



·前沿技术与交叉科学·

嵌入式微通道散热器实验与数值研究*

姜文涛¹, 赵 锐², 程文龙¹

(1. 中国科学技术大学 工程科学学院, 合肥 230026; 2. 合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 合肥 230009)

摘 要: 针对高热流密度固体激光器的散热问题, 借助微机电系统 (MEMS) 技术, 利用微通道/热源协同设计方法, 换热器采用连续 S 型微通道, 并利用歧管形成分层分段流动, 研制出了一套微型紧凑的嵌入式歧管 S 型微通道散热器, 并开展了实验研究。使用 HFE-7100 作为冷却工质, 在发热面局部最高温度小于 100 °C、平均温升小于 45 °C 的情况下, 两相时可带走 625 W/cm² 的热通量, 相比传统的歧管矩形微通道散热器提高了 12%, 但流阻增大了约 56%; 利用数值模拟方法, 通过改变 S 型的振幅和波长, 根据发热面平均温度、换热面平均努塞尔数、压降和综合性能因子来评估 S 型微通道散热器的结构参数对其散热能力和流动阻力的影响, 寻找 S 型微通道的最优结构设计参数组合。结果表明该散热器的综合性能因子在一个特定的 S 型形状下存在最佳值。

关键词: 微通道散热; S 型微通道; 歧管; 换热实验; 数值模拟

中图分类号: TK124

文献标志码: A

doi: 10.11884/HPLPB202335.230071

Experimental and numerical study of embedded microchannel heat sink

Jiang Wentao¹, Zhao Rui², Cheng Wenlong¹

(1. College of Engineering Science, University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China;

2. School of Automotive and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: To solve the heat dissipation problem of high heat flux density solid-state laser, a set of micro-compact embedded manifold S-shaped microchannel heat sink was developed using the MEMS technology and the microchannel/heat source co-design method. The heat exchanger uses continuous S-shaped microchannels and the manifold is used to form tiered and segmented flow. Experiment was conducted, using HFE-7100 as the cooling medium. Results show that the heat sink can dissipate 625 W/cm², with a local maximum temperature of less than 100 °C and an average temperature rise of less than 45 °C. Compared with the traditional manifold rectangular microchannel heat sink, the heat dissipation performance of S-shaped microchannel increased by 12%, but the flow resistance increased by about 56%. Numerical simulation methods were used to evaluate the structural parameters of the S-shaped microchannel heat sink's heat dissipation ability and flow resistance by changing the amplitude and wavelength of the S shape according to the average temperature of the heating surface, average Nusselt number of the heat transfer surface, pressure drop, and comprehensive performance factor, to find the optimal structure design parameter combination of the S-shaped microchannel. The results show that the comprehensive performance factor of the heat sink has an optimal value under a specific S-shaped configuration, which will be used in subsequent studies.

Key words: microchannel cooling, S-shaped microchannel, manifold, heat exchange experiment, numerical simulation

固体激光器具有高功率输出、高效能、高可靠性和寿命长的优点, 在军事、医疗、通信、材料加工等领域都有广泛的应用。有研究者利用计算流体力学方法 (CFD), 对固体激光器所用的微通道冷却器结构进行了一些数值模拟研究^[1-2]。其中热点的产生和不均匀的热流密度将为激光器芯片散热带来更大挑战, 高热流密度散热问题也愈发明显。微通道液冷是新兴的散热技术之一, 自 1981 年 Tuckerman 等人^[3]提出一种高效紧凑的水冷微通道散热器以来, 微通道的几何结构就得到了众多学者的研究。

* 收稿日期: 2023-04-01; 修订日期: 2023-06-02

联系方式: 姜文涛, wentao8306@163.com。

通信作者: 程文龙, wlcheng515@163.com。

S型是微通道的一种结构优化,与矩形微通道相比,它能提供更强的流场扰动和更大的传热面积。目前S型微通道的研究主要集中在通道结构设计、仿真优化和实验三个方面。Borah等人^[4]在雷诺数为100~500范围内,使用水作为单相换热工质,并在微通道散热器底部应用均匀的热流密度,对带有锥形的波浪形双层微通道散热器的热工水力性能进行了数值分析;Gao等人^[5]设计了正弦波式S型微通道热沉,以去离子水为冷却工质对功率模块进行数值研究,探究了发热功率、进口雷诺数及正弦通道几何参数对热沉传热性能的影响。Li等人^[6]研究了波状通道对混合微通道的影响,详细分析了热源表面的温度分布和传热特性。指出在特定的横截面下存在最佳的冷却性能。Al-Hasani等人^[7]通过试验和仿真分析,发现分布于主流域的二次流道可增强冷却流体掺混,进而强化换热,不过会增大压损。Zeng等人^[8]制造了一种交错S型微通道散热器,研究了冷热侧不同雷诺数对传热和流动阻力特性的影响。Jiang等人^[9]将错排S型微通道散热器应用在跨临界天然气研究领域,通过数值模拟分析了错排S型微通道在不同工作压力和雷诺数下的热工水力性能。

为提高微通道的换热性能,不论是增加微通道深宽比还是提高入口流量,都会受到流阻和泵功率的制约。因此,Harpole和Eninger^[10]在1991年提出了歧管微通道单相流散热的概念。相较于平面流动的传统微通道结构,歧管微通道不仅引入了射流冲击,而且内部多个分级分段的流体入口缩短了微通道内流体有效流动长度,从而降低了压降,具有更好的传热与流动性能。陈超伟等人^[11]设计了特定孔隙率的多孔鳍歧管微通道,可以显著降低热阻和压降。Drummond等人^[12-14]设计并制造了一种分层歧管矩形微通道,考虑了芯片热点问题,研究了不同深宽比通道的歧管微通道散热器的传热性能,并进行了微通道中过冷沸腾流动的可视化工作。Pan等人^[15]设计了一种错排式微针肋歧管微通道散热器,探究了相同压降下通道深宽比和针肋排布纵横间距比对传热性能的影响。谢文远等人^[16]借助MEMS技术搭建了试验装置,通过歧管结构引入射流效应并缩短微通道长度,在保证高效散热的同时降低流动阻力。在压降小于40 kPa的情况实现了超过平均450 W/cm²的散热。

因此,本工作在歧管矩形微通道散热器的基础上,将流道类型改进为连续S型。对歧管S型微通道的传热与流动性能进行了实验和数值研究。

1 微通道实验系统和方法

基于微机电系统(MEMS)技术,本文利用微通道/热源协同设计方法,将微通道冷却模块嵌入热测试芯片中,构建出了集成有高热流密度加热模块和高深宽比微通道冷却模块的热测试芯片。同时,换热器采用连续S型微通道,并利用歧管形成分层分段流动,研制出了一套微型紧凑的嵌入式歧管微通道散热器。

1.1 实验台工作原理及组成

针对研制出的嵌入式歧管微通道散热器,以电子氟化液HFE-7100为工质,搭建了如图1所示的流动回路。工质从透明储液罐流出,经过过滤器过滤杂质,由齿轮泵驱动,流量由液体流量计监测。实验中通过板式换热器实现高温流体冷凝和控温,再回到储液罐。进出口处的压力和温度使用压力传感器和T型热电偶进行测量。使用恒温水槽提供冷却液,通过微型板式换热器进行高温流体的控温。使用可编程直流电源为九个铂电阻加热器输入电压,电加热模拟面热源发热。九个加热器分别对应四线制RTD监测发热面温度,散热器进出口处采用K型热电偶测温,压力传感器和微流量计测量压力和流量。所有数据通过安捷伦数据采集仪采集并转换成电信号输出至计算机。

1.2 实验件结构

实验件整体结构如图2(a)所示,实验件由基座、歧管、微通道板(热测试芯片)、加压板和两片印刷电路板(PCB)组成。微通道板外部尺寸为20 mm×20 mm×0.5 mm,正面是加热电路和传感器(图2(b)),模拟面热源并进行测温;背面布置有匹配热源的内嵌微通道阵列(图2(c)),是换热的主要场所。散热器的实物图如图2(d)所示,另外通过光学显微镜和电子扫描显微镜观察S型和矩形微通道的微观结构,微通道的实际结构参数见表1。

为便于讨论,后续实验结果分析将使用标称通道尺寸,即矩形微通道:15 μm×150 μm;连续S形微通道:15 μm×150 μm。其余参数与表1一致。

1.3 实验结果和分析

实验中,发热面的热流密度 q'' 的计算是通过热输入功率除以芯片发热面积得到的,电加热方式中的热输入功率认为等于供电功率 P_{el} ,则 q'' 可描述为

$$q'' = \frac{Q}{A_t} = \frac{P_{el}}{A_t} = \frac{UI}{A_t} \quad (1)$$

式中: U 为加热器的输入电压; I 为输入电流; A_t 为发热面积,实验件中热测试芯片的发热面积为0.25 mm²。

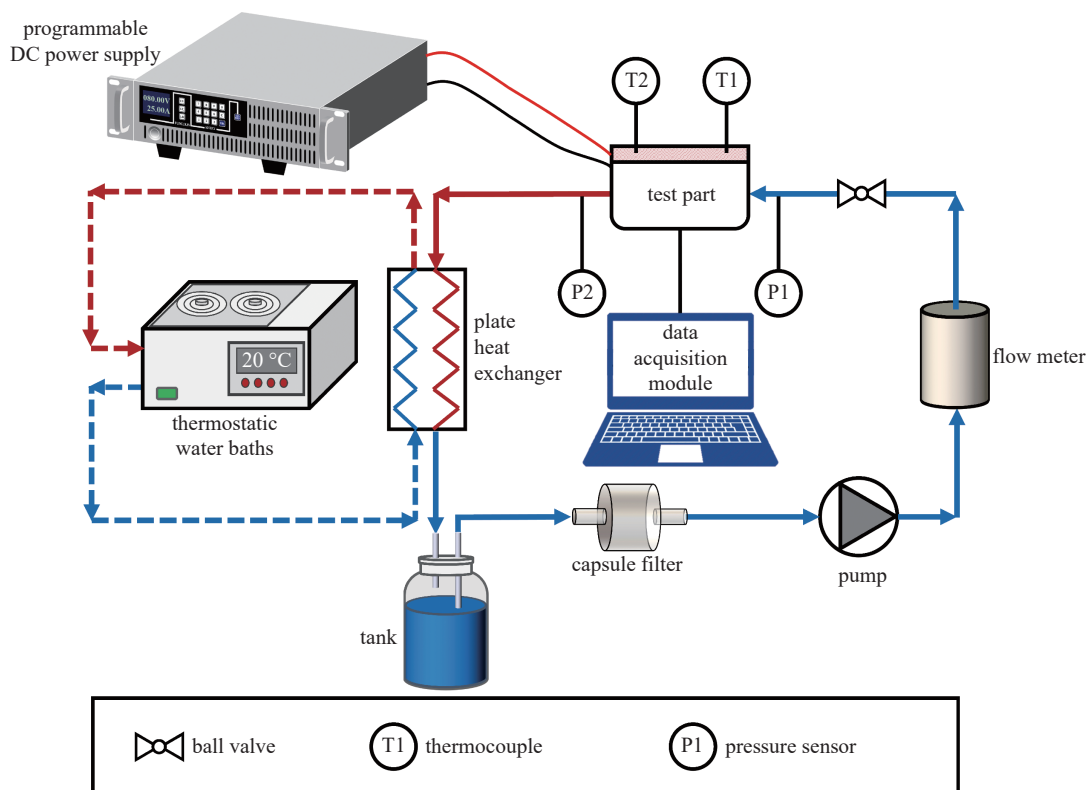
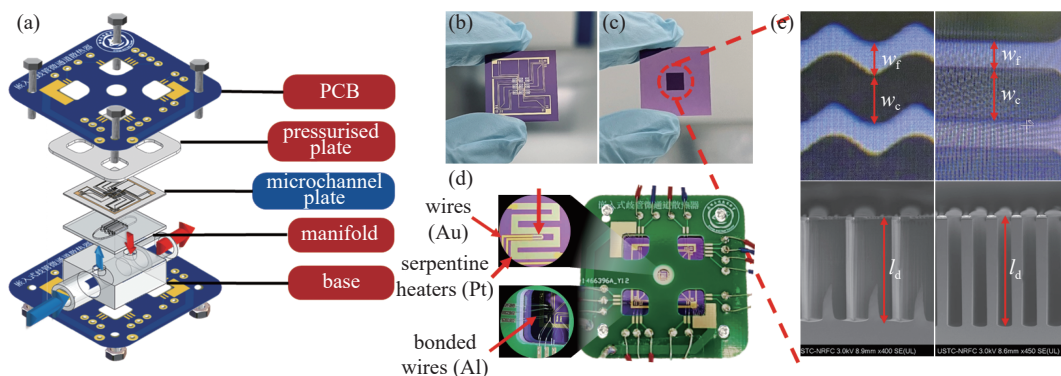


Fig. 1 Schematic diagram of flow circuit

图 1 流动回路示意图



(a) overall diagram; (b) front of microchannel plate; (c) back of microchannel plate; (d) physical view of the heat sink; (e) microchannel structure

Fig. 2 Schematic diagram of the heat sink, physical diagram of the package and microstructure of the two microchannels (S-shaped and rectangular)

图 2 散热器整体示意图、封装实物图和两种微通道(S型和矩形)的微观结构

表 1 微通道结构参数

Table 1 Microchannel structure parameters

type of channels	channel length l_c/mm	channel width $w_c/\mu m$	channel depth $l_d/\mu m$	aspect ratio of channel α	fin width $w_f/\mu m$	substrate thickness $l_b/\mu m$	channel number n
rectangular microchannel	5	17	145	8.5	13	350	167
S-shaped microchannel	5	16	156	9.8	14	350	167

在 22 °C 下, 控制实验进口流体温度为 20 °C, 选取微通道质量流量分别为 1500、2000 和 2500 kg/(m²·s), 分别测试了热流密度在 0~600 W/cm² 范围内, S 型和矩形微通道的传热与流动性能。

1.3.1 发热面温度均匀性研究

实验件采用如图 3 所示的 9 个蛇形加热器并联发热来模拟芯片面热源, 发热面积为 5 mm×5 mm。每个线热源中心布置有测温点(四线制 RTD), 连接至数据采集模块后可以实时观察芯片温度变化。实验中, 通过 9 个测温点监测散热器发热面的温度变化, 对 9 个测温点温度值进行时空平均处理, 得到发热面平均温度 T_a 。实验中, 发热面

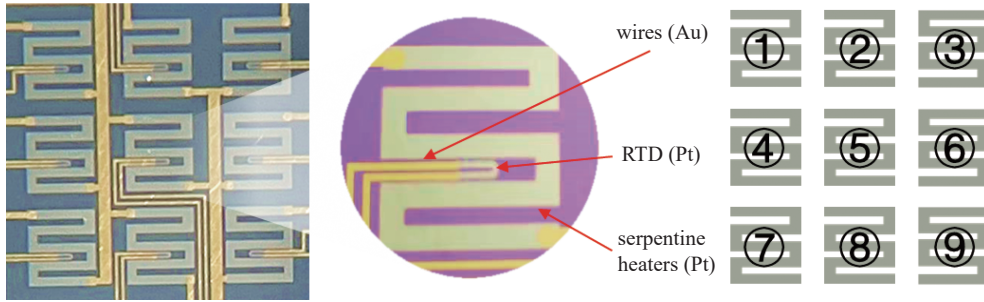


Fig. 3 Distribution of serpentine heaters on the chip surface

图 3 发热面蛇形加热器分布情况

温度分布呈现出了空间上的非均匀性,而高热流密度固体激光器的最高温度和最大温差是关键的性能指标之一。因此,除了以发热面平均温度为基准来评估散热器的传热性能外,还需对发热面温度的均匀性进行探究。当发热面温度大幅升高且长时间达不到稳态温度,或者发热面局部最高温度超过 100 °C 时,会及时停止加热以避免实验件损坏。

图 4 为在微通道入口质量流量 $G=2000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,随着热流密度的增加,实验件(矩形和 S 型微通道)发热面温度的变化情况,包括 9 个测点稳态温度和发热面平均温度 T_a 。在低热流密度(小于 $250 \text{ W}/\text{cm}^2$)时,因液体热输入低于达到饱和温度所需的热量,微通道内主要进行单相换热,实验件出口工质保持为液态(单相区)。单相区内,矩形微通道散热器发热面最大温差不超过 5 °C, S 型的发热面温度变化不超过 10 °C(如图 5 所示,此时的入口质量流量 $G=2000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$)。

经过对比发现,矩形微通道散热器在单相区的最大温差随热流密度增长较为缓慢,展现出较良好的散热能

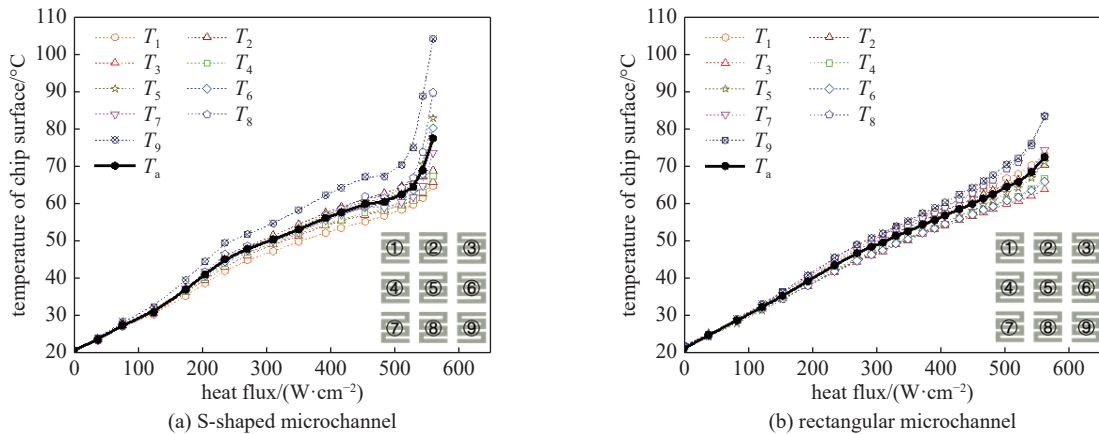


Fig. 4 Variation of chip surface temperature with heat flow density

图 4 发热面温度随热流密度的变化

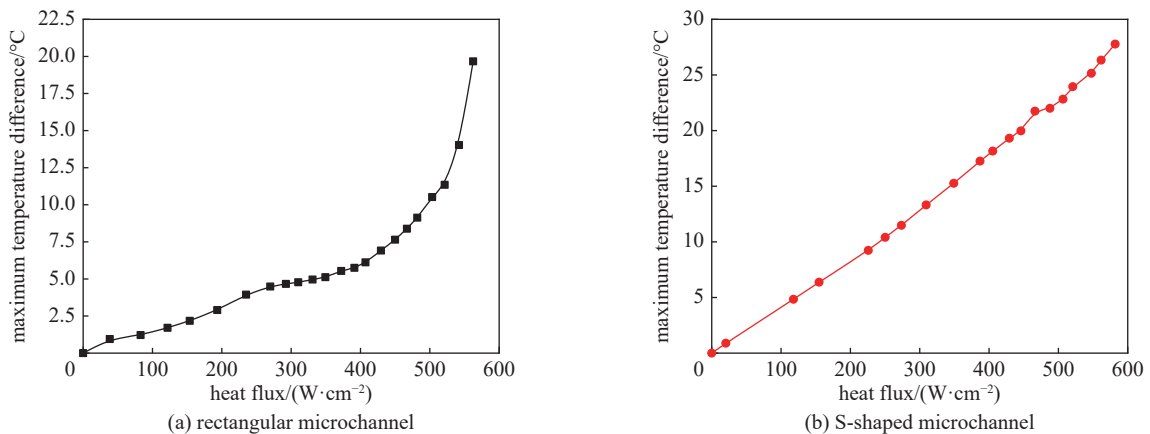


Fig. 5 Variation of maximum temperature difference on the chip surface with heat flow density

图 5 发热面最大温差随热流密度的变化

力。进入两相区后,矩形微通道散热器的最大温差先是进一步减缓增长,而后加速增长,原因是较早达到了临界热流密度(CHF),出现了传热恶化。相比之下,S型微通道散热器的发热面最大温差一直保持稳步增长,单相与两相换热的区别不大,但温度均匀性不如矩形微通道,推测和封装公差有关。后续实验中,均观察到上述的发热面温度变化趋势。单相区时,发热面各处温度相对均匀;进入两相区,局部温度逐渐发散,表面最大温差出现在最大热流密度处,此时通道底部可能发生局部干烧,出现传热恶化。

1.3.2 传热曲线

低热流密度时,工质主要进行单相换热,表面温度随热流密度增大而线性增加,如图6所示。入口质量流量越大,流速越高,单相换热的传热曲线斜率越大,相同的发热面温度下可以带走更高的热流密度。不同质量流量下,传热曲线均出现转折热流密度,之后汽化加剧,通道底部出现局部沸腾,两相换热开始占优。对比两种微通道,单相区的换热能力较为接近,但S型的两相换热能力明显强于矩形,矩形微通道在 600 W/cm^2 以下就出现了传热恶化。因此S型微通道适合需要两相换热的高热流密度散热器热管理方案。

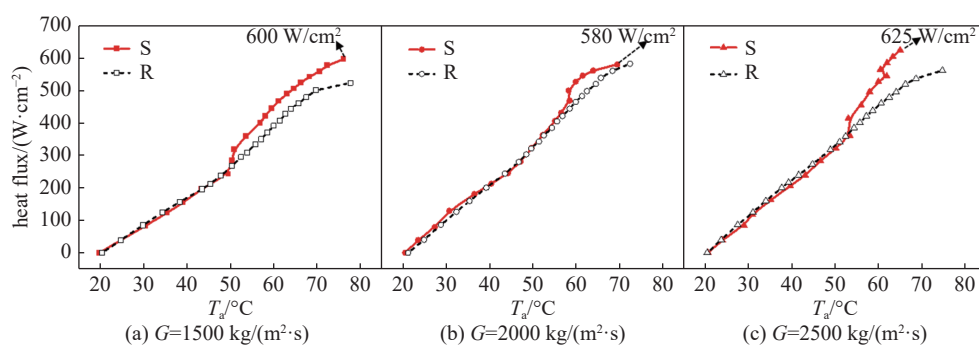


Fig. 6 S-shaped (S) and rectangular (R) microchannels with heat flow density as a function of the average temperature of the heat generating surface

图6 S型(S)与矩形(R)微通道,热流密度作为发热面平均温度的函数

1.3.3 进出口压降

图7显示了三种入口质量流量下,S型与矩形微通道进出口压降 p 随热流密度变化的曲线。该压降评估了流体经过基座和歧管内通道变向和分配阻力,以及微通道内流体的流动阻力。不同质量流量下,随着热流密度增加,压降先大幅降低后基本稳定,显示出一个明显的转折热流密度,同时该转折热流密度随着质量流量的增大而增大。因为在单相区内,随着工质温度升高,其粘度和表面张力减小,致使流动阻力降低,压降呈大幅下降趋势。

随着温度逐渐升高,流体汽化加剧以及局部沸腾的发生,流体体积增大对压降的提高与温升对压降的降低效果基本持平,致使流体压降保持基本稳定。随着热流密度进一步增加,工质进入两相流状态,逐渐达到临界热流密度,沸腾区域扩大,导致流体体积膨胀,压降出现提高。但相同热流密度范围内,S型微通道散热性能更优,发热面温度较低,汽化程度不高,并未出现压降升高的现象。同种流量下的单相换热,S型微通道的压降相比矩形更大;两相换热区,两者压降较为接近。

2 嵌入式歧管S型微通道散热器数值模拟研究

2.1 物理模型

基于上述微通道散热器,建立如图8(a)的嵌入式歧管S型微通道散热器的物理模型,进行数值模拟。模型中,热测试芯片基体底部为面热源,将S型微通道阵列嵌入该芯片中,形成单片集成的嵌入式微通道散热器,微通道上方叠加歧管形成分层分段流动结构。

由于散热器通道和翅片沿垂直于中心线方向重复排布,流场呈现周期性重复特点。为简化计算,选取如图8(b)

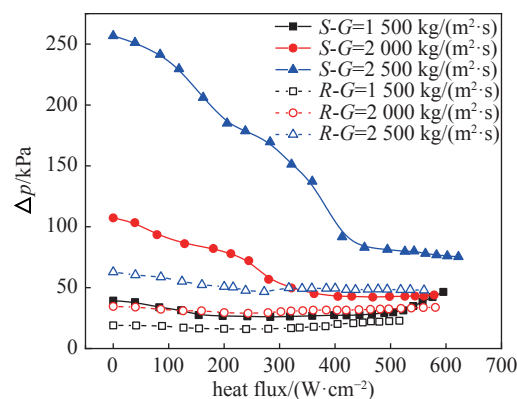


Fig. 7 Variation of inlet and outlet pressure drop with heat flow density in S-shaped (S) and rectangular (R) microchannels

图7 S型(S)与矩形(R)微通道进出口压降随热流密度的变化

中所示的单通道歧管结构作为数值计算的单元结构模型。如图 8(c), S 型微通道结构参数 A 和 B 即为本文所研究的 S 型微通道散热器几何参数。散热器尺寸参数如表 2 所示。

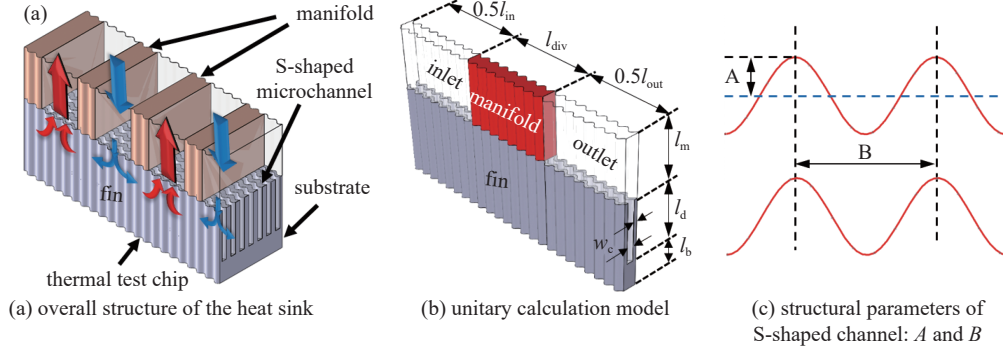


Fig. 8 Physical model of the heat sink for S-shaped microchannel

图 8 S 型微通道散热器物理模型

表 2 几何模型结构参数汇总

Table 2 Summary of structural parameters of the geometric model

channel length	channel width	fin width	channel depth	substrate thickness	inlet width	outlet width	diversion opening	inlet fluid temperature	heat flux
l_c/mm	$w_c/\mu\text{m}$	$w_f/\mu\text{m}$	$l_d/\mu\text{m}$	$l_b/\mu\text{m}$	$l_{in}/\mu\text{m}$	$l_{out}/\mu\text{m}$	width $l_{div}/\mu\text{m}$	T_{in}/K	$q''/(\text{W}\cdot\text{cm}^{-2})$
5	15	15	150	150	400	400	200	298	300

选取工质流体为 HFE-7100, 散热器固体翅片和基体材料选用硅 (Si)。工质流体和固体材料的物性参数汇总在表 3^[17-18]。在选取的工况下, 工质流体的热物性随温度和压力变化较小, 认为具有常物性。通过改变微通道几何结构中的 A 和 B , 来研究 S 型几何参数对散热器的传热和流动性能的影响。

表 3 HFE-7100 和 Si 的物性参数

Table 3 Physical parameters of HFE-7100 and Si

material	$\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	$c_p/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	$k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	$\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$
HFE-7100	1511.23	1235.26	6.46×10^{-2}	6.7917×10^{-4}
Si	2330	712	148	/

2.2 参数定义和边界条件

通过引入综合性能因子 η 来评估散热器的综合性能^[19]

$$\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

式中: Nu 和 f 为歧管 S 型微通道内流体平均努赛尔数和摩擦因子; Nu_0 和 f_0 为歧管矩形微通道内的流体平均努赛尔数和摩擦因子。

不可压缩流体的连续性方程

$$\nabla \rho_f \mathbf{u} = 0 \quad (3)$$

式中: ρ_f 为工质的密度; \mathbf{u} 为工质流动的速度矢量; ∇ 是微分算子。

流体动量方程

$$(\mathbf{u} \cdot \nabla) \rho_f \mathbf{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (4)$$

式中: ρ_f 为工质的密度; \mathbf{u} 为工质流动的速度矢量; ∇ 是微分算子; p 是流体的压强; μ 是流体动力粘度。

流体能量方程为

$$\rho_f c_{p,f} (\mathbf{u} \cdot \nabla T) = k_f \nabla^2 T \quad (5)$$

式中: ρ_f 为工质的密度; \mathbf{u} 为工质流动的速度矢量; ∇ 是微分算子; $c_{p,f}$ 是流体的比热容; k_f 是流体热导率; T 为流体温度。

进出口边界条件分别为质量通量入口及压力出口。散热器翅片径向传热过程中各通道间温度域和工质的流

动速度呈现周期性变化^[5], 表达式为

$$\sigma = \frac{T(\mathbf{r}+\mathbf{L})-T(\mathbf{r})}{L} = \frac{T(\mathbf{r}+n\mathbf{L})-T(\mathbf{r}+(n-1)\mathbf{L})}{L} \quad (6)$$

式中: σ 为周期性温度梯度; \mathbf{L} 为周期长度向量; L 为周期长度。

工质的流动速度在各通道间也呈现周期性变化, 因此各通道速度域可表示为

$$u(\mathbf{r}) = u(\mathbf{r}+\mathbf{L}) = u(\mathbf{r}+n\mathbf{L}) \quad (7)$$

用有限体积法对上述控制方程进行离散, 并用 SIMPLE 方法耦合求解速度-压力方程^[20]。

2.3 数值模型验证

为验证计算模型的网格独立性和仿真计算方法的准确性, 选取第 1 节中制造的歧管矩形微通道散热器的实验数据与本文的仿真计算结果进行对比。图 9(a) 所示为研究网格数量对计算结果的影响, 发现节点数达到 240 万时, 进出口压降 Δp 与 Nu 基本不变。

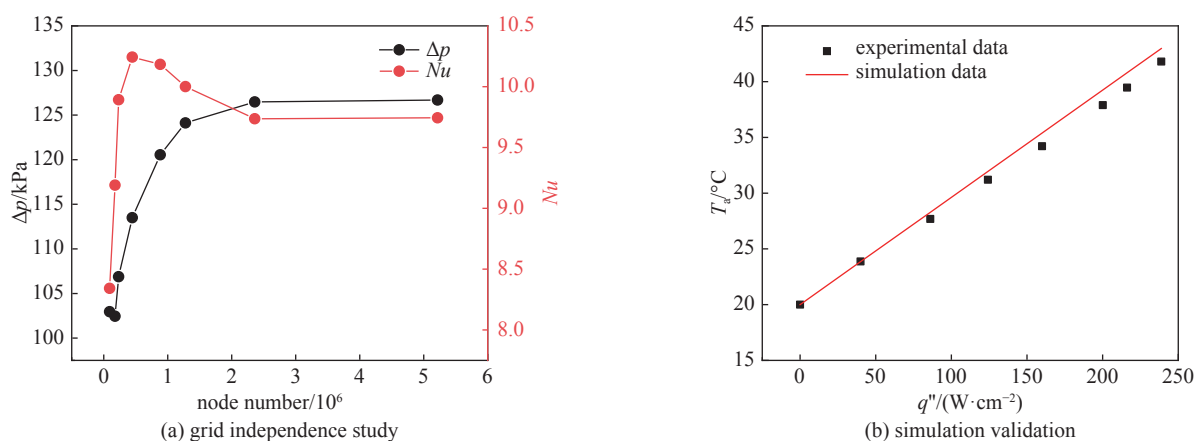


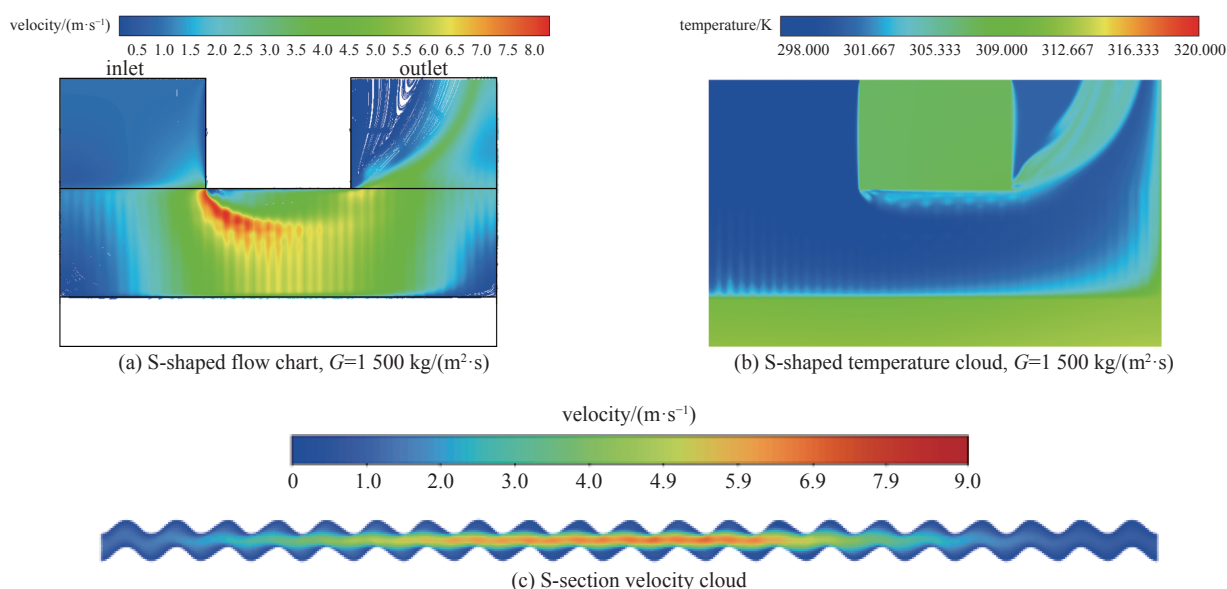
Fig. 9 Grid independence research and simulation verification

图 9 网格独立性研究和仿真验证

选取 240 万网格模型的数值模拟结果与实验结果进行对比, 如图 9(b) 所示, 发热面温度的模拟与实验结果的误差在 3% 以内。结果表明, 计算方法准确可靠。

2.4 歧管 S 型微通道与歧管矩形微通道的传热与流动性能比较

本节比较了歧管 S 型微通道和歧管矩形微通道散热器在单相流动中的传热和流动特性。图 10 所示为两种散热器的温度、速度云图和流线图。相较于矩形微通道, S 型微通道中翅片对于流场的扰动增强, 流体对换热壁面的冲刷更剧烈, 加剧了边界层的破坏与重建, 从而强化了壁面流与核心流的热交换。



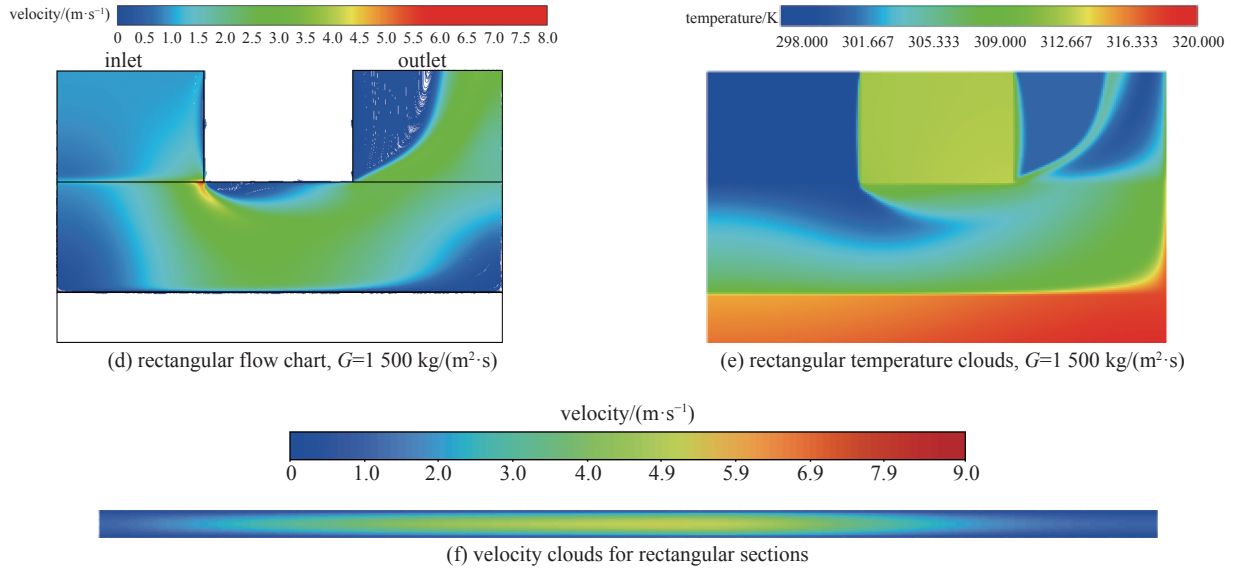


Fig. 10 Temperature, velocity nephogram and streamline diagram of manifold S-shaped and straight wall microchannels

图 10 歧管 S 型与歧管矩形微通道的温度、速度云图和流线图

2.5 S 型微通道几何结构参数对散热器的影响研究

S 型微通道波峰波谷的起伏程度与交替频率对其传热与流动性能具有重要影响,研究了微通道几何尺寸参数 A 、 B 对该嵌入式歧管 S 型微通道综合性能的影响。其中振幅参数 A 对应 S 型的振幅,选取 $2\sim 7\ \mu\text{m}$; 频率参数 B 对应 S 型的波长,选取 $30\sim 80\ \mu\text{m}^{-1}$ 。

2.5.1 振幅参数 A

图 11(a) 中,随着 S 型微通道的振幅增大,发热面平均温度 T_a 单调下降。这是因为壁面流动的波动扩大了二

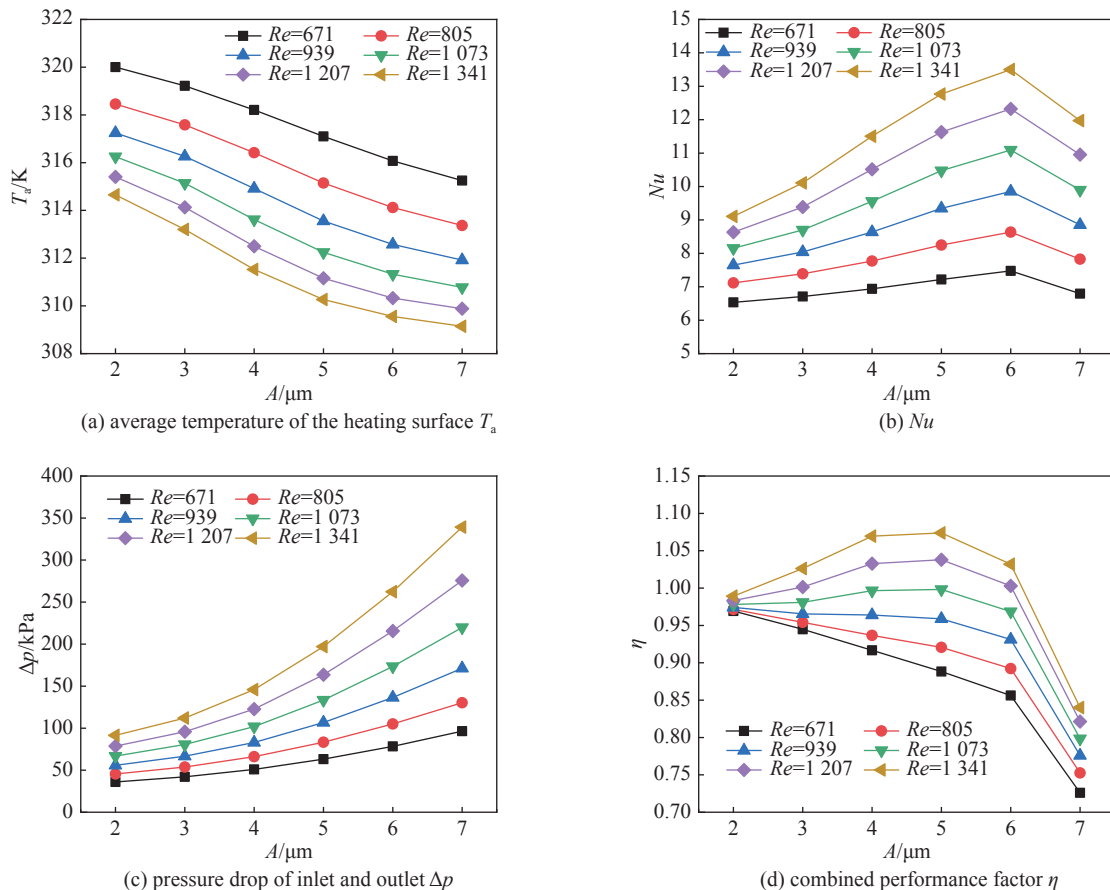


Fig. 11 Effect of amplitude parameter A on heat transfer and flow performance of the microchannel

图 11 振幅参数 A 对微通道传热及流动性能的影响

次流区域, 加剧了近壁面边界层的破坏和重建, 增强了壁面流与核心流的混合和传热。图 11(b) 表明换热面积的增加和流场扰动的加剧会促进传热性能的提高。虽然振幅过大会扩大流体停滞区域, 从而削弱传热性能, 但是 S 型微通道在振幅 $A=6 \mu\text{m}$ 附近取得了最佳换热效果, 其换热性能整体仍然有所增强。同时, 随着振幅的增大, 进出口压降也会增加, 大流量下增长尤为明显。

如图 11(d) 中显示, 在小雷诺数 $Re_{in}=671\sim 939$ 下, S 型微通道的综合性能因子随着振幅的增加一直呈单调下降的趋势; 在较大雷诺数 $Re_{in}=1073\sim 1341$ 下, 综合性能因子随着振幅的增加呈现先增加后减小的趋势, 在振幅 $A=5 \mu\text{m}$ 附近存在最高点。同时在振幅 $A=6 \mu\text{m}$ 附近, S 型微通道的综合性能因子下降趋势明显加剧。

2.5.2 频率参数 B

S 型微通道几何构型中, 频率参数 B 对应的是 S 型的波长大小, 波峰波谷的交替频率变化对于综合传热与流动性能影响显著。

如图 12(a), 随着 S 型微通道波长的减小, 发热面平均温度 T_a 单调下降。这是由于波峰波谷与壁面流的碰撞频率增加, 流场扰动加剧, 同时形成了二次旋涡, 加强了流体的换热。在图 12(b) 中, S 型微通道在频率参数 $B=70 \mu\text{m}^{-1}$ 时, 换热面平均 Nu 最高, 也是 T_a 下降趋势放缓的位置, 并且进出口压降也随着 B 的增大而增大。不同流量下, 综合性能因子在 $B=70 \mu\text{m}^{-1}$ 附近达到了极值, 表明此处的 S 型微通道具有优良的流动与传热性能。

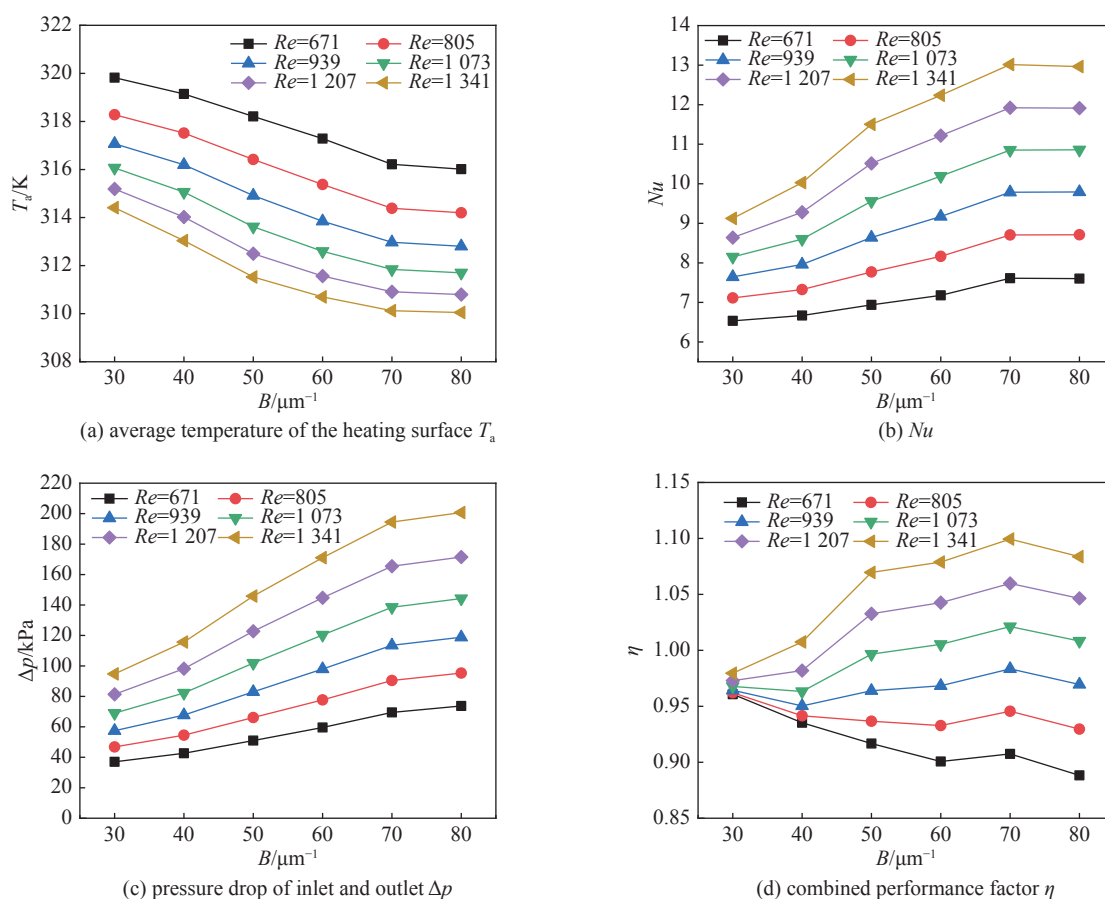


Fig. 12 Effect of frequency parameter B on heat transfer and flow performance of the microchannel

图 12 频率参数 B 对微通道传热及流动性能的影响

3 结论

通过协同设计芯片热源与矩形微通道, 制造了一套微型紧凑、用于芯片散热的嵌入式歧管微通道散热器。热测试芯片正面的发热器和背面的微通道阵列覆盖区域均为 $5 \text{mm} \times 5 \text{mm}$ 左右。单微通道宽 $15 \mu\text{m}$, 深 $150 \mu\text{m}$, 结合歧管结构来为高纵横比微通道分层分段分配流体。对该散热器在单相区和两相区的传热和流动性能进行了测试和分析。在此基础上, 将微通道构型改为连续 S 型, 采用 CFD 模拟方法对计算模型进行了数值分析。比较了歧管矩形微通道和歧管 S 型微通道在单相层流流固耦合中的传热与流动性能。同时研究了进口雷诺数 Re_{in} 、振幅和波长对歧管 S 型微通道散热器传热与流动性能的影响, 在振幅参数 A 为 $2\sim 7 \mu\text{m}$ 与频率参数 B 为 $30\sim 80 \mu\text{m}^{-1}$ 的工

况下,对 S 型微通道的几何构型进行了仿真优化。主要结论可归纳为以下几点:

(1)使用制造的嵌入式矩形歧管微通道散热器,在压降小于 33 kPa 和发热面温升小于 52 °C 的情况下,可带走的热流密度高达 580 W/cm²。

(2)随着热流密度增加,进出口压降先降后升,单相区随着温度升高、工质的粘度和表面张力减小,致使流动阻力降低,压降呈下降趋势。温度与压力转折热流密度基本一致,热流密度继续增大时,两相散热占优,汽化加剧导致体积膨胀,压降开始变大。

(3)相同入口流量下,在发热面局部最高温度小于 100 °C、平均温升小于 45 °C 的情况下,两相时可带走 625 W/cm² 的热通量,相比传统的歧管矩形微通道散热器提高了 12%。

(4)随着 S 型振幅增加,传热性能和压降同时增强。小入口流量下,综合性能因子随着振幅的增加一直单调下降;大入口流量下,综合性能因子随着振幅的增加先增加后减小,存在最佳值。

(5)随着 S 型波长减小,传热性能和流动阻力同时增强。综合性能因子存在极值。

在高热流密度固态激光器应用中,嵌入式微通道散热器具有高效、微型化和可控制的特点,可以显著提高固态激光器的散热性能,有效防止过高温度导致的故障和寿命缩短。其采用微型化的流道设计和导流形状,提高换热效率,并缩小散热器的尺寸,节省空间,便于集成和制造。同时,也可以更好地控制固态激光器的温度。综上,嵌入式微通道散热器在高热流密度固态激光器应用方面具有重要的价值。

致 谢 本文的部分工作在中国科学技术大学微纳研究与制造中心完成,感谢周典法、王秀霞、刘海涛等几位工程师提供微纳加工的帮助。

参考文献:

- [1] 潘娜娜,潘艳秋,俞路,等.微通道冷却器内流动和传热特性的数值模拟[J].*强激光与粒子束*,2016,28:021002.(Pan Nana, Pan Yanqiu, Yu Lu, et al. Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics in microchannel cooler[J]. *High Power Laser and Particle Beams*, 2016, 28: 021002)
- [2] 卢鹏,潘艳秋,俞路,等.固体激光微通道冷却器内流动特性的数值模拟[J].*强激光与粒子束*,2014,26:051008.(Lu Peng, Pan Yanqiu, Yu Lu, et al. Numerical simulation of flow characteristic in solid-state laser microchannel cooler[J]. *High Power Laser and Particle Beams*, 2014, 26: 051008)
- [3] Tuckerman D B, Pease R F W. High-performance heat sinking for VLSI[J]. *IEEE Electron Device Letters*, 1981, 2(5): 126-129.
- [4] Borah S, Tamuli B R, Bhanja D. Thermohydraulic performance intensification of wavy, double-layered microchannel heat sink with height tapering[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2023, 37(1): 119-132.
- [5] 高智刚,郑达文,尚小龙,等.功率模块正弦微通道热沉周向传热特性分析[J].*工程热物理学报*,2022,43(5):1267-1275.(Gao Zhigang, Zheng Dawen, Shang Xiaolong, et al. Circumferential heat transfer analysis of sinusoidal microchannel heat sink on power module[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2022, 43(5): 1267-1275)
- [6] Li Peisheng, Hong Jian, Zhang Ying, et al. Effect of waveform channel on the cooling performance of hybrid microchannel[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2022, 36(3): 520-533.
- [7] Al-Hasani H M, Freegah B. Influence of secondary flow angle and pin fin on hydro-thermal evaluation of double outlet serpentine mini-channel heat sink[J]. *Results in Engineering*, 2022, 16: 100670.
- [8] Zeng Chen, Song Yinxi, Zhou Xiang, et al. Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics in a microchannel heat exchanger assembly with s-shaped fins[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 210: 118406.
- [9] Jiang Qingfeng, Pan Chongyao, Guo Ting, et al. Thermal hydraulic characteristics of trans-critical natural gas flowing through staggered S-shaped fin microchannel[J]. *Cryogenics*, 2022, 124: 103491.
- [10] Harpole G M, Eninger J E. Micro-channel heat exchanger optimization[C]//1991 Proceedings, Seventh IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium. 1991: 59-63.
- [11] 陈超伟,王鑫煜,辛公明.多孔鳍歧管微通道流动传热特性研究[J].*制冷学报*,2022,43(3):62-70.(Chen Chaowei, Wang Xinyu, Xin Gongming. Flow and heat transfer characteristics in manifold microchannel with porous fins[J]. *Journal of Refrigeration*, 2022, 43(3): 62-70)
- [12] Drummond K P, Back D, Sinanis M D, et al. A hierarchical manifold microchannel heat sink array for high-heat-flux two-phase cooling of electronics[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 117: 319-330.
- [13] Drummond K P, Back D, Sinanis M D, et al. Characterization of hierarchical manifold microchannel heat sink arrays under simultaneous background and hotspot heating conditions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 126: 1289-1301.
- [14] Drummond K P, Weibel J A, Garimella S V. Two-phase flow morphology and local wall temperatures in high-aspect-ratio manifold microchannels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 153: 119551.
- [15] Pan Yuhui, Zhao Rui, Nian Yongle, et al. Study on the flow and heat transfer characteristics of pin-fin manifold microchannel heat sink[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 183: 122052.

- [16] 谢文远, 吕晓辰, 李龙, 等. 分级歧管微通道阵列散热器流动与散热特性研究[J]. 航天器工程, 2020, 29(4): 99-107. (Xie Wenyuan, Lu Xiaochen, Li Long, et al. Flow and thermal characteristics research on hierarchical manifold microchannel heat sink array[J]. Spacecraft Engineering, 2020, 29(4): 99-107)
- [17] 毕胜山, 崔军卫, 马纶建, 等. HFE7100和HFE7500的热物理性质[J]. 化工学报, 2016, 67(5): 1680-1686. (Bi Shengshan, Cui Junwei, Ma Lunjian, et al. Thermophysical properties of HFE7100 and HFE7500[J]. CIESC Journal, 2016, 67(5): 1680-1686)
- [18] Rausch M H, Kretschmer L, Will S, et al. Density, surface tension, and kinematic viscosity of hydrofluoroethers HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-7300, and HFE-7500[J]. Journal of Chemical & Engineering Data, 2015, 60(12): 3759-3765.
- [19] Agarwal S K, Raja Rao M. Heat transfer augmentation for the flow of a viscous liquid in circular tubes using twisted tape inserts[J]. [International Journal of Heat and Mass Transfer](#), 1996, 39(17): 3547-3557.
- [20] Patankar S V, Spalding D B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows[J]. [International Journal of Heat and Mass Transfer](#), 1972, 15(10): 1787-1806.