于其稳定性和增强传热能力,通常用于微通道冷却技术研究。纳米流体对于微通道冷却技术研究也至关重要。Lau 等^[13]使用欧

拉方法研究了以合成射流冲击微通道壁面的散热和流动性能,发现 5%Al₂O₃-水纳米流体的传热性能最好。Pawar 等^[14]采用水和 Al₂O₃-水纳米流体分析了矩形和方形截面的铜微通道散热器的性能,结果表明传热系数分别增加了 45% 和 42.5%。在某些情况下,使用纳米流体还可能会导致热性能恶化^[15]。总之,微通道在具有高传热性能的同时也有不小的压降损失。将射流冷却与微通道冷却结合的混合冷却方案是一种有效的散热方式,可将电池的电效率提高到 39.7%^[16]。

合成射流^[17]是一种新型主动冷却方式。其通过压电振动膜的振动在出口形成射流,该射流具有丰富的涡系结构。合成射流在电子器件散热领域^[18-19]有广泛的研究。与单孔合成射流相比,多孔合成射流的平均努塞尔数高 60%^[18-20]。将合成射流与微通道结合进行混合冷却^[21-26]不仅提升了散热能力,压降也没有明显增加。Mohammadpour 等对合成射流与微通道结合进行了不少研究:采用单个合成射流对通道进行散热,当振动频率为 560 Hz、振幅为 30 μ m 时,浓度为 2% 的 Al₂O₃-水纳米流体具有最佳的性能^[27];加入多个分开布置的合成射流时能强化换热,更长的膜长性能更佳。与膜长为 0.95 mm 时相比,1.96 mm 膜长时温度下降 4.3 K^[28]。多个合成射流工作时,相位对装置性能有重要影响。当两个合成射流 180°反相工作时,装置的热性能比同相工作时更佳^[29]。在通道内加入凸起结构^[30],能进一步优化合成射流通道结构的热性能。

合成双射流(dual synthetic jets, DSJ)技术^[31]是在合成射流技术基础上的创新。合成双射流的速度、效率均优于合成射流,且解决了合成射流压载失效的难题^[32-34]。目前合成双射流在翅片冷却^[34]、喷雾冷却^[35-36]、微通道/射流冷却^[37-38]等领域的研究结果表明,加入合成双射流技术能大幅提升散热器的散热能力,且具有主动可控的优势。驱动电压越大,激励器的速度越大。不同频率下,射流流动强度不同^[39]。

基于以上研究,作者提出了多孔合成双射流液冷技术,沿流向布置 5 个 1.5 mm 的圆孔结构,结合小通道和合成双射流的优势,期望在不明显增加压降的条件下进一步提高散热能力。与已有的合成射流冷却

技术相比，合成双射流振动膜振动时，两个腔体出口形成的合成双射流本身就具有 180°反相的特性，利于散热。沿流向布置的多孔结构能交替吹/吸射流，在“抵御”来流的同时与来流相互作用，破坏热边界层，强化换热。多孔结构对壁面影响区域更大，均温性更强。本文开展了多孔合成双射流液冷实验，研究了激励器开启前后热流密度、入口流量、驱动频率等参数对多孔合成双射流散热装置特性的影响，验证了合成双射流应用于液体冷却的可行性。

1 实验方法

1.1 实验系统

本文的实验装置原理图如图 1 所示。该系统由

水循环系统、冷却系统和数据采集系统组成。水循环系统包括水槽、水泵、阀门、转子流量计和循环管路等部分；冷却系统包括加热系统和测试段，测试段包括小通道和合成双射流激励器（dual synthetic jets actuator, DSJA）；数据采集系统包括压差计、热电偶和温度采集仪等。在实验的过程中，水泵抽取水槽中的水运往管路，经过阀门和转子流量计，进入测试段，带走测试段热量后由出口流出进入水槽。在冷却测试段进口、出口以及热源附近分别布置了热电偶，通过温度采集仪来获取热电偶测得的温度数据。在通道进出口布置了压差计来测量通道进出口的压降。搭建的实验测试平台如图 2 所示。

本实验的加热系统包括发热模块和直流电源。

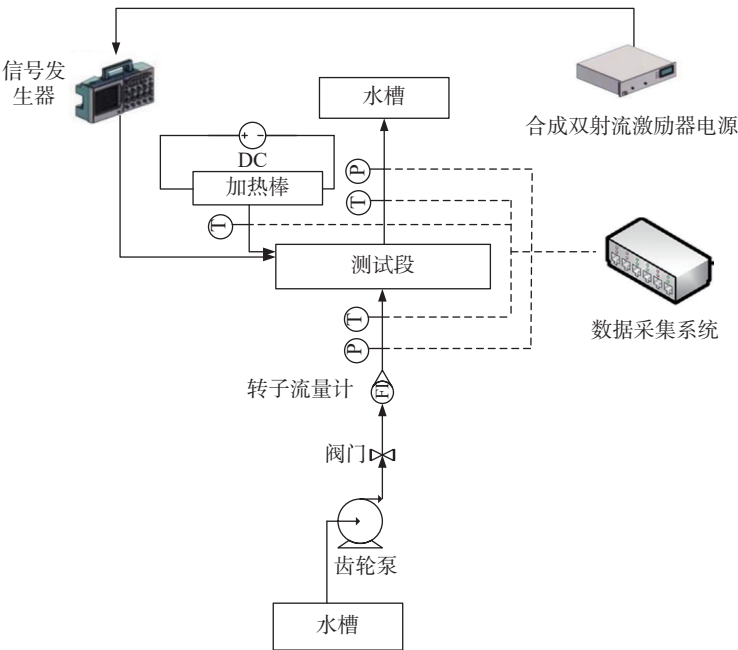


图 1 实验原理图

Fig. 1 Experimental schematic diagram

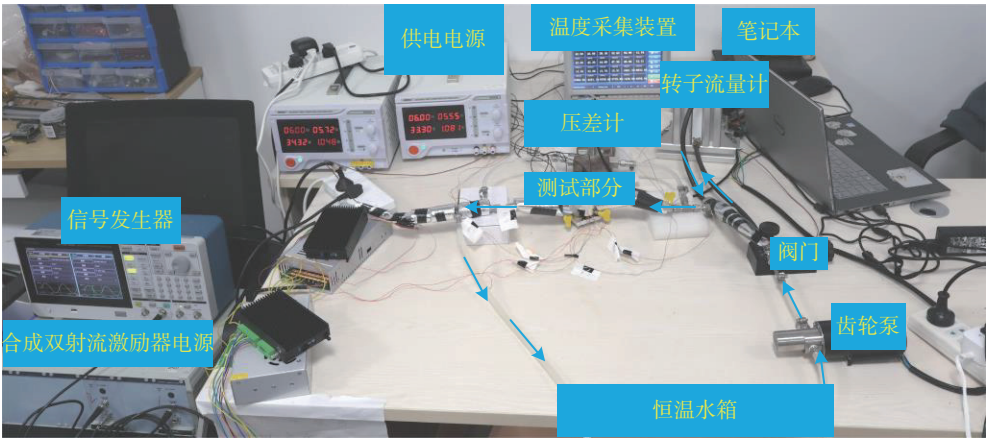


图 2 实验装置实物图

Fig. 2 Physical diagram of experimental device

发热模块包括 4 根加热棒和 1 个加热器。加热器的材料为具有高导热系数的紫铜，具体参数如表 1 所示。加热系统如图 3(a)所示。加热器的一面(加热器底部)与通道上板连在一起。有效加热面积为 10 mm×10.5 mm。在距离加热器底部分别为 0.5、6.5 mm 的位置处分别开有 3 个直径 1 mm、深度 5 mm 的小孔，其作用是用来安装热电偶。

加热器的顶部开有 4 个圆孔，用于插入加热棒，加热棒与圆孔的内壁紧密接触，二者之间的空隙采用

表 1 材料物性参数
Table 1 Material properties parameters

	密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	比热容 $C_p / (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	导热系数 $\lambda / (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	黏性系数 $\mu / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1})$
去离子水	998.2	4 182	0.6	0.001 003
铝	2 719	871	202.4	
紫铜	8 900	385	386.4	

导热硅脂进行填充。4 根加热棒的发热功率由 2 个直流电源进行控制和调节，其中每个电源连接 2 根加热棒，用于实验时精确调节加热器的加热功率。加热器

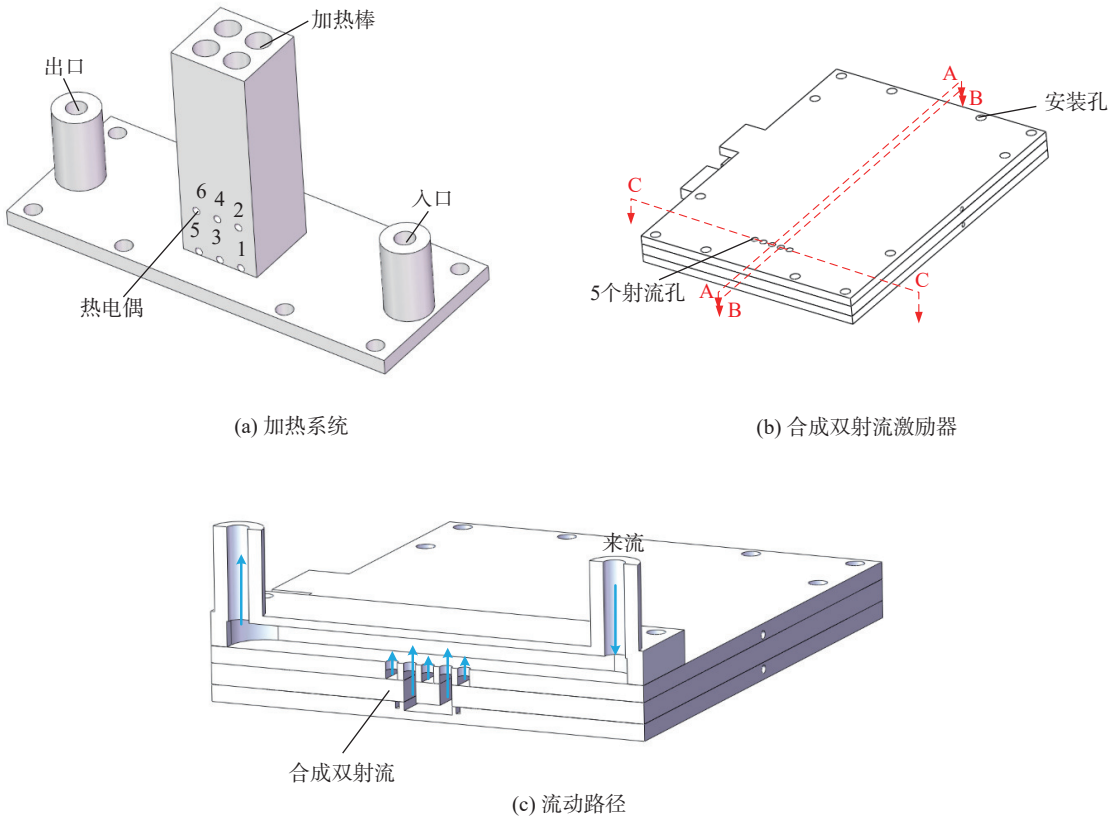


图 3 液冷装置物理模型图

Fig. 3 Physical model diagram of liquid cooling device

和散热器之间均使用保温棉进行包裹，通道进口、出口也包裹了保温棉，以防止向外部环境流失热量。

合成双射流液冷装置的物理模型图如图 3 所示。本文设计的合成双射流激励器包括 2 个腔体，5 个圆孔出口以及 1 个振动膜。实物图及工作原理图分别如图 4 和图 5 所示，将合成双射流激励器的两个腔体分别命名为上腔体和下腔体。激励器关闭时，流体经入口进入通道，并沿着通道将热量带走。激励器开启后，当振动膜向上振动时，上腔体压缩，流体自射流口 1、3、5 喷出；同时下腔体膨胀，有流体自外界经过射流口 2、4 吸入。当振动膜向下振动时与上述过程相反。交替喷出/吸入的射流在出口附近发生相

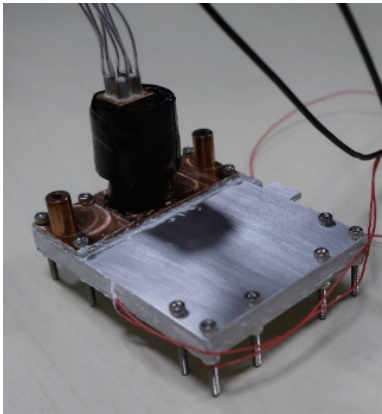


图 4 液冷装置实物图

Fig. 4 Physical diagram of liquid cooling device

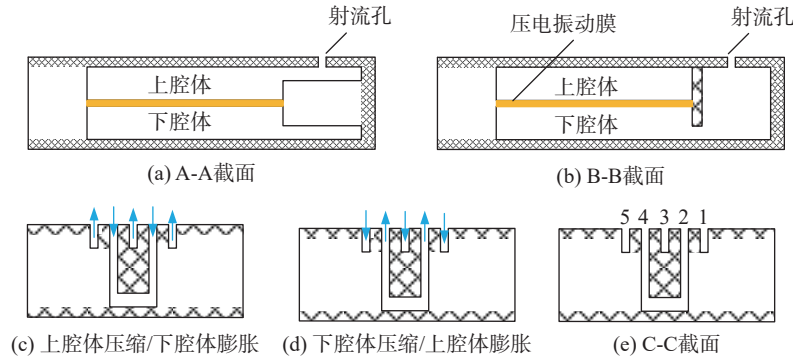


图 5 合成双射流激励器工作原理图

Fig. 5 Working principle diagram of DSJA

互作用。一方面，多个射流孔的设计可以扩大流场的影响范围，增强壁面均温性；另一方面，多个射流相互作用会形成更复杂的流场，有利于增强掺混。同时进入通道的流体与合成双射流相互作用，在入口流量等参数影响下，发生了射流冲击壁面、射流偏转等一系列过程，增加流体湍流度，促进冷热流体交换，强化换热。本文中，合成双射流激励器具有 5 个 1.5 mm 的射流孔，沿流体流动方向布置，以长时、交替、宽范围的冲击散热。

1.2 实验工况

实验所用的冷却水为去离子水。实验过程中，当热电偶所测量温度值的变化范围在 0.5 °C 以内，且持续时间超过 15 min，认为冷却系统达到了平衡。当系统达到平衡稳定状态后，取一段时间内的平均数据用于数据处理。

在本文中，微通道的进口截面宽和高分别为 W 和 H ，其截面积为 $W \times H = 10 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$ ，对应的水力直径为 1.82 mm。在水槽温度为 20 °C 时，本次实验研究了热流密度、通道入口流量等参数对散热装置性能的影响。具体实验工况如表 2 所示。

表 2 实验工况

Table 2 Experimental conditions

工况	单位	范围
体积流量	L/min	0.16~0.4
热流密度	kW/m ²	48.286~652.571
驱动频率	Hz	20、30、40、60

1.3 数据分析

冷却表面的有效热流密度可以根据一维傅里叶热传导定律求得：

$$q = -\lambda_c \frac{dT}{dy} \quad (1)$$

式中， λ_c 是紫铜块的导热系数， dT 是紫铜块的温度梯度， y 是两个热电偶之间的垂直距离。

温升定义为：

$$\Delta T = T_s - T_{in} \quad (2)$$

T_{in} 为入口水温。根据一维导热定律得到微通道上顶面的温度 T_s ，公式如式(3)所示：

$$\begin{aligned} T_{s1} &= T_1 + y_1 \frac{dT}{dy} \\ T_{s2} &= T_3 + y_1 \frac{dT}{dy} \\ T_{s3} &= T_5 + y_1 \frac{dT}{dy} \\ T_s &= \frac{T_{s1} + T_{s2} + T_{s3}}{3} \end{aligned} \quad (3)$$

式中， T_1 、 T_3 、 T_5 表示加热器内 3 个热电偶的实测温度值（编号对应实际安装孔位）， T_{s1} 、 T_{s2} 、 T_{s3} 则为根据上述实测值计算得到的、沿流动方向分布的冷却表面温度，如图 3(a) 所示。定义热电偶 1、3、5 与冷却面（通道上顶面）的距离为 y_1 ， $y_1 = 1.5 \text{ mm}$ 。

根据热流密度和温差，定义对流传热系数 h 为：

$$h = \frac{q}{\Delta T} \quad (4)$$

微通道总的散热量 Q_1 为：

$$Q_1 = c_p \rho Q (T_{in} - T_{out}) \quad (5)$$

式中， T_{in} 为冷却水进入通道区域的温度， T_{out} 为冷却水离开通道区域时的温度。实验中，冷却系统中散热器吸收的热量 Q_1 可以通过流过散热装置的冷却水的进出口温差进行计算。

加热系统中，加热棒的总发热量通过式(6)计算：

$$Q_2 = 2UI \quad (6)$$

式中， U 为单台直流稳压电源的输出电压， I 为单台直流稳压电源的输出电流。

通道的水力直径定义为：

$$D_h = \frac{2WH}{W+H} \quad (7)$$

通道入口流速为:

$$u_{in} = \frac{Q_V}{A_{in}} \quad (8)$$

Q_V 为进入通道入口的冷却水的流量, A_{in} 为通道入口截面积。

本文采用的流体介质为单相介质水。根据水的热物理性质, 定义通道雷诺数如式(9)所示:

$$Re_c = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (9)$$

其中, ρ 为水的密度, 其值取水温度变化范围内的平均值; μ 为水的黏度, 其值取水温度变化范围内的平均值。通道雷诺数的范围为 482.59~1206.92。

泵功耗定义为:

$$W_p = Q\Delta P \quad (10)$$

式中, Q 为入口流量, ΔP 为通道进出口压降。

1.4 误差分析

本研究的参数可分为直接测量参数和推导参数。直接测量的变量包括水的流量、加热器的温度、进出口水温、进出口压差和加热功率等。这些变量的不确定度是由传感器的精度决定的。推导出的传热系数等参数的不确定度由不确定性方法计算得出, 如式(11)所示。重要参数的不确定度结果如表3所示。

$$\Delta Y = \sqrt{\sum_i^N \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 \times \Delta X_i^2} \quad (11)$$

式中, ΔX_i 是测量参数的不确定度(X_i), ΔY 是推导变量 Y 的不确定度。

表3 仪器及主要参数的不确定度

Table 3 Uncertainty of instruments and main parameters

名称	范围	精度	单位
转子流量计	0.16~1.2	2.5%	L/min
压差计	0~30	0.25%FS	kPa
K型热电偶	-200~260	0.4%FS	°C

2 结果分析

本节对激励器开启前后的传热性能和流动性能进行了对比研究, 并揭示了热流密度、入口流量、驱动频率等参数对液冷装置的影响规律。

2.1 热流密度的影响

本节保持入口流量为 0.16 L/min、驱动频率为 30 Hz、驱动电压为 210 V 不变, 研究了不同热流密度对冷却装置换热性能的影响。如图6所示, T_{s1} 、 T_{s2} 、

T_{s3} 分别代表不同位置处的壁面温度, 由公式(3)求得。 q_2 代表由公式(6)求得的热流密度, 由加热棒提供。如图6所示, 随着热流密度的增加, 装置壁面温度整体升高, 且不同位置处的温度差异($T_{s2}-T_{s1}$ 、 $T_{s2}-T_{s3}$)也随之增大(见图6中曲线间隔)。这表明热流密度越大, 由加热棒中心(T_{s2})向边缘(T_{s1} 、 T_{s3})的导热不均性越显著, 导致壁面温度分布均匀性下降。在激励器关闭状态下, 不同热流密度所对应的测点 T_{s1} 与 T_{s3} 温度曲线基本重合表明此时壁面温度分布较为均匀; 而当激励器开启后, 可观察到两条曲线间隔略微增大。该现象源于激励器结构特点: 其上下腔体出口共布置有 5 个射流孔, 在振动膜驱动下交替生成合成双射流。这些射流对壁面形成交替冲击, 并在冲击点附近沿壁面发展, 造成冲击局部区域温度低于周边, 从而在一定程度上加大了壁面温度分布的不均匀性。尽管如此, 与关闭状态相比, 开启激励器仍可显著降低壁面整体温度, 且该降温效果随热流密度增大更为显著。当热流密度为 48.286 kW/m² 时, 关闭激励器测得壁面最高温度为 23.19 °C, 开启后下降 0.44 °C; 而当热流密度增至 652.571 kW/m² 时, 关闭状态下壁面最高温度为 45.73 °C, 开启激励器后降幅达 3.07 °C, 充分表明在高热流条件下合成双射流冷却具有更显著的散热增强作用。

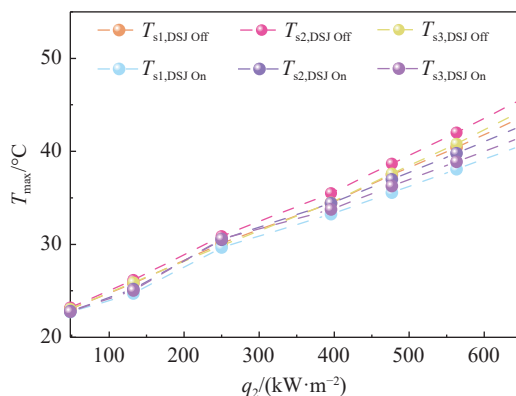


图6 温度随着热流密度的变化

Fig. 6 Temperature changes with heat flux

2.2 主通道入口流量的影响

本节保持驱动频率为 30 Hz、驱动电压为 210 V、热流密度为 652.571 kW/m² 不变。改变通道入口流量, 装置温度随入口流量的变化如图7所示。当激励器关闭时, 增大通道入口流量, 不同位置处装置的壁面温度均得到降低。当入口流量为 0.16 L/min 时, 最高壁面温度为 45.73 °C (曲线 T_{s2})。增加壁面温度到 0.4 L/min, 温度最大下降了 3.50 °C (曲线 T_{s1})。激励器关闭状态下的温度曲线随着入口流量的变化趋势

说明增大流量能强化换热, 这种换热机制主要源于流量增大所带来的流速提升, 一方面加速带走通道内受热流体, 另一方面持续向通道内补充低温冷却介质, 从而增强整体换热强度。然而随着流速增加, 温度的变化趋势减小, 说明通过增大流量来降低壁面温度的能力是有限的。

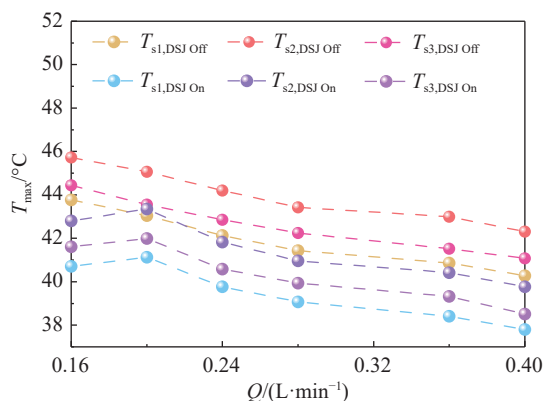


图 7 温度随着入口流量的变化

Fig. 7 Temperature changes with inlet flow rate

在激励器开启状态下, 壁面温度与通道入口流量之间呈现非单调变化关系。具体而言: 当入口流量低于 0.2 L/min 时, 随着流量从 0.16 L/min 增至 0.2 L/min, 壁面温度不降反升; 而当流量超过 0.2 L/min 后, 继续增大流量则壁面温度逐渐降低。这一现象反映出合成双射流在较小流量范围内具有更优的散热性能。例如, 在入口流量为 0.16 L/min 时, 开启激励器可使壁面温度降低 3.07°C; 而在 0.4 L/min 时, 降温幅度收窄至 2.57°C, 表明随着主流流量增大, 合成双射流对传热的增强效应有所减弱。其内在机理可解释为: 合成双射流与通道内主流来流之间存在复杂相互作用。在低流量条件下, 射流能够有效抵抗来流冲击, 保持对壁面的直接冷却效果; 随着来流流量增大, 射流易发生偏转, 对壁面的冲击作用减弱, 导致温度降幅减小。尽管如此, 合成双射流仍可通过增强流体扰动、破坏热边界层等方式提升整体对流换热强度。合成双射流对换热性能的影响始终具有积极作用——在任何流量下, 开启激励器均能带来壁面温度的降低。综上, 增大入口流量虽可强化散热, 但合成双射流可在不增加流量的条件下, 达到与传统高流量工况相当的冷却效果, 展现出其在高效热管理中的应用潜力。

在通道的进出口布置了压差计来测量压降。压降随入口流量的变化如图 8 所示。压降反映了装置的流动性能。当激励器关闭时, 通道进出口压降随着入口流量的增加而增加。这是因为通道入口流量增

大, 流速相应增大, 进入通道的动能也会增大, 从而导致压降增加。通道入口流量为 0.16 L/min 时, 压降为 1.22 kPa。将流量增加到 0.4 L/min, 压降增加到 3.33 kPa。压降的增加会引起泵功的增加, 从而提升了能耗, 不利于装置的节能。

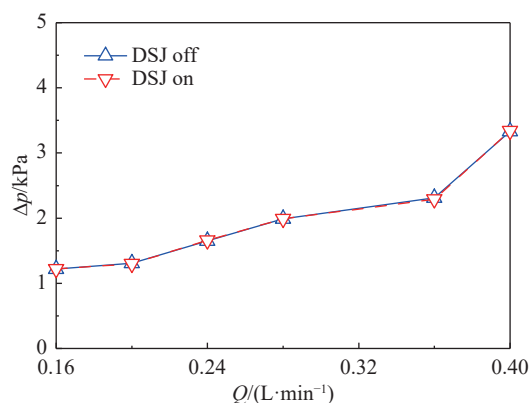


图 8 通道进出口压降随着入口流量的变化

Fig. 8 Variation with the inlet flow rate of the pressure drop at the inlet and outlet of the channel

激励器开启后, 在不同入口流量下, 通道进出口压降均没有增加。这是因为在合成双射流腔体处并没有额外流体注入, 所有流体均从通道入口进入。当振动膜振动时, 射流孔出口产生射流, 此时射流孔附近会产生流阻, 但由于水下合成双射流的低频特性以及射流出口主要位于热源区域, 离通道进出口有一定距离, 因此对通道进出口的压降基本不产生影响。这意味着合成双射流的加入不仅可以降低壁面温度, 增强装置的散热性能, 还基本不会带来额外的流动损失。相比于直接增加入口流量, 合成双射流冷却技术可以节省更多的泵功, 有利于装置的绿色、可持续发展。上述结果充分说明了合成双射流应用于电子器件散热的有效性和可行性。

泵功随着入口流量的变化如图 9 所示。泵功随

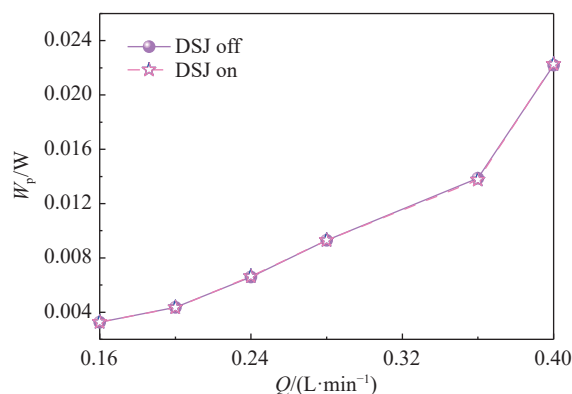


图 9 泵功随着入口流量的变化

Fig. 9 The variation of pump power with inlet flow rate

着入口流量的增加而增加。开启激励器对泵功基本不产生影响。激励器关闭时,当入口流量为 0.16 L/min 时,装置所需要的泵功为 0.003 25 W;进一步增加入口流量为 0.4 L/min 时,装置所需要的泵功增加到 0.022 2 W。开启激励器后,在流量为 0.16 L/min 时,合成双射流能达到甚至远远高于入口流量为 0.4 L/min 时的散热效果,意味着至少能减少 583.08% 的泵功。

2.3 驱动频率的影响

本节保持入口流量为 0.16 L/min、驱动电压为 210 V、热流密度为 652.571 kW/m² 不变,研究了壁面温度随着不同驱动频率的变化。如图 10 所示, $f=0$ Hz 对应于激励器关闭时的工况。开启激励器后,壁面温度显著降低。将驱动频率从 0 Hz 增加到 20 Hz,壁面温度降低了 3.80 °C。此时装置的散热效果强于 2.2 节中将入口流量增加到 0.4 L/min 时对应的散热效果(激励器关闭)。继续增加激励器的驱动频率,壁面温度升高,之后保持基本不变。这是因为振动膜片在水下工作时,具有更好的低频特性。增大驱动频率,反而会削弱膜片的性能。在本文研究的频率中,20 Hz 时合成双射流液冷装置表现最佳。

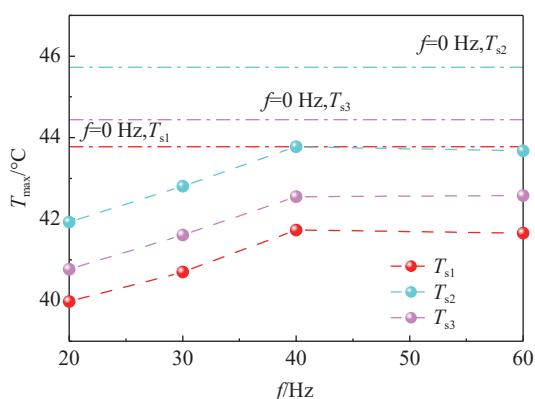


图 10 温度随着频率的变化

Fig. 10 Temperature changes with frequency

通道进出口压降随驱动频率的变化如图 11 所示。将驱动频率从 0 Hz 增加到 20 Hz,通道进出口压降增大,进一步增大驱动频率到 60 Hz,压降减小。但总体来说,压降的变化很小。这是因为膜片在低频时具有更好的工作性能。装置性能随频率的变化规律表明,合成双射流具有很好的散热性能,在最佳工作频率下,能将壁面温度从 44.44 °C 的温度下进一步降低 3.80 °C,而压降仅增加了 0.03 kPa。

2.4 驱动电压的影响

本节保持入口流量为 0.16 L/min、驱动频率为 30 Hz、热流密度为 652.571 kW/m² 不变,研究了装置壁面温度随着驱动电压的变化,如图 12 所示。 $U=0$ V 对应

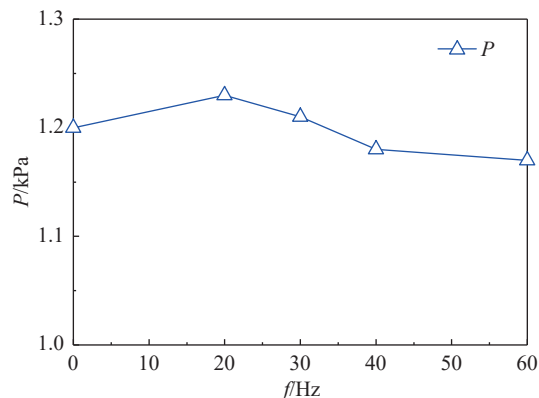


图 11 压降随着频率的变化

Fig. 11 Pressure drop variation with frequency

于激励器关闭时的工况。增加激励器的驱动电压,壁面温度降低。驱动电压越大,壁面温度降低得越明显。这是因为驱动电压越大,振动膜振动越明显,形成的合成双射流的动能越大。合成双射流与来流作用程度增大,对流体的扰动作用越强,流体湍流程度越高。因此壁面温度随着驱动电压的增加而降低。如图 12 所示,当驱动电压为 240 V 时,与激励器关闭时相比,壁面温度下降了 4.16 °C。说明增大膜片驱动电压,装置散热性能增强。

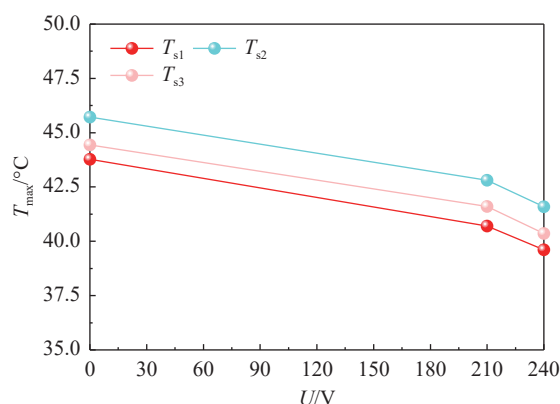


图 12 温度随着驱动电压的变化

Fig. 12 Temperature changes with driving voltage

3 结 论

本文设计了一种多孔合成双射流激励器,沿流向布置 5 个 1.5 mm 的圆孔,研究了 5 个孔在不同参数下对装置性能的影响特性,并首次开展了合成双射流液冷散热实验,揭示了不同参数对装置性能的影响规律和工作特性,验证了合成双射流应用于水下散热的可行性。结论如下:

(1) 壁面温度随着热流密度的增加而升高。热流密度越高,合成双射流对装置的强化换热作用越明显。

(2) 激励器关闭时, 装置壁面温度随着主通道入口流量的增加而降低; 开启激励器后, 装置温度在不同入口流量下进一步降低。与激励器关闭相比, 流量为 0.16 L/min 时, 最高温度降低 3.07 °C。合成双射流对流体的扰动特性增加流体湍流度, 强化换热。增大通道入口流量, 通道进出口压降不断增加。而加入合成双射流对装置通道进出口的压降基本不产生影响。

(3) 装置壁面温度随着驱动电压的增加而降低。当驱动电压为 240 V 时, 最高壁面温度下降了 4.16 °C。说明在膜片可使用的电压范围内, 驱动电压越高, 膜片振动性能越强, 壁面温度越低。频率为 20 Hz, 壁面温度从 44.44 °C 的温度下进一步降低 3.80 °C, 膜片在低频状态下能发挥更好的性能。

(4) 与增加入口流量提升散热性能的方式相比, 合成双射流能在更低的能耗下实现更高的散热性能, 且不增加额外的泵功。在流量为 0.16 L/min 时开启激励器能达到甚至远远高于入口流量为 0.4 L/min 时不开启激励器的散热效果, 意味着至少能减少 583.08% 的泵功。

合成双射流在最佳工作频率和更大的驱动电压下表现出最优的性能, 合成双射流出口的布置形式以及激励器构型对装置性能的影响也很重要, 未来可以开展进一步研究。

参 考 文 献:

- [1] MUDAWAR I. Assessment of high-heat-flux thermal management schemes[J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2001, 24(2): 122–141.
doi: [10.1109/6144.926375](https://doi.org/10.1109/6144.926375)
- [2] VISWANATH R, WAKHARKAR V, WATWE A, et al. Thermal performance challenges from silicon to systems[J]. Intel Technology Journal, 2000(3): 1–16.
- [3] HABIBI KHALAJ A, HALGAMUGE S K. A review on efficient thermal management of air- and liquid-cooled data centers: From chip to the cooling system[J]. Applied Energy, 2017, 205: 1165–1188.
doi: [10.1016/j.apenergy.2017.08.037](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.037)
- [4] NADJIAHI C, LOUAHLIA H, LEMASSON S. A review of thermal management and innovative cooling strategies for data center[J]. Sustainable Computing: Informatics and Systems, 2018, 19: 14–28.
doi: [10.1016/j.suscom.2018.05.002](https://doi.org/10.1016/j.suscom.2018.05.002)
- [5] TUCKERMAN D B, PEASE R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. IEEE Electron Device Letters, 1981, 2(5): 126–129.
doi: [10.1109/EDL.1981.25367](https://doi.org/10.1109/EDL.1981.25367)
- [6] JOY A, K V S, BABY B. Review on fabrication and experimental study of microchannel heat sinks for cooling of electronic components[J]. Materials Today: Proceedings, 2023, 72: 2985–2991.
doi: [10.1016/j.matpr.2022.08.186](https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.08.186)
- [7] JIN Q, YU Y S, XIA Y B. Oscillatory valve effect on pressure drop oscillation in microchannel cooling system[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2023, 206: 123931.
doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.123931](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.123931)
- [8] ZHUANG D W, YANG Y F, DING G L, et al. Optimization of microchannel heat sink with rhombus fractal-like units for electronic chip cooling[J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 116: 108–118.
doi: [10.1016/j.ijrefrig.2020.03.026](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.03.026)
- [9] SHARMA C S, TIWARI M K, ZIMMERMANN S, et al. Energy efficient hotspot-targeted embedded liquid cooling of electronics[J]. Applied Energy, 2015, 138: 414–422.
doi: [10.1016/j.apenergy.2014.10.068](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.068)
- [10] CHEN L, DENG D X, MA Q X, et al. Performance evaluation of high concentration photovoltaic cells cooled by microchannels heat sink with serpentine reentrant microchannels[J]. Applied Energy, 2022, 309: 118478.
doi: [10.1016/j.apenergy.2021.118478](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.118478)
- [11] TAN H, WU L W, WANG M Y, et al. Heat transfer improvement in microchannel heat sink by topology design and optimization for high heat flux chip cooling[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 129: 681–689.
doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.092](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.09.092)
- [12] ALUGOJU U K, DUBEY S K, JAVED A. Optimization of converging and diverging microchannel heat sink for electronic chip cooling[J]. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, 2020, 10(5): 817–827.
doi: [10.1109/TCPMT.2020.2985402](https://doi.org/10.1109/TCPMT.2020.2985402)
- [13] LAU G E, MOHAMMADPOUR J, LEE A. Cooling performance of an impinging synthetic jet in a microchannel with nanofluids: an Eulerian approach[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 188: 116624.
doi: [10.1016/j.applthermaleng.2021.116624](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116624)
- [14] PAWAR S N, MAKAM J S, TOTLA N B. Rectangular and square cross-sections microchannel heat sink CFD simulation and analytical validation using liquid water & water-aluminium oxide nanofluid as a cooling medium[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021, 1145(1): 012093.
doi: [10.1088/1757-899X/1145/1/012093](https://doi.org/10.1088/1757-899X/1145/1/012093)
- [15] YAKHSHI-TAFTI E, TAMANNA S, PEARLMAN H. Experimental investigation on the thermal and hydraulic performance of alumina–water nanofluids in single-phase liquid-cooled cold plates[J]. Journal of Heat Transfer, 2015, 137(7): 071703.
doi: [10.1115/1.4029965](https://doi.org/10.1115/1.4029965)
- [16] ABO-ZAHHAD E M, OOKAWARA S, RADWAN A, et al. Numerical analyses of hybrid jet impingement/microchannel cooling device for thermal management of high concentrator triple-junction solar cell[J]. Applied Energy, 2019, 253: 113538.
doi: [10.1016/j.apenergy.2019.113538](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113538)
- [17] SMITH B L, GLEZER A. The formation and evolution of synthetic jets[J]. Physics of Fluids, 1998, 10(9): 2281–2297.
doi: [10.1063/1.869828](https://doi.org/10.1063/1.869828)
- [18] SINGH P K, SAHU S K, UPADHYAY P K. Experimental investigation of the thermal behavior a single-cavity and multiple-orifice synthetic jet impingement driven by electromagnetic actuator for electronics cooling[J]. Experimental Heat Transfer, 2022, 35(2): 132–158.
doi: [10.1080/08916152.2020.1825546](https://doi.org/10.1080/08916152.2020.1825546)
- [19] WU S Y, ZHOU S Y, XIAO L, et al. Transient cooling experiment of laminar jet impacting on cylinder[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2024, 150: 111053.
doi: [10.1016/j.expthermflusci.2023.111053](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2023.111053)
- [20] AZARIFAR M, ARIK M. Direct numerical simulation of synthetic jet coupled to forced convection cooling in a channel flow[C]//Proc of the

- 2023 22nd IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm), Orlando, FL, USA. IEEE, 2023: 1-8.
doi: [10.1109/ITherm55368.2023.10177569](https://doi.org/10.1109/ITherm55368.2023.10177569)
- [21] BENAYAD Z, LAOUEDJ S, FILALI A. Numerical investigation on the cooling of electronics components with synthetic multi-jets and non-sinusoidal bi-periodic forcing functions[J]. Energy Reports, 2020, 6: 1-9.
doi: [10.1016/j.egyr.2019.10.011](https://doi.org/10.1016/j.egyr.2019.10.011)
- [22] GIACHETTI B, FÉNOT M, COUTON D, et al. Influence of Reynolds number synthetic jet dynamic in crossflow configuration on heat transfer enhancement[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 118: 1-13.
doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.097](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.097)
- [23] KIM K, POKHAREL P, YEOM T. Enhancing forced-convection heat transfer of a channel surface with synthetic jet impingements[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 190: 122770.
doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122770](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122770)
- [24] LEE A, YEOH G H, TIMCHENKO V, et al. Numerical computation and investigation of the characteristics of microscale synthetic jets[J]. Modelling and Simulation in Engineering, 2011, 2011: 358940.
doi: [10.1155/2011/358940](https://doi.org/10.1155/2011/358940)
- [25] LEE A, YEOH G H, TIMCHENKO V, et al. Heat transfer enhancement in micro-channel with multiple synthetic jets[J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 48: 275-288.
doi: [10.1016/j.applthermaleng.2012.04.059](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.059)
- [26] YEOM T, HUANG L Z, ZHANG M, et al. Heat transfer enhancement of air-cooled heat sink channel using a piezoelectric synthetic jet array[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 143: 118484.
doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118484](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118484)
- [27] MOHAMMADPOUR J, LEE A, MOZAFARI M, et al. Evaluation of Al_2O_3 -Water nanofluid in a microchannel equipped with a synthetic jet using single-phase and Eulerian-Lagrangian models[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021, 161: 106705.
doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2020.106705](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106705)
- [28] MOHAMMADPOUR J, SALEHI F, SHEIKHOESLAMI M, et al. Optimization of nanofluid heat transfer in a microchannel heat sink with multiple synthetic jets based on CFD-DPM and MLA[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021, 167: 107008.
doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2021.107008](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107008)
- [29] MOHAMMADPOUR J, SALEHI F, LEE A. Performance of nano encapsulated phase change material slurry heat transfer in a microchannel heat sink with dual-circular synthetic jets[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 184: 122265.
doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122265](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122265)
- [30] MOHAMMADPOUR J, SALEHI F, LEE A, et al. Nanofluid heat transfer in a microchannel heat sink with multiple synthetic jets and protrusions[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2022, 179: 107642.
doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2022.107642](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107642)
- [31] LUO Z B, XIA Z X, LIU B. New generation of synthetic jet actuators[J]. AIAA Journal, 2006, 44(10): 2418-2420.
doi: [10.2514/1.20747](https://doi.org/10.2514/1.20747)
- [32] LUO Z B, DENG X, XIA Z X, et al. Flow field and heat transfer characteristics of impingement based on a vectoring dual synthetic jet actuator[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 102: 18-25.
doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.003](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.003)
- [33] DENG X, LUO Z B, XIA Z X, et al. Experimental investigation on the flow regime and impingement heat transfer of dual synthetic jet[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019, 145: 105864.
doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.039](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.039)
- [34] DENG X, LUO Z B, XIA Z X, et al. Active-passive combined and closed-loop control for the thermal management of high-power LED based on a dual synthetic jet actuator[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 132: 207-212.
doi: [10.1016/j.enconman.2016.11.034](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.11.034)
- [35] LUO Z B, HE W, DENG X, et al. A compacted non-pump self-circulation spray cooling system based on dual synthetic jet referring to the principle of two-phase loop thermosyphon[J]. Energy, 2023, 263: 125757.
doi: [10.1016/j.energy.2022.125757](https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125757)
- [36] HE W, LUO Z B, DENG X, et al. Experimental investigation on the performance of a novel dual synthetic jet actuator-based atomization device[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 142: 118406.
doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.056](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.056)
- [37] KANG Y, LUO Z B, DENG X, et al. Numerical study of a liquid cooling device based on dual synthetic jets actuator[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 219: 119691.
doi: [10.1016/j.applthermaleng.2022.119691](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119691)
- [38] KANG Y, LUO Z B, DENG X, et al. Dual synthetic jet actuator and its applications: part IV: analysis of heat dissipation and entropy generation of liquid cooling with dual synthetic jet actuator[J]. Actuators, 2022, 11(12): 382.
doi: [10.3390/act11120382](https://doi.org/10.3390/act11120382)
- [39] 彭磊, 罗振兵, 邓雄, 等. 水下合成双射流流场特性与推力特性实验研究[J]. 空气动力学学报, 2017, 35(2): 290-298.
PENG L, LUO Z B, DENG X, et al. Experimental investigation on characteristics of flow field and propulsion of dual synthetic jets in water[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2017, 35(2): 290-298(in Chinese).
doi: [10.7638/kqdlxxb-2016.0183](https://doi.org/10.7638/kqdlxxb-2016.0183)

(本文责编: 张天航)