

## 半导体激光器非典型宏通道水冷散热系统设计

潘建宇<sup>1,2,3</sup>, 曹银花<sup>1,2,3</sup>, 闫岸如<sup>1,2,3</sup>, 关骄阳<sup>1,2,3</sup>, 孟 娇<sup>1,2,3</sup>,  
郭照师<sup>1,2,3</sup>, 李 景<sup>1,2,3</sup>, 兰 天<sup>1,2,3</sup>, 王智勇<sup>1,2,3</sup>

1. 北京工业大学 北京市激光应用技术工程技术研究中心, 北京 100124;
2. 北京工业大学 跨尺度激光成型制造技术教育部重点实验室, 北京 100124;
3. 北京工业大学 材料与制造学部先进半导体光电技术研究所, 北京 100124)

**摘要:** 针对大功率半导体激光器散热系统展开设计研究。首先, 对水冷散热系统的流体通道中的冷却液进行了流体分析, 结果表明在传统矩形流体通道结构中, 冷却液在进液口处和弯度较小处容易产生湍流空洞。湍流空洞不仅会产生空泡腐蚀效应, 还会导致靠近热源的上层冷却液填充不充分, 降低系统的散热效率; 其次, 在传统流体通道结构的基础上, 提出了一种非典型宏通道结构的优化模型。采用有限元分析软件 Fluent 分别对散热模型的分布和激光器模块器件的分布进行了数值模拟, 流场结果表明优化模型中冷却液流动时没有湍流空洞产生, 散热系统可靠性更高, 冷却液在流体通道的上层填充效果更好, 同时解决了传统模型中流体在局部流道中流速缓慢的问题, 使散热系统具备更良好的散热性能。接着又通过温度场仿真结果得出, 优化模型搭建的散热系统工作时激光器最高温度可降低 2 °C, 且热源 1 上温度更均匀, 热源 3 上温度降低 1.25 °C; 最后, 在激光器满功率输出情况下进行的散热实验对比, 获得的实验数据与仿真结果基本一致。

**关键词:** 散热系统; 半导体激光器; Fluent; 流场分析; 温度场分析

**中图分类号:** TN248      **文献标志码:** A      **DOI:** 10.3788/IRLA20210037

## Design of atypical macro-channel water cooling system for semiconductor lasers

Pan Jianyu<sup>1,2,3</sup>, Cao Yinhua<sup>1,2,3</sup>, Yan Anru<sup>1,2,3</sup>, Guan Jiaoyang<sup>1,2,3</sup>, Meng Jiao<sup>1,2,3</sup>,  
Guo Zhaoshi<sup>1,2,3</sup>, Li Jing<sup>1,2,3</sup>, Lan Tian<sup>1,2,3</sup>, Wang Zhiyong<sup>1,2,3</sup>

1. Beijing Engineering Research Center of Laser Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China;
2. Key Laboratory of Trans-scale Laser Manufacturing Technology, Beijing University of Technology, Ministry of Education, Beijing 100124, China;
3. Institute of Advanced Technology on Semiconductor Optics & Electronics, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

**Abstract:** Comprehensive study on the cooling system of high-power semiconductor laser was carried out. Firstly, fluid analysis of the coolant in the channels of the cooling system was conducted, and the corresponding results showed that turbulent cavities were formed easily at the inlet and places with small comprehensive study on the cooling system of high-power semiconductor laser was carried out. Firstly, fluid analysis of the coolant in

收稿日期: 2021-05-15; 修订日期: 2021-06-25

基金项目: 北京市博士后工作经费 (2020-Z2-043)

作者简介: 潘建宇, 男, 硕士生, 主要从事大功率半导体激光器及相关器件的研究。

导师简介: 曹银花, 女, 研究员, 博士, 主要从事大功率半导体激光器的研究。

the channels of the cooling system was conducted, and the corresponding results showed that turbulent cavities were formed easily at the inlet and places with small curvatures. Turbulent cavities may not only cause the cavitation corrosion effect, but also cause the upper fluid channel near the heat source was not fully filled with coolant. In addition, turbulent cavities will also reduce the heat dissipation efficiency of the cooling system; Secondly, based on the traditional fluid channel structure, an optimized atypical macro-channel structure was proposed. The distribution of the heat dissipation model and the distribution of the laser module components were numerically simulated using Fluent that the finite element analysis software. The simulation results showed that no turbulence cavities were generated when the coolant flows in the fluid channel of the optimized model, and the upper layer of the fluid channel can be better filled with coolant. Simultaneously, the optimized model solved the problem of slow fluid velocity in the localized area of fluid channel of the classical model, not only improved the heat dissipation performance of the cooling system, but also improved the reliability of the cooling system. Additionally, according to the temperature field simulation results, the highest working temperature of the laser was decreased by 2 °C when applying the optimized cooling system. And the temperature on heat source-1 was more uniformly-distributed, while the temperature on heat source-3 was reduced by 1.25 °C; Finally, the cooling system experiments were carried out and the results were well-matched with our simulation results.

**Key words:** cooling system; semiconductor laser; Fluent; flow field analysis; temperature field analysis

## 0 引言

随着高功率的半导体激光器在各个领域的广泛应用,其对散热系统效率的需求和散热方式的要求越来越高<sup>[1]</sup>。传统的激光器散热方式有空气对流散热、半导体制冷散热、大通道水冷散热、微通道散热、热管散热等<sup>[2-3]</sup>,其中大通道水冷散热方式具有结构简单,对冷却液要求低、可靠性高、水冷系统简单、机动性好等优点,是应用较广的激光器散热技术。目前已有较多针对大通道水冷散热技术的研究, Heng Zhao 等<sup>[4]</sup>基于大通道水冷散热方法设计了两种 S 型通道结构,通过实验验证加圆柱形扰流柱散热效果更佳,并依据实验数值模拟得出 0.011 L/s 的最佳流速;刘刚等<sup>[5]</sup>在水流通道内部设计了交叉排列和正方形排列的圆柱,在芯片表面的平均热流密度为 100 W/cm<sup>2</sup> 时,通过实验与空腔结构对比,得出扰流结构的散热效果优于空腔结构,但会增加通道内压力的损失;梁雪艳等<sup>[6]</sup>针对流体通道结构设计,提出了中间入口的 S 型通道、双 S 型流体通道和中间入口的双 S 型通道三种结构的水冷板,并通过仿真得出中间入口双 S 型通道结构的综合性能最好。上述研究主要集中在结构设计和尺寸设计上,对流体特性分析相对较少。

由于流体通道多为矩形腔结构,冷却液在通道内

流动时会产生湍流旋涡和湍流空洞,出现靠近热源的上层冷却液填充不充分和局部冷却液流速较低的情况,对激光器性能产生很大影响。第一,致使局部温升过高,使半导体激光器输出功率降低;第二,CS 封装半导体激光器温度分布不均匀会导致热沉产生热应力变形,使 bar 条出现“Smile”效应,影响激光器光束质量<sup>[7-9]</sup>;第三,会使冷却液在通道各处所受压力不均匀,导致冷却液中会有气泡频繁的产生和破裂,形成空泡腐蚀现象,使金属表面粗化,影响水冷结构的密封可靠性。

文中在冷却液流体特性分析的基础上提出了一种非典型宏通道结构的优化模型,通过数值模拟分析了优化模型与传统模型的流道中冷却液流动情况和流道中上层冷却液流速情况,使用 Fluent 软件对两种模型工作时的激光模块进行热分析,最后用两种结构的水冷系统对激光器进行散热实验,验证了优化结构的可行性。

## 1 水冷散热系统设计

### 1.1 矩形腔流道结构设计

散热系统基于 CS 封装的 bar 条半导体激光器进行设计,系统共分为两个模块进行装配,每个模块上

安装 4 个 bar 条,共 8 个。单个 bar 条工作温度范围是 20~35 ℃,最高设计温度不得超过 40 ℃。首先依据传统矩形腔结构的流体通道设计了一套水冷散热系统经典模型,结构如图 1 所示。

系统的流体通道采用各模块和水冷底板密封贴合构成,其中进水口和出水口为直径 12 mm 的圆形通道,水冷底板中的矩形腔通道尺寸分别为宽 15 mm、高 10 mm,各模块的入水口和出水口与水冷板孔径匹配,矩形通道尺寸宽为 12 mm,高为 18 mm。冷却水的流动方向是从进水口进入水冷底板,然后自下而上进入 Z01 模块水冷板,流经 Z01 模块后回到水冷底板,再以同样方式流经 Z02 模块,最后从出水口流出。由于单个模块需要使用两种波长的 bar 条进行光学系统搭建,为配合光学器件的安装位置,各个 bar 条安装位置较为分散,位置见图 1。流体通道走向除了需要跟随热源的位置外,还需避开其他光学器件位

置,以免冷却液对水冷板冲击产生应力形变影响光学器件精度,因此流体通道在设计时走向较为曲折复杂。

冷却液在流经复杂的流体通道各处时所受的压力不均匀,当冷却液自下向上进入各模块时,在各模块入口处会产生较大水流漩涡,甚至会出现水流空洞现象。此外,流道的拐弯处侧壁曲度较小,冷却液流经各拐弯处时无法完全填充流道,使得流道内有气泡产生。以上现象不仅会增加流体通道内部空泡效应,影响散热系统可靠性,还会使流道上层冷却液填充不完全,局部冷却液流速太低,导致热源传导下来的热量无法及时被冷却液带走,影响激光器输出功率和光束质量。这种现象在文中的对比实验中也得到了验证(激光器工作时,使用红外测温仪观测到在热源 1 处和热源 3 处出现了散热效果较差的问题),进一步验证了经典模型中存在的问题,因此需要对经典模型进行优化设计。

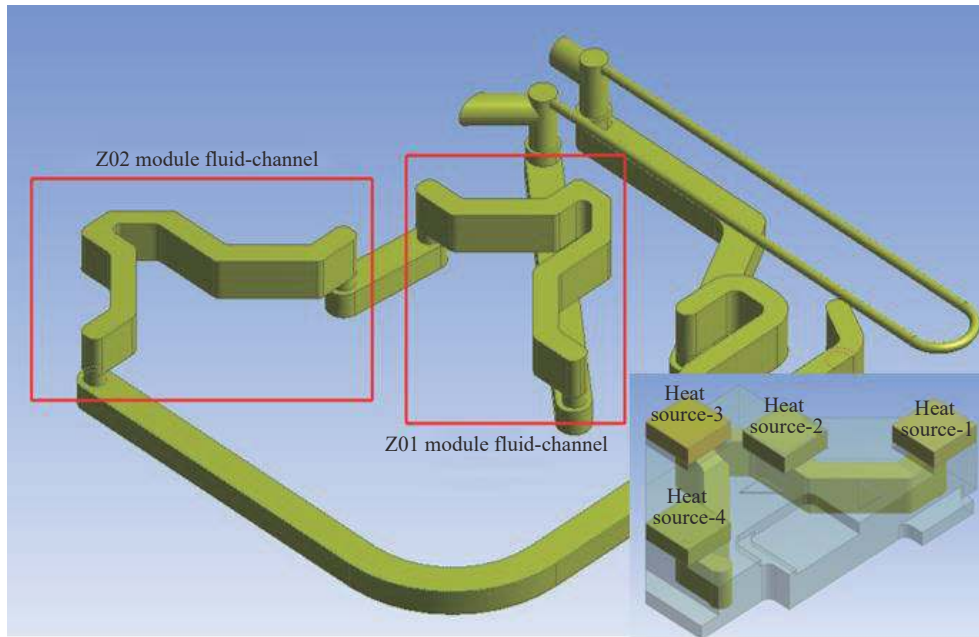


图 1 矩形腔流道结构经典模型

Fig.1 Rectangular cavity structure of classical model

### 1.2 非典型宏通道结构流道设计

针对经典模型存在的不足,提出了一种非典型宏通道结构的优化模型。优化模型如图 2 所示,该模型增加了拐弯处侧壁曲度,同时将流通道整体加深 2 mm,以增加流道内部的冷却液填充度。此外,对各模块的

入水口处和热源 3 处的流体通道都进行了局部加深,使冷却液在进入模块时可以得到良好缓冲,优化了此处流道冷却液填充情况,提高了系统可靠性,同时也提高了热源 1 处和热源 3 处的散热效率,加深位置已在图 2 中箭头标出,右上角为 Z02 模块水路结构放大。

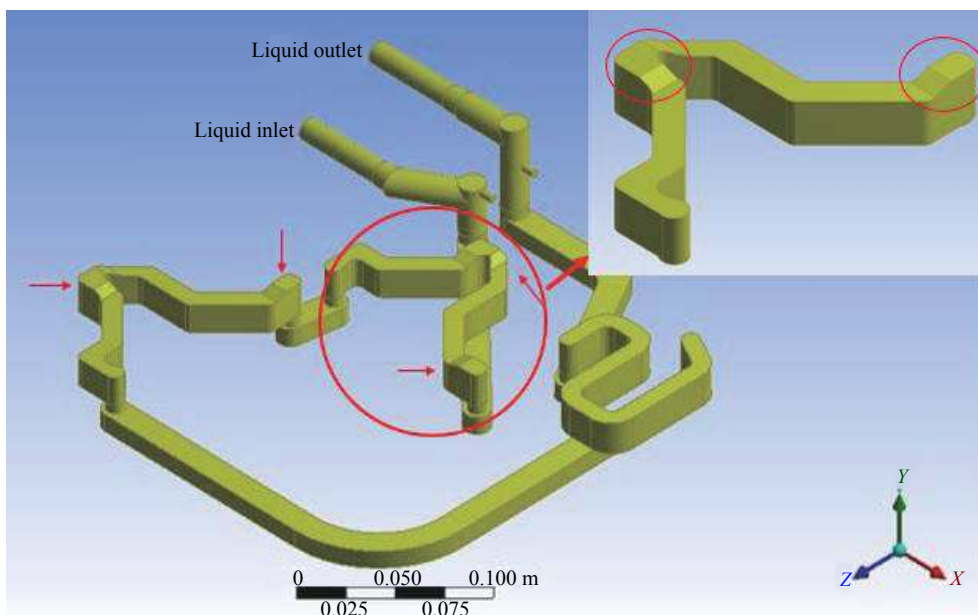


图 2 非典型宏通道结构优化模型

Fig.2 A typical macro-channel structure of optimized model

## 2 数学模型与边界条件

### 2.1 数学模型

使用 Fluent 软件对两种模型进行流体分析和流体-固体耦合热传导分析<sup>[10-11]</sup>, 流体分析部分使用收敛性好, 计算结果相对可靠的  $k-\epsilon$  标准湍流模型, 该模型中  $\epsilon$  是各向同性小尺度涡旋的机械能转为热能的速率,  $\epsilon$  和  $k$  是两个需要求解的未知量, 其运算方程分别为:

$$\frac{\partial(pk)}{\partial t} + \frac{\partial(pk u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + (G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k) \quad (1)$$

$$\frac{\partial(p\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(p\epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \left[ C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \right] \quad (2)$$

式中:  $G_k$  为由于平均梯度引起的湍流动能  $k$  的产生项;  $G_b$  为浮力产生的湍流动能  $k$  的产生项;  $Y_M$  代表可压缩的湍流脉动扩张贡献;  $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$  和  $C_{3\epsilon}$  为经验常数;  $S_k$  和  $S_\epsilon$  为用户定义的源项<sup>[12]</sup>。对于热传导部分采用三维有热源的瞬态热传导模型, 其表达式如下:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + qv \quad (3)$$

式中:  $\rho$ ,  $c$ ,  $k$  分别为介质的密度、比热容和导热系数;  $n$  代表介质的法线方向;  $h$  为介质表面和周围冷却液体的对流换热系数;  $q_v$  为材料的热源强度。

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = h(T_s - T_f) \quad (4)$$

式中:  $T_s$  为水冷板表面温度;  $T_f$  为冷却液温度。

$$T(x, y, z; 0) = T_0(x, y, z) \quad (5)$$

公式 (5) 为初始条件, 式中  $T_0$  是初始温度。Fluent 软件在求解以上 3 个导热方程时使用有限元分析法, 将分析的对象划分成有限多个单元, 根据能量守恒原理求解一定边界条件和初始条件下各个节点的热平衡方程得出各节点温度, 从而求解出温度梯度变化<sup>[13-14]</sup>。

### 2.2 Fluent 模拟边界条件

数值模拟计算中边界条件设置如下:

- (1) 整个系统共 8 个体热源, 发热功率是 80 W;
- (2) 水冷板材质为 6061 铝合金, 出水口设置为压力出口;
- (3) 水冷机额定输出的冷却液使用去离子水, 流速为 15 L/min, 水温恒定 20 °C;
- (4) 热源和各模块水冷板的接触面、流体与水流通道的接触面采用耦合边界条件, 实现热传导;



(5) 冷却系统装置外壁面定义为绝热面 (忽略外界温度), 不考虑自然对流和辐射换热。

### 3 数值模拟及实验结果分析

#### 3.1 流场分析

##### 3.1.1 流体通道内流体运动特性分析

图 3 是对经典模型进行流场分析后得到的流体轨迹图。经典模型中冷却液在流经 Z01 模块入水口处时产生了较大湍流旋涡, 形成了湍流空洞, 空洞情况已在图 3 中用红色圆圈标出, 同样的情况在其他模块入水口处也有出现。这种湍流空洞不仅会使流道内气泡增加, 影响冷却液填充, 降低冷却液流速, 还会使流道内空泡效应增加, 影响系统可靠性。

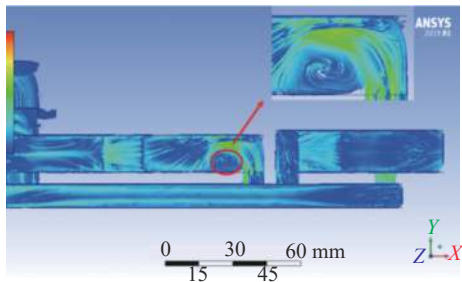


图 3 经典模型流道内流体运动轨迹图

Fig.3 Fluid movement trajectory diagram in the channel of the classical model

优化模型将各模块的入水口的管道进行了局部加深, 加深后的管道可以使冷却液从下向上进入模块时得到缓冲。从图 4 中圆圈可以清晰看出, 湍流空洞问题得到了明显改善, 优化模型中的湍流空洞已经消失, 冷却液在入水口处有良好的填充效果。

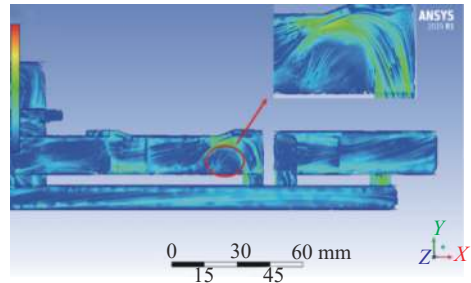


图 4 优化模型流道内流体运动轨迹图

Fig.4 Fluid movement trajectory diagram in the channel of the optimized model

##### 3.1.2 流体通道上层冷却液流速分析

为了验证优化模型对水流通道中冷却液填充效果的影响, 使用 Fluent 软件绘制出了两种模型相同参数条件下的上层冷却液的速度云图, 绘制平面距离冷却液顶层 2 mm。依据图 1 中的热源安装位置和冷却液的流向, 在速度云图上对应热源正下方的位置设置了 8 个速度采集点, 这些位置的冷却液流速直接关系到热源的散热效率。图 5 是经典模型上层冷却水流

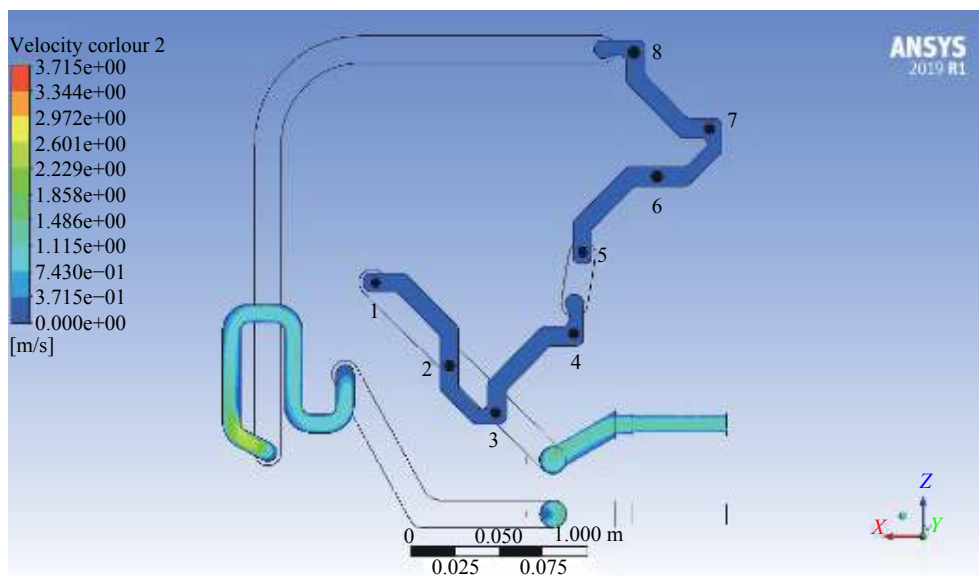


图 5 经典模型上层冷却水流速图

Fig.5 Upper cooling water flow rate diagram of the classical model

速图。

图中颜色深的区域冷却液流速较低，浅色区域流速较高。从图 5 中可知经典模型流道中各个热源下面冷却液流速较低。冷却液流速较低时，各个热源传导下来的热量无法及时被冷却液带走，直接影响到了热源处散热效率。这种情况在优化模型中得到了有

效改善，优化模型上层冷却水流速情况如图 6 所示。

优化模型通道内冷却液填充效果更好，从图中可知上层冷却液的整体流速更高，同时，从采集点 1、3、5 和 7 处可以明显看出，模块入口处和热源 3 处流道加深区域冷却液流速提升明显，有利于解决局部热源散热效果较低的问题。

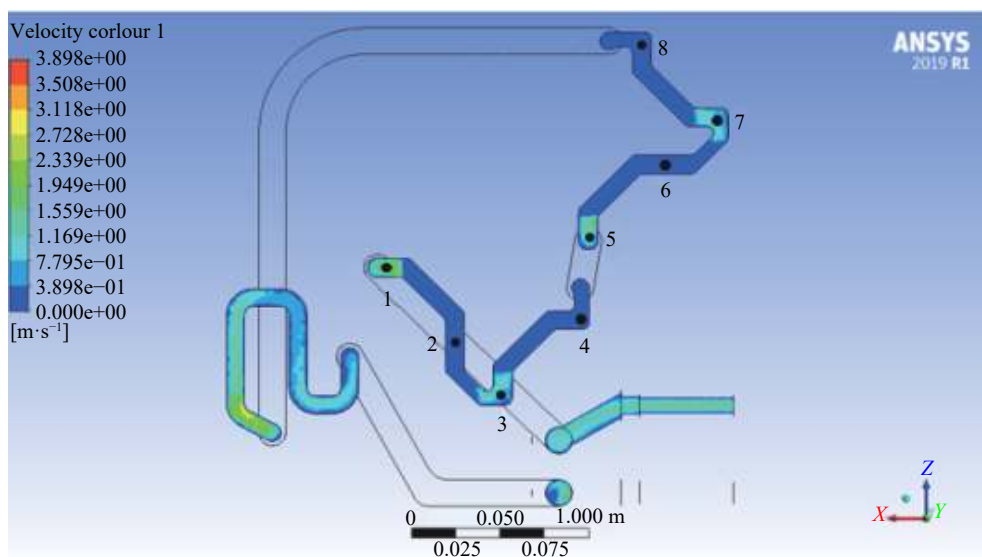


图 6 优化模型上层冷却水流速图

Fig.6 Upper cooling water flow rate diagram of the optimized model

综上，仿真结果验证了优化模型可以明显提升水流通通道中冷却液填充度，可以使局部冷却液获得更快的流速，有利于提高局部的散热效率。图 7 是采集点处采集到的数据绘制的速度曲线图。

### 3.2 温度场分析

同样使用 Fluent 软件对两种模型工作时的激光器模块进行热分析，仿真结果如图 8 所示，其为经典模型工作时激光器模块热源温度云图。由于冷却液在流经热源 1 和热源 3 下的通道时填充度较低、流速低，导致经典模型出现热源 1 上温度分布不均匀和热源 3 上温度明显高于其他 3 个热源的情况，系统最高温度达到了 31 °C。这些情况不仅会影响 bar 条散热效率，导致输出功率降低，还会使输出光束出现“smile”效应。

这些情况在优化模型工作时得到明显改善，由图 9 中标记的温度数据可知，热源 1 上温度分布较为均匀，最高温度下降了 2 °C 左右；热源 3 上温度也有了明显降低，最高温度降到了 29.6 °C；此外，整个系统热源上的温度比经典模型降低了 1.25 °C 左右，可知修改后的流体通道结构可有效提高模块的散热效率。

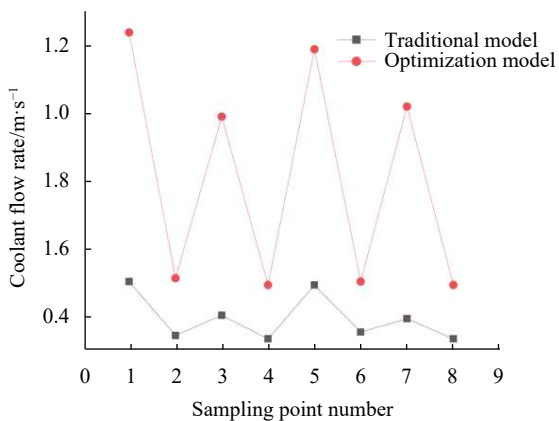


图 7 流体通道中最上层冷却水流速图

Fig.7 Upper flow rate diagram of cooling water in the fluid channel

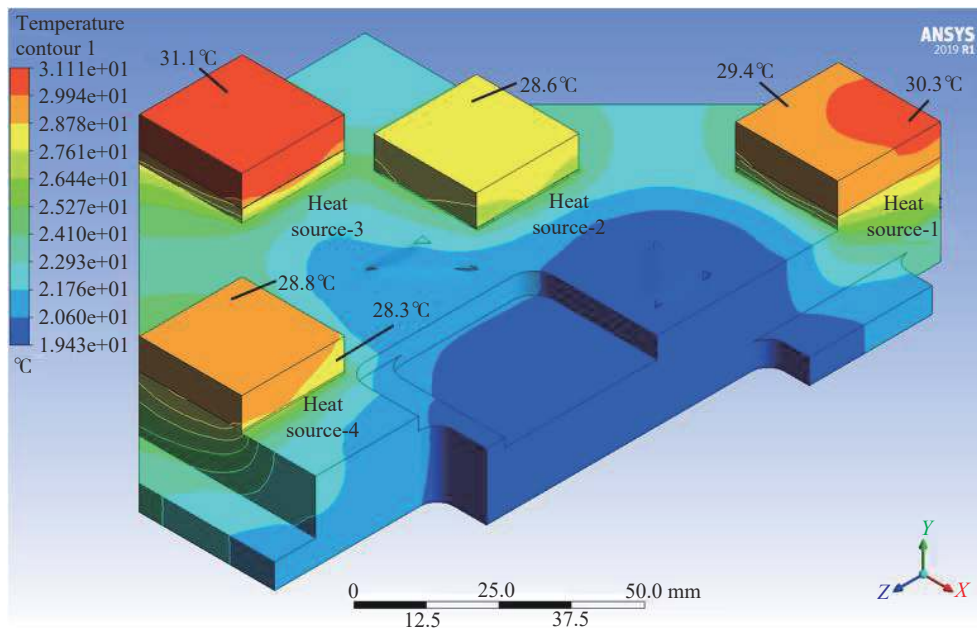


图 8 经典模型热源温度云图

Fig.8 Heat source temperature cloud diagram of the classical model

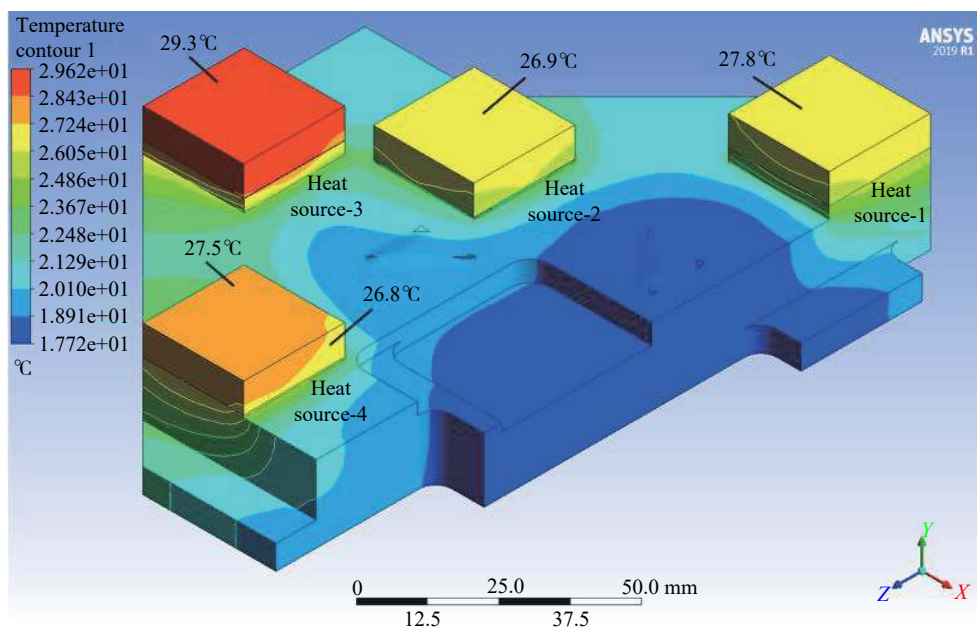


图 9 优化模型热源温度云图

Fig.9 Heat source temperature cloud diagram of the optimized model

### 3.3 散热实验

将两种结构的散热系统放置在相同的温度环境中,初始条件与数值模拟时保持一致。设定半导体激光器在额定功率下连续输出激光,8个热源的温度数据每2s上传一次,记录工作2min期间采集到的热源最高温度数据。根据仿真结果可知,整个系统中温

度最高的热源是Z02模块的热源3,所以选取该热源上采集到的温度进行实验分析。图10是两种模型工作时Z02模块上热源3的温度变化图。

实验采集数据与仿真结果有差异的原因是仿真时不考虑自然对流散热和辐射换热,只考虑了冷却液对热源的散热效果。由数据可知,优化模型在22s时

到达温度最高点,比经典模型快 4 s,同时优化模型工作时 bar 条到达额定工作温度 (20~35 °C) 的时间也比经典模型快 4 s,热源上温度平衡更快,使激光器具有更好的时效性,热源上最高温度比经典模型低 1 °C 左右,温降与仿真结果基本一致。

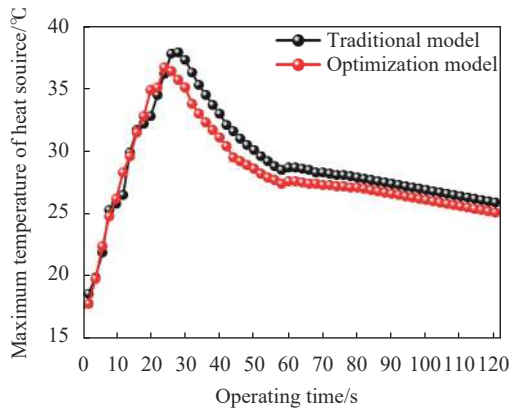


图 10 Z02 模块热源 3 最高温度变化图

Fig.10 Maximum temperature variation diagram of the heat source-3 in the Z02 module

#### 4 结 论

文中在传统矩形腔流道结构模型的基础上,通过对流体通道内的冷却液进行流体分析的方式,提出了一种非典型宏通道结构的优化模型,并使用 Fluent 软件对模型进行了有限元分析,对比了两种模型的流体特性和温度场特性。仿真结果表明,相比于经典模型,优化模型中冷却液对流道的填充效果更好,流道内的上层冷却液流速更高,并且没有湍流空洞产生。此外,优化模型工作时,热源的温度分布更均匀,最高温度也比经典模型降低了 1.25 °C。最后进行了散热对比实验,采集到的热源温降数据与仿真结果基本一致,优化模型工作时,热源上温度平衡更快,到达温度最高点和进入额定工作温度时间比经典模型工作时快 4 s,验证了优化后的设计方案明显提升了散热系统的散热性能和可靠性。

#### 参考文献:

[1] Zhu Q W. Thermal characteristics of quasi-continuous-wave conduction-cooled high power semiconductor laser arrays[D]. Xi'an: University of Chinese Academy of Sciences (Xi'an

Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences), 2017. (in Chinese)

[2] Cao Y, Li K B, Dou Y, et al. Review of heat dissipation of high power diode lasers [J]. *Science and Technology Innovation*, 2019(18): 19-20. (in Chinese)

[3] Liu R K, Wang C C, Li C C, et al. Review of thermal dissipation methods of high-power semiconductor lasers [J]. *Electro-Optic Technology Application*, 2019, 34(6): 1-6,39. (in Chinese)

[4] Heng Zhao, Bo Li, Wang Wenjin, et al. Water cooling radiator for solid state power supply in fast-axial-flow CO<sub>2</sub> laser [J]. *Frontiers of Optoelectronics*, 2016, 9(4): 585-591.

[5] Liu G, Tang X J, Zhao H, et al. New designs and CFD numerical simulations for solid-state laser heat sink [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2014, 43(4): 1111-1116. (in Chinese)

[6] Liang X Y, Sun Z J, Huang Q Y, et al. Study on the channel and heat transfer performance of liquid cold plate used for LED module [J]. *China Light & Lighting*, 2012(1): 6-10. (in Chinese)

[7] Yan Y F, Yu Y, Bai S P, et al. Progress on beam quality control technology of slab lasers [J]. *Chinese Optics*, 2019, 12(4): 767-782. (in Chinese)

[8] Lin X C, Zhang Y W, Zhu H B, et al. 10 kW CW diode laser cladding source and thermal effect [J]. *Chinese Optics*, 2019, 12(4): 820-825. (in Chinese)

[9] Liu Y Q, Cao Y H, Li J, et al. 5 kW fiber coupling diode laser for laser processing [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2015, 23(5): 1279-1287. (in Chinese)

[10] Wu Y Z, Liu Y, Gao Q B, et al. Effect of silicon carbide transition heat sink on heat dissipation of C-mount package laser [J]. *China Sciencepaper*, 2019, 14(12): 1362-1368. (in Chinese)

[11] Wu Y Z. Thermal characteristics of 808 nm High power semiconductor laser package[D]. Changchun: Changchun University of Science and Technology, 2020. (in Chinese)

[12] Liu Q. Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in microchannel heat-sink[D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2005. (in Chinese)

[13] Quan W, Li G H, Chen X, et al. Structural design and ANSYS thermal simulation for semiconductor laser system [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2016, 24(5): 1080-1086. (in Chinese)

[14] Zhang K, Chen F, Li R L, et al. Analysis on thermal performance of output window in high power CO<sub>2</sub> laser [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2017, 46(2): 0205005. (in Chinese)