

激光与光电子学进展

激光热源下射流强化肋与槽道散热特性对比

张文静, 刘明候*

中国科学技术大学工程科学学院热科学和能源工程系, 安徽 合肥 230027

摘要 为降低激光加热面的最高温度,提升热面温度均匀性,提出一种射流冲击强化表面的综合散热方法。引入兼顾散热和流阻特性的综合评价指标 performance evaluation factor (PEC) 进行数值研究并与传统微槽道散热特性进行了对比分析。结果表明,降低冲击距离会使冲击区边界层变薄,增大横向流动速度,涡心向中心入口处移动,以此提高换热效率,不仅降低了系统最高温度,而且实现了温度均匀性。经过对比发现无量纲射流冲击距离为 0.25 时 PEC 最大,因此该系统最适用于激光热源的散热。此外,热应力与应变分析结果表明,在同种材料的屈服极限下,该系统所能承受的激光热流密度明显高于微槽道冷却系统,换热性能更好、适用性更强。

关键词 激光冷却; 射流冲击; 强化表面; 微槽道; 综合评价; 热应力

中图分类号 O436

文献标志码 A

DOI: 10.3788/LOP230845

Heat Dissipation and Thermal Stress-Strain Characteristics of an Impinging Jet Strengthened Rib Surface under a Laser Heat Source

Zhang Wenjing, Liu Minghou*

Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, Anhui, China

Abstract To reduce the maximum temperature and improve the temperature uniformity of a laser heating surface, a comprehensive heat dissipation method for jet impingement strengthening of the surface is proposed. In this study, a performance evaluation factor (PEC) that considers both heat dissipation and flow resistance characteristics was introduced for numerical research and compared with traditional microchannel heat dissipation characteristics. Results show that reducing the impact distance causes the boundary layer in the impact zone to become thinner, increases the transverse flow velocity, and moves the vortex center to the central entrance, thereby improving the heat transfer efficiency. The reduced impact distance not only reduces the maximum temperature of the system, it also achieves temperature uniformity. A comparison with traditional microchannel heat dissipation characteristics reveals that the PEC reaches its maximum at a dimensionless jet impingement distance of 0.25, making this system suitable for heat dissipation of laser heat sources. In addition, the results of thermal stress and strain analysis indicate that under the yield limit of the same material, the highest laser heat flux density that the system can withstand is significantly greater than that of the microchannel cooling system, resulting in better heat transfer performance and greater applicability.

Key words laser heat resource cooling; jet impingement; the strengthened surface; microchannel; comprehensive evaluation; thermal stress

1 引言

随着半导体加工技术的进步,电子器件不断向高集成度方向发展。半导体激光器由于输出能量大、峰值功率高(局部可达 1000 W/cm^2)、器件尺寸小等优点,广泛应用于医疗和国防领域,包括激光治疗仪、激

光雷达、激光通信等^[1-4]。然而,其电光转换效率最高仅达 50%,其余输入的能量均转换为热量^[5],且产生的热量分布极不均匀,呈现高斯分布的趋势,长期处于这种条件下,热电器件表面的热应力分布不均^[6],当超过材料的抗拉强度或屈服强度时,材料就会被破坏,且随着泵浦功率的增大,热效应的影响更为突出,严重损害

收稿日期: 2023-03-13; 修回日期: 2023-03-29; 录用日期: 2023-04-03; 网络首发日期: 2023-04-13

基金项目: 国家自然科学基金项目(11372302)、国家重点研发计划(2018YFB1900602)

通信作者: *mhliu@ustc.edu.cn

其寿命^[7]。Patil等^[8]基于有限元分析改变高斯热源分布,查看金属粉末层中的温度场分布,并研究了加工表面温度分布随热源功率、高斯扫描半径等相关参数的变化。Peng等^[9]分别利用2D建模与3D建模方法数值分析了二极管端面泵浦激光器的热效应,讨论并比较了两种二极管特性,包括温度分布和热透镜效应。龚宇等^[10]研究了气体热效应对封闭空间自然对流光束质量的影响,并对其进行了改善。因此,如何根据温度场均匀性改善散热方式是延长高热流密度热电器件寿命的重要技术,也是突破半导体激光器光电转换效率与输出稳定性的关键。

对于均匀热流受热表面,目前已有的高效换热方式分别是微槽道换热和射流冲击换热。在受热表面或散热器表面加工微细槽道,通过增大比表面积达到强化散热的目的。赵瑞等^[11]用带有斜翅片结构的热沉来封装半导体激光器,在低功耗下可满足多激光器连续工作条件下的基本散热需求。Hasan等^[12]通过数值模拟的方法研究了常见微槽道的几何结构对换热特性的影响,并指出在相同通道体积时,圆形微槽道流动压降最小且换热效果最佳。王浩然等^[13]利用有限元方法进行数值模拟,对微通道结构进行了优化,得到了应用于片状激光放大器热阻最小的热沉结构。由于流动阻力与通道的直径的4次方成反比,因此,微通道冷却系统的流动损失往往比较大,功耗高,且热面温度均匀性较差。

为此,研究者提出了射流冲击强化表面的散热方案。Lytle等^[14]研究了当喷嘴和热面之间的距离小于喷嘴直径时的散热能力。当喷嘴-板间距小于1/4喷嘴直径时,湍流强度和速度显著增加,努塞特数出现两个峰值。李超等^[15]研究了射流角、入口直径、射流间距等参数对换热特性的影响,发现被冲击表面上的对流边界层变薄时,换热系数变大。Singh等^[16]通过实验和数值计算比较了3种强化表面(立方体、圆柱形、圆筒)在不同喷嘴间距下的传热能力,发现圆筒结构在翅片效率和传热效果方面表现良好。理论上,与光滑表面相比,压力损失没有显著增加,但散热能力明显提升。在均匀热流表面强化传热中,研究者往往关注喷嘴与热面距离、射流雷诺数和喷嘴几何形状等因素的影响。在实际应用中,各类表面强化方法均可增强热传递^[17]。

针对激光热源特有的分布特点,为降低受热面最高温度,提升热面温度均匀性,本文提出一种射流冲击强化表面的综合散热方法。采用数值模拟方法,研究高斯分布热源条件下热面最高温度、温度均匀性、流动损失和热应力应变等特性,并与传统微槽道结果进行比较。

2 物理模型

根据本研究内容建立几何模型,图1为等截面圆形通道热沉结构示意图。单个冷却流道直径为2 mm,

各流道间距为1 mm,共33个圆形通道,冷却流道布置在直径为100 mm的圆内,系统入口与出口直径为12 mm。图2为射流冲击强化表面结构示意图。该系统由2块厚2 mm的平行圆薄板组成,射流从圆形入口喷射而出冲击水平圆板。入口直径 D 为20 mm,被冲击的圆形平板直径为100 mm,喷嘴-板间距为 H 。被冲击板面上入口区域为立方肋强化表面。强化肋边长为1 mm, x 方向为叉排布置, y 方向为顺排分布。去离子水撞击到底板肋表面并充分冷却后,从侧面环形出口流出。

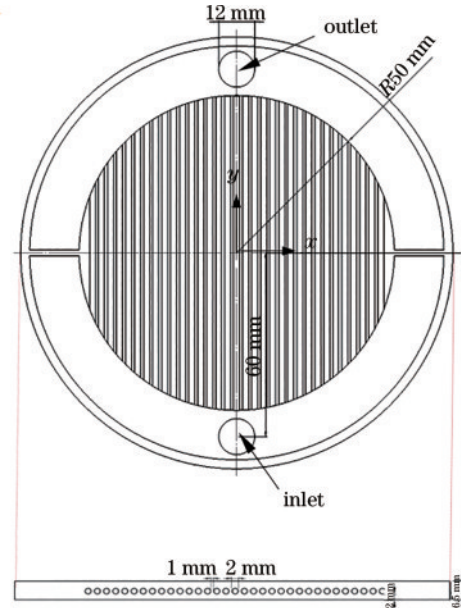


图1 槽道散热系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of channel heat dissipation system

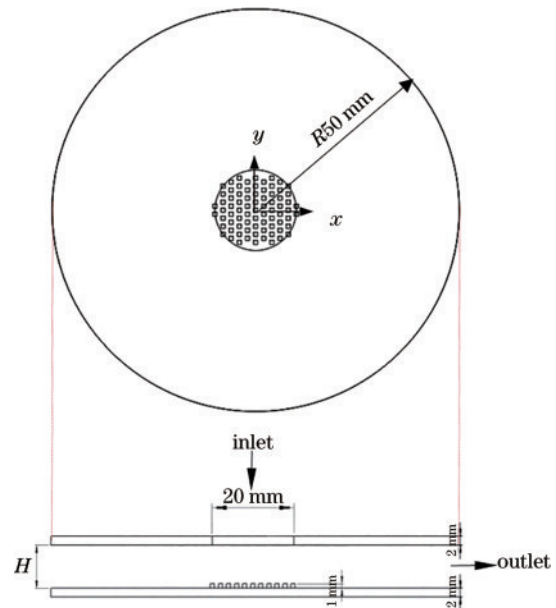


图2 射流冲击强化表面系统示意

Fig. 2 Schematic diagram of jet impingement strengthening surface system

研究中, 固体材料为铬锆铜 (CuCrZr), 流体质为去离子水。模型圆板底面受到高密度热流扫描。扫描半径为 50 mm, 热流呈高斯分布, 以此模拟激光热源, 平均热流密度为 0.637 MW/m², 中心最大热流密度为 1.7 MW/m², 该热源的加载程序利用 UDF 编写后自定义导入 Fluent。

3 数值计算方法及验证

3.1 控制方程

为了简化分析, 假设流动满足稳态不可压缩, 整个过程满足质量、动量和能量守恒定律。建立如下流动控制方程:

$$\text{连续方程: } \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\text{动量守恒方程: } u_j \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu S_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}), \quad (2)$$

$$\text{能量守恒方程: } u_i \frac{\partial \rho T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho \overline{u'_i T'} \right), \quad (3)$$

式中: u 表示流体速度, 单位为 m/s; ρ 为流体密度, 单位为 kg/m³; p 为压力, 单位为 Pa; μ 为工质的动力粘度, 单位为 kg/(m·s); λ 为流体热物理性质中的热传导系数, 单位为 W/(m·K); T 表示温度, 单位为 K; C_p 为恒压热容, 单位为 J/(kg·K); $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$, x 为坐标位置; $\overline{u'_i u'_j}$ 表示雷诺应力; $\overline{u'_i T'}$ 为热通量。

3.2 网格独立性验证

为节省计算成本, 同时保证计算精度, 采用 Fluent meshing 划分网格, 测试冲击射流系统网格独立性。在中心射流区设置加密区, 同时在流体与固体交界面设置边界层加密。以 $H=0.5D$ 、入口流速为 1 m/s 系统为例进行网格独立性验证, 调整局部网格大小, 划分为 165 万、201 万、263 万、302 万等 4 套计算网格, 具体网格尺寸如表 1 所示。

表 1 网格尺寸
Table 1 The size of grid

No.	Refined size /mm	Boundary layer			Cell size
		Number of layers	Growth rate	First height /mm	
Mesh 1	1.00	4	1.2	0.20	1650000
Mesh 2	0.35	4	1.2	0.10	2010000
Mesh 3	0.25	4	1.2	0.05	2630000
Mesh 4	0.20	4	1.2	0.05	3020000

不同网格热源面 x 方向温度分布如图 3 所示。可以看出, 网格 3 和网格 4 的热源加载面温度精度较差, 网格 3 和网格 2 的相对温差为 2.6%, 网格 1 和网格 2 的相对温差为 0.5%, 二者差异较小, 进行研究时可以忽略。综合考虑计算时间和计算精度, 最终选择网格数为 263 万 (mesh 2) 的网格模型进行进一步研究。

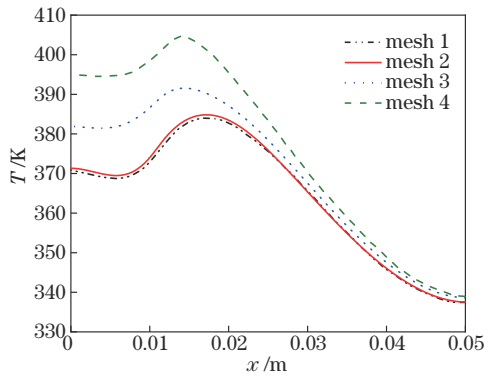


图 3 不同网格热源面 x 方向温度分布

Fig. 3 Temperature distribution in x direction of heating surface with different grids

3.3 模型正确性验证

Zu 等^[18]对圆形射流垂直撞击平板实验进行数值

模拟, 并与现有的基准实验数据进行了比较, 发现在 7 种湍流模型中, 剪切应力输运 (SST $k-\omega$) 模型和大涡模拟 (LES) 模型能够更好地预测流体流动和换热性能, 误差分别为 7% 和 4%, 其余模型的误差在 30% 以上。由于大涡模拟的计算量较大, 综合考虑计算精度和计算成本, SST $k-\omega$ 模型是一个较好的选择。

Zuckerman 等^[19]经过多套网格计算发现 V^2F 和 SST 模型可以更好地预测射流的扩展、滞止区的湍流效应、壁面的湍流特性以及冲击射流中的流体性质, 推荐其为求解速度和精度之间的最佳选择。

为了保证模拟结果的准确性, 选取 SST $k-\omega$ 模型对相似类型的圆孔撞击圆板进行了数值模拟, 并将沿圆板平均努塞特数分布与实验结果^[20]进行比较, 具体如图 4 所示, 本研究模拟结果与实验结果吻合较好, 最大误差仅为 5%, 这表明所采用的网格和湍流模型是可行的。

4 数值结果分析

4.1 微槽道和射流冲击散热特性比较

首先对比高斯热源下微槽道与 $H=0.5D$ 时的冲

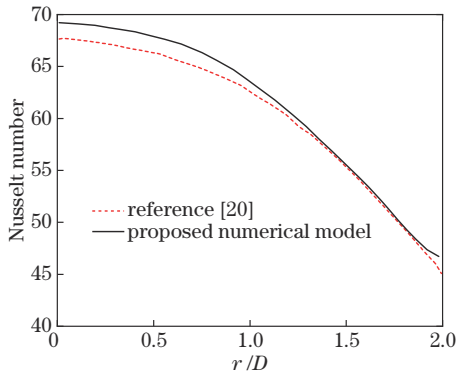


图 4 努塞特数径向分布的数值与实验比较

Fig. 4 Comparison of Nusselt number radial distribution between simulation and experiment

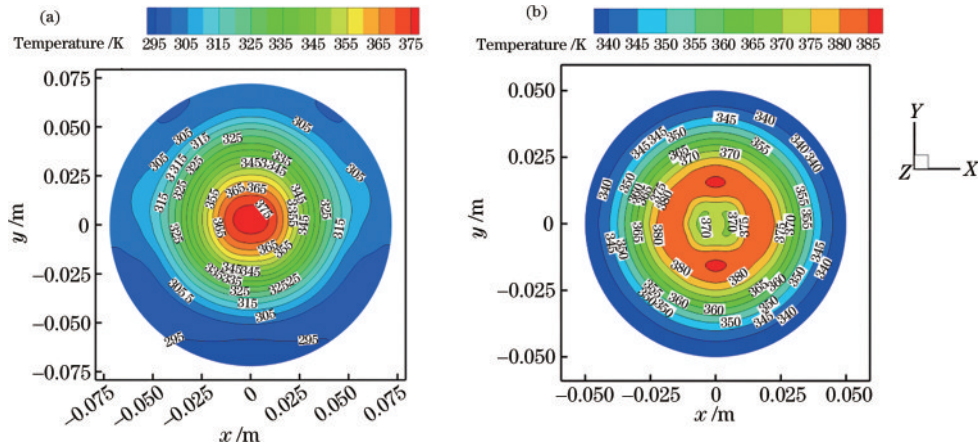


图 5 热面温度云图。(a)微槽道；(b)强化表面冲击射流($H/D=0.5$)

Fig. 5 Cloud chart of hot surface temperature. (a) Microchannel; (b) jet impingement with the strengthened surface ($H/D=0.5$)

4.2 不同冷却系统综合评价

保持射流直径不变,逐渐减小两圆板间距,分别设置为 $0.25D$ 、 $0.15D$ 、 $0.1D$ 。流场速度分布如图 6 所示,从图 6(a)~(d),射流扩散空间因圆板间距离缩短而减小。受壁面约束作用,流体冲击热面后径向流动所能达到的最大速度变大,从入射时的 1 m/s 增大到 4.2 m/s 。同时,由于圆板间距变小,平均流场结构发生明显变化,回流区涡心逐渐靠近中心射流区,即靠近高斯热源中心。由于回流区的堵塞作用,通流面积同样减小,射流撞击壁面后沿着壁面流动速度增大,强化了局部换热能力。此外,回流区使得冷却工质沿热面法线方向混合加强,增强了通道中心冷流体对高流壁面的冲刷。径向加速和回流区壁面冲刷共同作用促成对通道内流体传热强化的综合影响,使热面最高温度降低,温度分布更均匀。

与微槽道相比,冲击射流具有较低的压降,同时温度均匀性提高。随着 H 的减小,冲击射流的压降增大。以流量系数 $C_d = u \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}}$ 衡量流量损失, u 为入口流速 (m/s), ρ 为冷却工质的密度 (kg/m^3), $\Delta p =$

冲击射流热面温度特性。研究中,入口流速均为 1 m/s ,冷却工质初始温度为 293.15 K ,其物性参数均拟合为随温度变化的分段函数。底面加载的热流密度 $q = 1.7 \times 10^6 \cdot \exp[-975(x^2 + y^2)]$,出口为压力出口,两种结构热源加载面的温度分布如图 5 所示。

从图 5 可以看出,在高斯热源扫描范围 $R=50\text{ mm}$ 内,微槽道结构中热源加载面温差达高到 80 K ,且最高温度位于结构正中心处,其值为 375 K 。冲击射流工况下加热面最大温差下降为 50 K ,最高温度不再位于中心,而处于方肋顺排方向,其值为 385 K 。这说明方肋叉排布局优于顺排。虽然冲击射流热面温差下降了 30 K ,但其高温仍比微槽道高 10 K 。因此,本研究通过调节 H 值,以求达到兼顾温度均匀性和降低最高温度的效果。

$p_m - p_{out}$,为入口和出口的压力差 (Pa),即系统压降。

C_d 越大,压损越小, C_d 越小,压损越大。以 $C_T = \frac{1 \cdot K}{\Delta T}$ 表征热源加载面温度均匀性, $\Delta T = T_{max} - T_{min}$,即热源加载面最大温度与最小温度的差。因此,提出一个评价指标 performance evaluation factor (PEC),即 $C_{PEC} = \frac{C_T}{C_{T0}} \cdot \frac{C_d}{C_{d0}}$, C_{d0} 和 C_{T0} 分别代表微槽道系统的流量系数和温度均匀性系数, C_d 和 C_T 分别代表冲击射流系统的流量系数和温度均匀性系数。

对比微槽道和不同冲击距离下的射流系统,得到的压降特性和温度均匀性数据如表 2 所示。

从表 2 可以看出,冲击射流中喷嘴-板间距达到最低即 $H=0.1D$ 时,温度均匀性最差,且压降最大,接近微槽道压降的两倍,这直接导致 H/D 为 0.1 的射流系统的综合性能低于微槽道。其他几种射流系统的综合性能都是微槽道系统的两倍以上, H/D 为 0.25 时,温度均匀性与流量系数均明显提高,综合性能最佳,且最大温度也低于微槽道 8 K 。因此在这种高斯热源工况下,选取 H/D 为 0.25 的射流冲击系统可以最好地兼顾

表 2 不同冷却系统水力特性和热力学特性比较

Table 2 Comparison of hydraulic and thermodynamic characteristics of different cooling systems

Cooling system	$\Delta P/\text{Pa}$	$\Delta T/\text{K}$	$\frac{C_T}{C_{T0}}$	$\frac{C_d}{C_{d0}}$	$\frac{C_T}{C_{T0}} \cdot \frac{C_d}{C_{d0}}$	T_{\max}/K
Microchannel	4260	77.26	1.00	1.00	1.00	378.04
Impinging jet ($H/D=0.5$)	1450	49.44	1.56	1.71	2.68	386.22
Impinging jet ($H/D=0.25$)	2225	37.36	2.07	1.38	2.86	370.03
Impinging jet ($H/D=0.15$)	3858	28.69	2.52	1.03	2.59	359.71
Impinging jet($H/D=0.1$)	8526	57.07	1.35	0.70	0.95	380.16

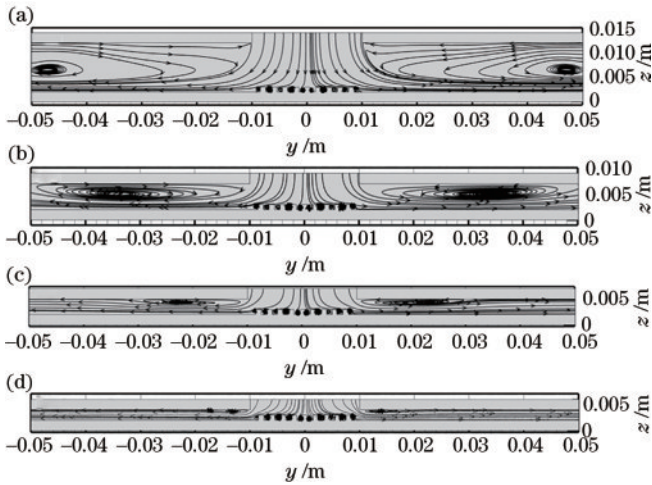


图 6 射流冲击距离 H/D 对流场的影响 ($x=0$ 截面)。(a) $H/D=0.5$; (b) $H/D=0.25$; (c) $H/D=0.15$; (d) $H/D=0.1$
 Fig. 6 Impact of jet impingement distance H/D on flow field (cross section $x=0$). (a) $H/D=0.5$; (b) $H/D=0.25$; (c) $H/D=0.15$; (d) $H/D=0.1$

温度均匀性与压损。需要指出的是,当 H/D 为 0.25 和 0.15 时,热面的最高温度分别为 370 K 和 359 K,均低于微槽道最高温度 378 K,表明射流撞击可以在提升热面温度均匀性同时显著降低最高温度。

H/D 为 0.1 的冲击射流系统热力特性最差,故提取其热源加载面温度分布,具体如图 7 所示,高温区出现在对角位置。截取流场后,发现该截面流场与 $x=0$ 截面流场不一致,出现了两个方向相反的涡流。回流区的出现导致流体流速迅速下降,几乎为 0,影响局部散热特性。这是因为当 H/D 过小时,由于强化表面与射流入口之间距离过小,流体通道面积减小,流动阻力增大,形成局部高温区。因此,射流冲击强化表面热控方案中,射流撞击距离参数 H/D 是关键。

4.3 热应力对比

热应力是指受热面由于温差使材料发生不同程度的形变,变形程度不匹配时材料内部产生的应力。当热应力超过介质材料承受极限时,材料会被破坏,引起热电器件失效,严重损害其寿命。将计算所得的温度场导入热应力应变分析软件中,精细化处理局部网格,施加约束,求解热应力、应变等参数。通道材料为 CrZrCu,密度为 8880 kg/m^3 ,线性膨胀系数为 $16.7 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$,杨氏模量为 125 GPa,屈服强度 220 MPa。

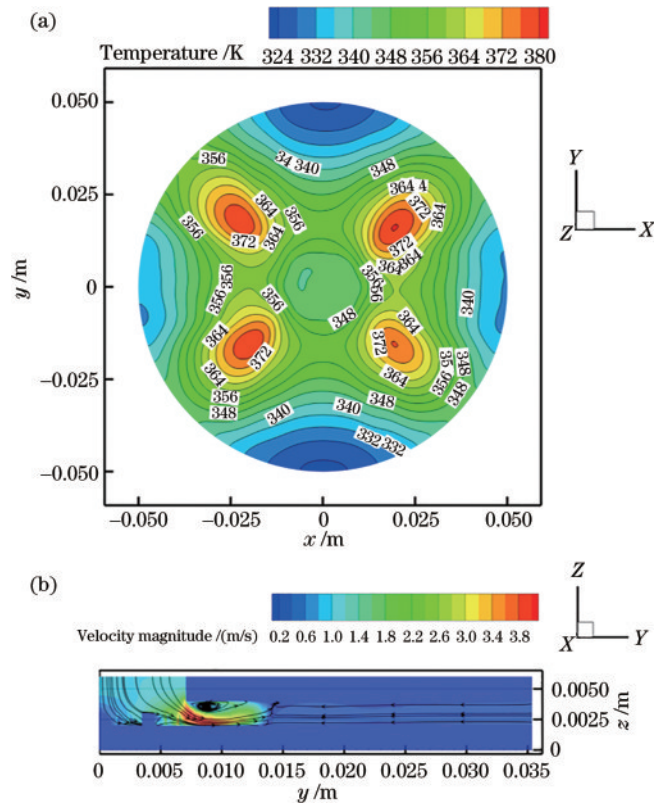


图 7 H/D 为 0.1 的射流冲击强化表面温度云图与流场图。
 (a) 受热面温度云图; (b) $y=x$ 截面流场图
 Fig. 7 Temperature and flow field diagram of impinging jet with strengthened surface ($H/D=0.1$); (a) Temperature cloud map of heating surface; (b) flow field diagram of $y=x$ section

由于 $H=0.25D$ 的冲击射流系统综合性能最好,因此重点比较该系统与微槽道冷却系统热应力特性。取高斯热源扫描面,提取 $y=0$ 至 $y=50 \text{ mm}$ 线上的应力分布与温度分布,如图 8 所示,应力与温度的变化密切相关,温度升高时产生的压应力增大,加热面发生膨胀形变。在微槽道中,整个热源加载面均产生压应力,即形变均为正值,平面发生膨胀,且所受最大压应力在热源加载面中心,值为 160 MPa 左右,达到铬锆铜屈服强度的 73%。而 $H=0.25D$ 的射流系统中最大应力为 20 MPa,为微槽道系统的 1/6,仅达到屈服强度的 9%,在更大功率半导体激光器下的适用性明显更高,为半导体激光器的发展带来更多可能性。

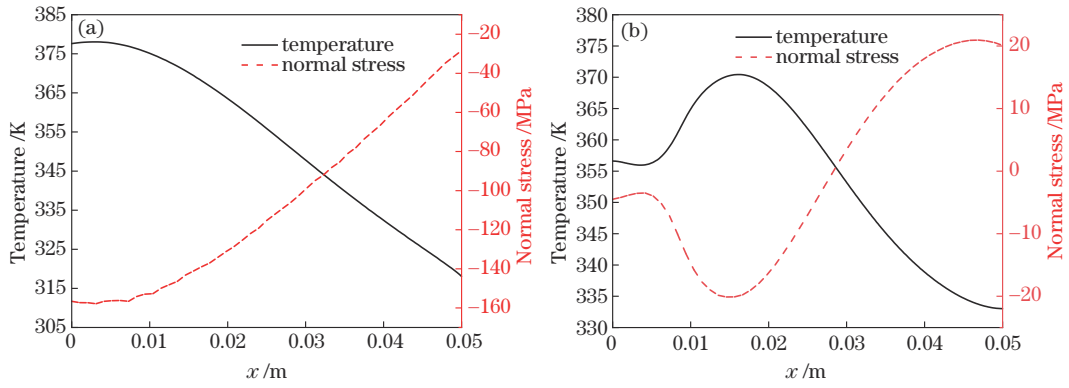


图 8 受热面温度与热应力分布。(a)微槽道；(b)强化表面冲击射流($H/D=0.25$)

Fig. 8 Temperature and thermal stress distribution of heating surface. (a) Microchannel; (b) impinging jet with strengthened surface ($H/D=0.25$)

同时提取了热源加载面 z 方向形变绘制三维曲面图,如图9所示,微槽道发生中间最大0.11 mm的凸出形变。四周由于距离冷却腔室近,因降温而引起收缩和膨胀两种形变。冲击射流($H/D=0.25$)系统的形

变为中间膨胀,四周收缩,最大膨胀形变发生在中心,仅为0.04 mm,是微槽道形变的1/3。四周发生压缩,最大收缩应变为0.026 mm,其原因是此处压应力变成了拉应力。

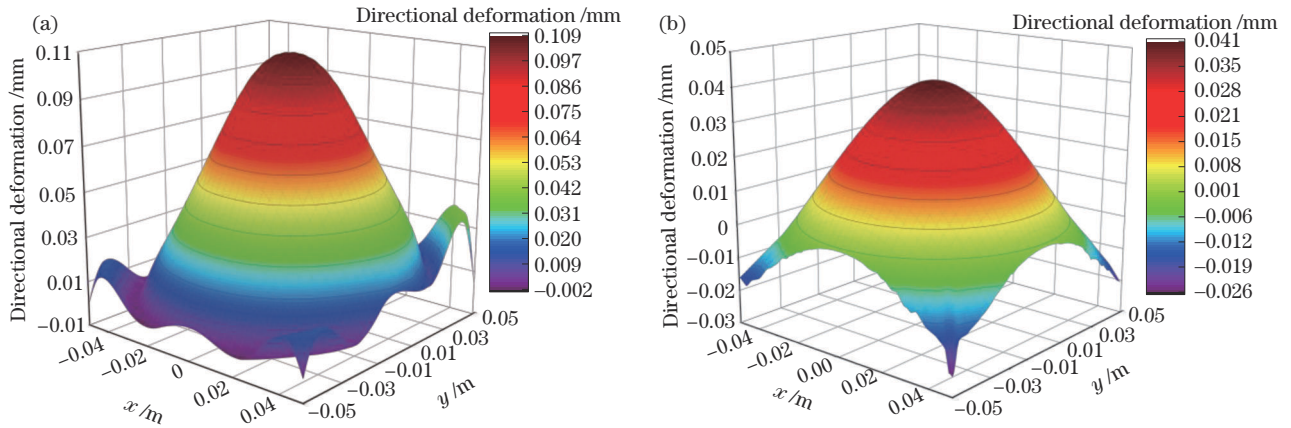


图 9 受热面形变。(a)微槽道；(b)强化表面冲击射流($H/D=0.25$)

Fig. 9 Strain of heating surface. (a) Microchannel; (b) impinging jet with strengthened surface ($H/D=0.25$)

因此在同种材料的屈服极限下,射流系统($H/D=0.25$)所能承受的激光热流密度明显高于微槽道冷却系统,适用性更强。这表明所提散热方案具有更好的温度和形变控制性能。

5 结 论

提出射流冲击强化表面的热控方案,通过数值模拟方法对比分析了高斯分布热源条件下与微槽道散热系统的水力特性和热力特性。仿真结果表明,射流冲击距离 $H/D=0.5$ 时,热面温度均匀性是微槽道系统的1.56倍,温差降低了40%,但最高温度仍然大于传统微槽道冷却系统。继续降低 H 使冲击区边界层减薄,横向流速提高,最大温度降低并实现了温度均匀性,以此改善换热效果。提出综合评价指标PEC来衡量冷却系统的适用性,经过对比发现 $H=0.25D$ 时PEC最大,因此该系统适用于激光半导体的散热。最后,经过热应力与应变分析,发现同种材料的屈服极限

下,射流系统($H/D=0.25$)所能承受的激光热流密度明显高于微槽道冷却系统,适用性更强。

参 考 文 献

- [1] 陈天琦. 大功率半导体激光器阵列的热应力/应变特性研究[D]. 西安:中国科学院西安光机研究所, 2018: 16-20.
Chen T Q. Research on thermal stress/strain characteristics of high-power semiconductor laser arrays[D]. Xi'an: Xi'an Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences, 2018: 16-20.
- [2] Bonnefois A M, Gilbert M, Thro P Y, et al. Thermal lensing and spherical aberration in high-power transversally pumped laser rods[J]. Optics Communications, 2006, 259(1): 223-235.
- [3] 杨静航. 半导体微腔激光器阵列散热分析及其工艺制备[D]. 长春: 长春理工大学, 2020: 21-26.
Yang J H. Heat dissipation analysis and technology preparation of semiconductor micro-cavity laser array[D].

- Changchun: Changchun University of Science and Technology, 2020: 21-26.
- [4] Hügel H. New solid-state lasers and their application potentials[J]. *Optics and Lasers in Engineering*, 2000, 34(4/5/6): 213-229.
- [5] 陶蒙蒙, 叶锡生, 叶景峰, 等. 同带泵浦千瓦级掺铥光纤激光器输出特性理论模拟[J]. *中国激光*, 2022, 49(1): 0101019.
- Tao M M, Ye X S, Ye J F, et al. Modeling In-band pumped kW level high-power Tm-doped fiber lasers via simulations[J]. *Chinese Journal of Lasers*, 2022, 49(1): 0101019.
- [6] 曹健东, 程小劲, 范米, 等. 端面泵浦薄片激光器热效应补偿方法的研究[J]. *光电子·激光*, 2019, 30(2): 111-116.
- Cao J D, Cheng X J, Fan M, et al. Study on thermal effect compensation method of end-pumped thin-plate laser[J]. *Journal of Optoelectronics·Laser*, 2019, 30(2): 111-116.
- [7] 高光波, 郑四木. 热电制冷在激光器冷却系统中的应用[J]. *航空精密制造技术*, 2012, 48(2): 46-49.
- Gao G B, Zheng S M. Application of semiconductor refrigeration to laser cooling system[J]. *Aviation Precision Manufacturing Technology*, 2012, 48(2): 46-49.
- [8] Patil R B, Yadava V. Finite element analysis of temperature distribution in single metallic powder layer during metal laser sintering[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2007, 47(7/8): 1069-1080.
- [9] Peng X Y, Xu L, Asundi A K. Thermal lensing effects for diode-end-pumped Nd: YVO₄ and Nd: YAG lasers[J]. *Optical Engineering*, 2004, 43(10): 2454-2461.
- [10] 龚宇, 吴娟, 杨钧兰, 等. 封闭空间内热耦合效应对激光合束传输的影响[J]. *中国激光*, 2023, 50(13): 1305002.
- Gong Y, Wu J, Yang J L, et al. Influence of thermal coupling effect on laser beam transmission in closed space[J]. *Chinese Journal of Lasers*, 2023, 50(13): 1305002.
- [11] 赵瑞, 石琳琳, 王越, 等. 多单管激光器微通道内部翅片结构设计及优化[J]. *激光与光电子学进展*, 2023, 60(21): 2114005.
- Zhao R, Shi L L, Wang Y, et al. Design and optimization of internal fin structure of microchannel for multi-single tube laser[J]. *Laser & Optoelectronics Progress*, 2023, 60(21): 2114005.
- [12] Hasan M I, Rageb A A, Yaghoubi M, 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.
- [13] 王浩然, 王建磊, 李培丽, 等. 基于微通道热沉的片状激光放大器散热模拟及优化[J]. *中国激光*, 2023, 50(7): 0701002.
- Wang H R, Wang J L, Li P L, et al. Simulation and optimization of heat dissipation of sheet laser amplifier based on microchannel heat sink[J]. *Chinese Journal of Lasers*, 2023, 50(7): 0701002.
- [14] Lytle D, Webb B W. Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1994, 37(12): 1687-1697.
- [15] 李超, 贺占蜀, 李大磊. 纯水射流流场分布及冲击换热数值模拟研究[J]. *机械设计与制造*, 2020(8): 103-107.
- Li C, He Z S, Li D L. Numerical simulation of water jet flow field distribution and impingement heat transfer[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2020(8): 103-107.
- [16] Singh P, Zhang M Y, Ahmed S, et al. Effect of micro-roughness shapes on jet impingement heat transfer and fin-effectiveness[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 132: 80-95.
- [17] Sriromreun P, Sriromreun P. A numerical and experimental investigation of dimple effects on heat transfer enhancement with impinging jets[J]. *Energies*, 2019, 12(5): 813.
- [18] Zu Y Q, Yan Y Y, Maltson J. Numerical study on stagnation point heat transfer by jet impingement in a confined narrow gap[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2009, 131(9): 347-359.
- [19] Zuckerman N, Lior N. Impingement heat transfer: correlations and numerical modeling[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2005, 127(5): 544-552.
- [20] Choo K S, Kim S J. Comparison of thermal characteristics of confined and unconfined impinging jets[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53(15/16): 3366-3371.