

文章编号: 0258-7025(2010)06-1553-07

高功率板条放大器冷却系统模拟及优化设计

王建磊 李磊 施翔春 尹亮 马秀华 朱小磊

(中国科学院上海光学精密机械研究所上海市全固态激光器与应用技术重点实验室, 上海 201800)

摘要 基于传导冷却端面抽运板条激光放大器结构,设计矩形槽微通道水冷热沉作为放大器冷却系统,借助有限元分析(FEA),对微通道热沉尺寸进行了优化,得出槽宽占空比为 0.57 时热沉冷却性能最好。结合分析结果,设计一槽宽 0.4 mm,肋宽 0.35 mm 的微通道热沉进行实验验证,将实验与模拟结果进行对比拟合得到热沉传热系数与水流速的关系曲线。进一步模拟了激光板条在热沉作用下温度分布情况,得到在水流速很低的情况下板条冷却面具有很小热阻的结果。

关键词 板条激光器;冷却系统;微通道水冷;有限元分析

中图分类号 TN248.1 文献标识码 A doi: 10.3788/CJL20103706.1553

Modeling and Optimization of Cooling System for High Power Slab Laser Amplifiers

Wang Jianlei Li Lei Shi Xiangchun Yin Liang Ma Xiuhua Zhu Xiaolei

(Shanghai Key Laboratory of All Solid-State Laser and Applied Techniques,

Shanghai Institute of Optics and Fine Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Shanghai 201800, China)

Abstract Based on conductive cooled slab laser amplifiers with end-pumping structure, a rectangular micro-channel water cooling heatsink as the amplifier cooling system has been designed. Optimization of the micro-channel heatsink was investigated by the finite element analysis (FEA), which showed that the cooling performance is the best when the ratio of width of microfin valley to width of microchannel is 0.57. Comparing the experiment with the simulation of a micro-channel heatsink with 0.4 mm width of microfin valley and 0.35 mm width of microfin, the curve of heat transfer coefficient and water flow rate was fitted, resultant temperature distribution of the laser slab under cooling of the heatsink was obtained by FEA. Results indicated that low thermal resistance in the slab cooling surface was obtained even the water flow rate was slow.

Key words slab laser; cooling system; microchannel water cooling; finite element analysis

1 引言

热效应问题是制约高平均功率激光器发展的主要瓶颈之一,其产生原因为激光介质在受到高功率抽运光作用时内部形成不均匀内热源,导致介质内温度分布不均,其直接后果是激光输出功率下降、光束质量降低,甚至导致激光介质炸裂,只有对激光介质进行有效的冷却才能快速导出其内部无用热^[1~3]。如何很好地冷却激光介质进而减小其热效应,成为当前全固态激光器研究的重点内容^[1,2]。

微通道冷却结构^[4~6]由于大大增加了散热面积,

极大地提高了冷却性能,同时具有结构简单、体积小和热传递效率高等优点而成为研究的热点,目前微通道传导冷却系统已广泛应用于高功率半导体激光器(LD)及全固态激光器上。德国 Dilas 公司最新推出的高功率 LD 模块^[7]采用微通道传导冷却结构,可实现单 bar 200 W 的输出功率。G. D. Goodno 等^[8]采用微通道传导冷却方式,实现了单个激光放大器模块 4.5 kW 高光束质量的激光输出。国内也开展了高功率传导冷却激光器方面的研究工作^[9~12]。

本文基于传导冷却板条激光放大器结构,系统讨

收稿日期: 2009-09-28; 收到修改稿日期: 2009-11-23

作者简介: 王建磊(1983—),男,博士研究生,主要从事全固态激光器方面的研究。E-mail: wangjl@siom.ac.cn

导师简介: 朱小磊(1966—),男,研究员,博士生导师,主要从事固体激光器技术及激光器应用系统等方面的研究。

E-mail: xlzhu@siom.ac.cn(通信联系人)

论了一种矩形槽微通道传导冷却系统,通过有限元分析(FEA)模拟计算并优化了微通道矩形槽尺寸。

作为微通道热沉一个关键因素,传热系数 h 直接决定了热沉的热传递性能及实用价值,其定义为单位时间单位面积两温度不同的物体间热传递量与温差的比值。由于 h 决定于热传导介质的性质(热导率 k , 密度 ρ 及比热 c_p 等),同时与传热液体流动方式、状态及性质有密切关系(流速 v , 黏性系数 η 等)^[13,14],因此 h 是多种因素的综合表现,故很难得到解析解。工程上对传统管道(内径尺寸远大于微通道尺寸)常采用相似性原理^[15,16]来对其 h 值进行估算,然而传统理论应用于微通道 h 值估算时会产生很大误差^[17,18],无法很好地对 h 进行描述,而关于微通道结构的动力学理论体系目前还不成熟,工程上很少应用。

本文从放大器冷却系统整体冷却性能要求出发,采用模拟仿真和实验结果对比拟合的方式得到 h 与水流速 v 的关系曲线,从而得到热沉的 h 实验值。根据实验结果,进一步模拟分析板条在热沉作用下的温度分布情况,对热沉的冷却性能进行评估。

2 理论分析与模拟

2.1 激光放大器结构及其增益介质温度分布

图 1 为整个板条激光放大器结构图,放大器采

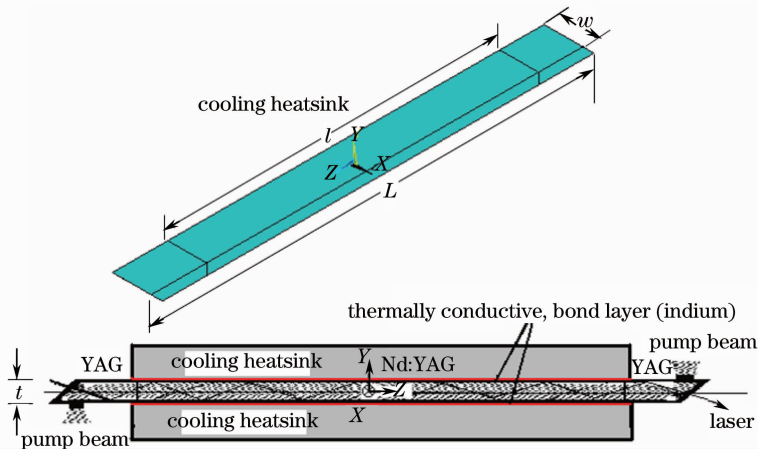


图 1 Nd:YAG 陶瓷板条激光介质

Fig. 1 Orthographic drawing of an end-pumped Nd:YAG laser slab

用端面抽运微通道传导冷却结构,激光增益介质为 Nd:YAG 陶瓷板条。采用两端非掺杂、中间掺杂结构,板条尺寸为 $L \times w \times t = 67 \text{ mm} \times 5.6 \text{ mm} \times 1.7 \text{ mm}$,掺杂部分长度 $l = 49 \text{ mm}$,抽运源为 808 nm LD 阵列,抽运总功率为 1 kW,经过校正的抽运光由板条大侧面进入工作介质,经切割成 45° 斜面的端面反射沿 Z 轴进入介质掺杂区,板条两大面作为冷却面与微通道热沉经薄钢层 ($30 \mu\text{m}$) 压接在一起,微通道内初始工作水温为 20°C 。板条内部抽运吸收功率密度可表示为^[19,20]

$$\rho_{\text{abs}}(z) = \frac{\alpha l P_0}{V} \exp\left(-\frac{\alpha l}{2}\right) \cosh(\alpha z), \quad (-l/2 \leq z \leq l/2) \quad (1)$$

式中 P_0 为耦合进板条的总抽运功率, $\alpha = n_d \sigma_a$ 为吸收系数, n_d 为板条掺杂浓度, σ_a 为掺杂 Nd 离子有效抽运吸收截面, $V = l \times w \times t$ 为掺杂部分体积。被吸收的抽运光一部分被转化成熟,导致板条温度变化,其分布形式可由热传导方程得出

$$\Delta T(x, y, z) = -q(x, y, z)/k, \quad (2)$$

式中 $q(x, y, z)$ 为板条内部生热率,可表示为

$$q(x, y, z) = \eta_h \rho_{\text{abs}}(z), \quad (3)$$

式中 η_h 为热载荷比。

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{h_s}{k} \left[T_{\text{coolant}} - T\left(y = \pm \frac{t}{2}\right) \right], \quad (5)$$

式中 T_{coolant} 为热沉温度, $T[y = \pm(t/2)]$ 为板条冷却面温度。

根据(1)~(5)式,借助 FEA 软件 ANSYS,可以数值计算板条的温度分布。图 2(a)为 $h_s = 70 \text{ (kW/m}^2 \cdot \text{K)}$ 时板条的温度分布云图;改变 h_s 可

由(1)~(3)式,借助边界条件可以得到板条内的温度分布情况。为方便评估放大器冷却系统的传热性能,定义表征板条冷却面传热能力的表面传热系数 h_s 为

$$h_s = \frac{1}{R_h A}, \quad (4)$$

式中 R_h 为板条冷却面的热阻, $A = wl$ 为冷却面面积。板条冷却面边界条件可表示为

以得到板条最高温度随 h_s 的变化曲线[图 2(b)]。可知,板条的最高温度与 h_s 有很大关系,大的 h_s 值对应板条冷却面有更好的热传递能力,考虑到放大

器工作时的安全稳定性,本文以 $60\text{ }^\circ\text{C}$ 作为选取放大器冷却系统的参考温度,即要求所设计的冷却系统能保证板条工作时最高温度低于 $60\text{ }^\circ\text{C}$ 。

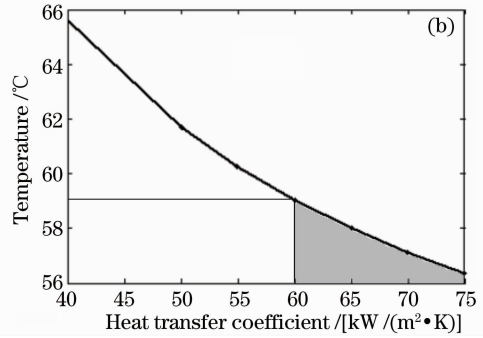
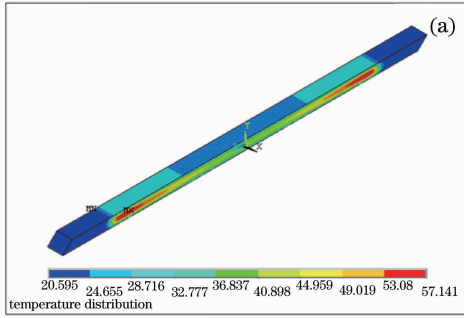


图 2 (a)板条放大器温度分布云图;(b)采用有限元分析得到的板条最高温度随表面换热系数的关系曲线
Fig. 2 (a) Calculated temperature distribution in the laser slab; (b) calculated max-temperature of the laser slab by the FEA (ANSYS) as a function of heat-transfer coefficient

2.2 微通道热沉结构设计、模拟及优化分析

矩形槽结构微通道热沉由于结构简单、加工方便、工艺成熟等优点而被选作放大器冷却系统,如图 3 所示。考虑到激光板条发热部分主要集中在抽运光被吸收的区域(掺杂部分),故热沉工作面设计为 $53\text{ mm} \times 6\text{ mm}$,其材料采用高导热率的锻打紫铜

[$400\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]。

由于微通道矩形槽尺寸(主要涉及通道宽度 w_c ,顶层厚度 h_{top} ,肋片厚度 w_f 和高度 h_f ,道槽宽度 $w_v = w_c - w_f$ 以及占空比 $r = w_v/w_c$ 等)从根本上决定了微通道热沉的冷却性能,故需对其尺寸进行结构优化。

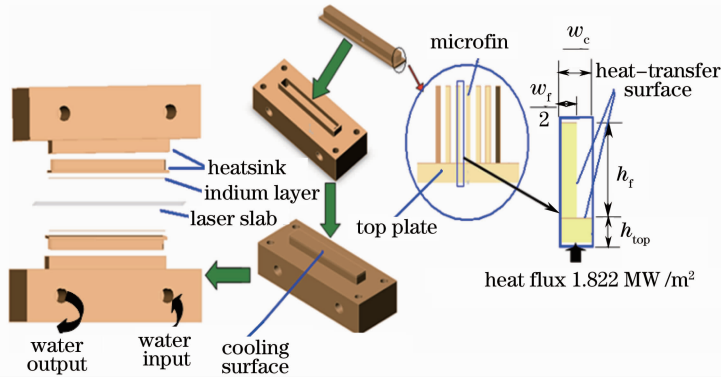


图 3 微通道热沉结构及有限元分析模型
Fig. 3 Structure of microchannel heatsink and model of finite element analysis

为便于优化及模拟计算,假定 h 在微通道内壁各位置相等,由于结构对称性,取其中一部分进行模拟计算(图 3),同时假定所用到的各物理参量(表 1)不随温度改变。优化分析中假定热沉冷却面为均匀热流密度,其值取为 $1.822\text{ MW}/\text{m}^2$,对应总的 500 W 热流量。借助 FEA 可以得到热沉的温度分布,根据温度变化情况比较出微通道尺寸的优化值。

表 1 计算用到的参量

Table 1 List of parameters for computing

Parameters	Nd:YAG	Cu	Indium
Thermal conductivity κ / [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]	14	400	80
Specific heat c / [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]	590	390	243
Mass density ρ / (kg/m^3)	4560	8960	7300
Heat load ratio η_h	0.4		
Absorbed pump efficiency η_p	0.9		

图 4(a)为热沉工作面最高温度随 h 值的变化关系曲线,可以看出随着 h 的增加,热沉最高温度 T_h 慢慢降低。给定微通道 h 值[取为 $40 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$],可以分别得到热沉 T_h 与 w_v 的关系曲线[图 4(b)], T_h 与 r 的关系曲线[图 4(c)]及 T_h 与 h_f 的关系曲线

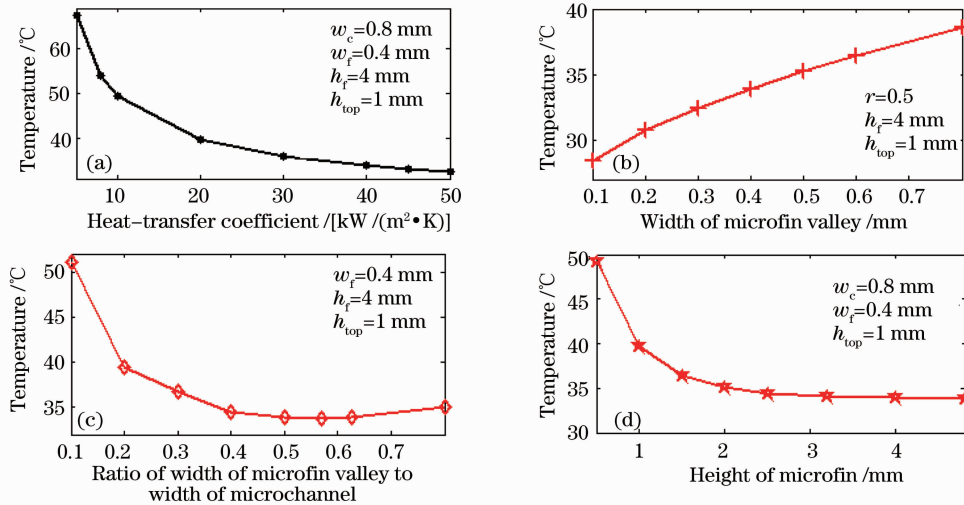


图 4 (a)温度与传热系数的关系曲线;(b)温度与微通道槽宽的关系曲线;(c)温度与占空比的关系曲线;(d)微通道与肋高的关系曲线

Fig. 4 Temperature as a function of (a) heat transfer coefficient, (b) width of micro-channel, (c) ratio of width of microfin valley to width of microchannel and (d) height of microfin

2.3 微通道传热系数 h 值的确定方式

以上分析中并不清楚微通道 h 值的实际大小, h 是很多因素的综合表现^[13~16], 其值很难确定。对于传统管道单相变强制对流传热^[15], 其传热系数 h 可表示为

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D}, \quad (6)$$

式中 $D = 4A_f/s$ 为管道当量直径, A_f 为管道流体横截面积, s 为湿水周长, Nu 为努塞尔数, 表征流体对流传热能力与自身导热能力的对比; 工程上, 借助相似性原理得到用于估算管道内 Nu 的函数关联式

$$Nu = f(Re, Pr), \quad (7)$$

式中 Pr 为普朗特数, 表征流体动量扩散率与能量扩散率的对比; $Re = uD/\nu$ 为雷诺数, 表征流体惯性力与粘性力的对比, 用来判断管道内流体的流动状态。对于传统管道而言, $Re \leq 2300$ 时为层流, $2300 \leq Re \leq 10000$ 时为过渡区, $10000 \leq Re$ 时为湍流状态。湍流状态^[15] 下 Nu 的关联式可表示为

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{1/3}\epsilon_i\epsilon_R, \quad (8)$$

式中 ϵ_i, ϵ_i 与 ϵ_R 分别为温度、入口效应与管道弯曲修正因子, 关联(3)式结合(1)式能够对传统管道的 h 值进行很好的估算(误差不大于 10%)。但对于水力直径为 $100 \mu\text{m}$ 量级的微通道结构, 虽然普遍认为其内部液体

[图 4(d)]。容易得到微通道尺寸同冷却性能密切相关, 通道占空比 r 对冷却性能有较大影响, 模拟结果显示当占空比为 57% 时, 热沉冷却性能最佳; 微通道肋的高度越高冷却性能越好。

单相流动传热仍能够按照经典理论解释和预测^[17,18], 但得到的实验结果与理论预测往往存在很大偏差。研究表明, 当尺度微细化后, 其流动和传热规律已明显不同于常规尺度条件下的流动与传热现象, 宏观流体的一些假设不再成立, 例如流体所处的物理环境(通道表面粗糙度等)、流体自身特性(壁面光滑度、流体粘度)等成为不容忽视的因素。然而到目前为止有关微流体的理论工作还不够完善, 工程上很少应用^[17]。

虽然无法根据成熟的理论来对微通道 h 值进行精确估算, 但借助 FEA 和实验, 同样可以确定 h 值, 进而设计出满足要求的微通道热沉。采用的方法是不过多分析微通道内壁与水流体的微观物理相互作用机制, 而是从放大器冷却系统整体冷却性能的要求出发, 通过实验得到热沉工作面最高温度 T_h 与微通道水流速 v 的关系曲线, 然后借助 FEA 和数值计算得到微通道热沉 T_h 与传热系数 h 的关系曲线, 进而通过比较拟合的方式得到 h 与 v 的关系曲线, 从而确定热沉的 h 值。

3 实验、模拟对比与拟合

3.1 实验

整个实验装置如图 5 所示, 热沉冷却面为被测

面,采用整形后的 808 nm LD 阵列对冷却面进行照射加热作为热源,用黑镍把热沉冷却面均匀染黑以提高对 LD 光的吸收,测得吸收率为 0.748,用红外测温仪实时测量冷却面温度,测温仪采用德国 Optris 公司生产的 CTlaser F1,其工作谱段为 8~14 μm ,LD 输出功率为 271.5 W,对应于热沉冷却面有 203.5 W 功率的热流源,基本等价于板条激光器工作时传递给热沉冷却面的热流量(抽运功率 1 kW,Nd:YAG 介质 η_h 值为 0.4)。微通道尺寸为 $w_c = 0.75 \text{ mm}$, $h_{top} = 1 \text{ mm}$, $w_f = 0.35 \text{ mm}$, $h_f = 4 \text{ mm}$, $r = w_v/w_c = 0.53$,实验中向微通道提供冷却水的水箱自带流量计及测压装置。

工作时,通过改变水流速 v ,可以得到水压 P 和

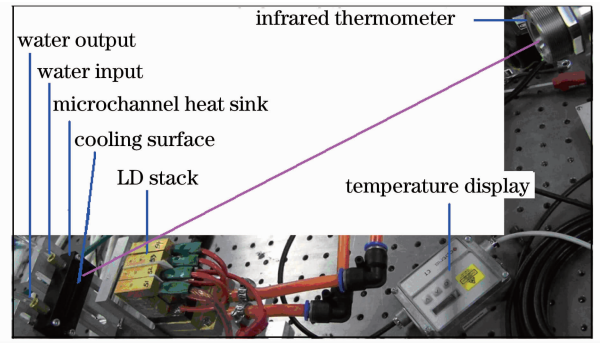


图 5 实验装置图

Fig. 5 Photography of experiment setup v 的关系曲线[图 6(a)]及热沉冷却面最高温度 T_h 与 v 的关系曲线[图 6(b)]。可以看出,随着水流速的增加, T_h 值明显降低。

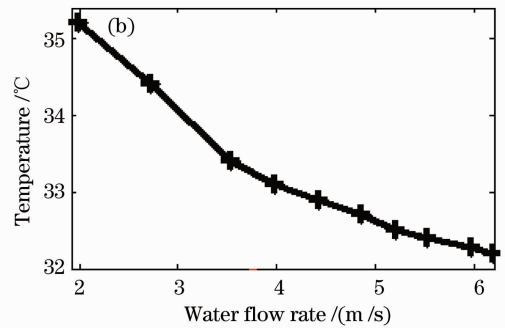
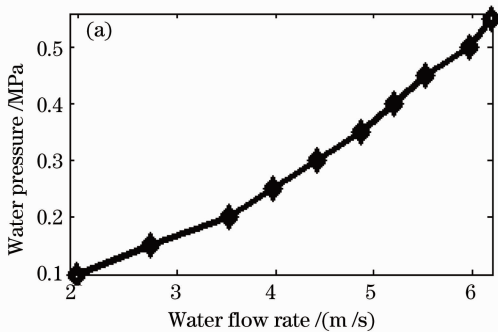


图 6 (a)水压与水流速的关系曲线;(b)温度与水流速的关系曲线

Fig. 6 (a) Water pressure as a function of water flow rate; (b) temperature as a function of water flow rate

3.2 模拟对比与拟合

采用类似于 2.2 节的方式建立 FEA 计算模型,微通道模型尺寸与实验所用一致,如图 7(a)所示,热沉冷却面热流总量 203.5 W,对应热流密度为 0.742 MW/m^2 ,给定传热系数 h 可以得到矩形槽的

温度云图分布,同时改变 h 值可以得到热沉冷却面最高温度 T_h 的变化关系曲线[图 7(b)]。

根据图 6(b)对应实验结果,对比图 7(b),可以得到热沉冷却面相同 T_h 时传热系数 h 与水流速 v 的对应值,从而拟合出 h 与 v 的关系曲线,如图 7(c)所示。

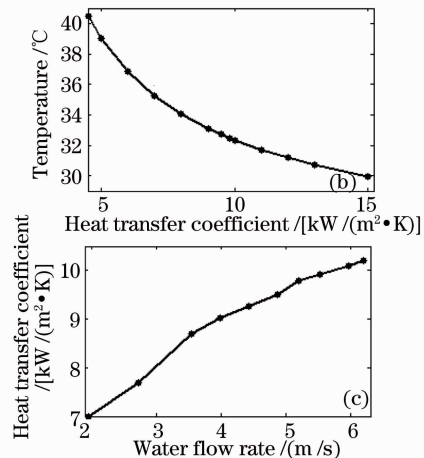
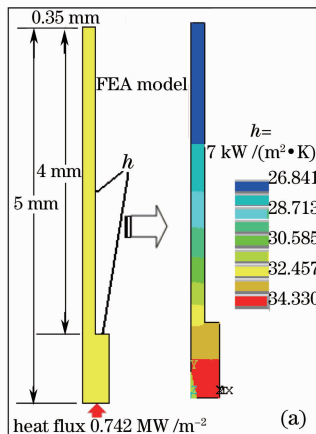


图 7 (a)矩形槽 FEA 模型及温度分布云图;(b)最高温度随传热系数的变化关系曲线;(c)传热系数与水流速的关系曲线

Fig. 7 (a) FEA model and temperature distribution; (b) calculated temperature by FEA as a function of heat transfer coefficient; (c) heat transfer coefficient as a function of water flow rate

当 v 为 1.95 m/s 时, 对应 h 为 $7 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, h 随着 v 的增大而变大, 当 v 为 6.19 m/s 时, h 达到 $10.25 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。对比文献[13]给出的实用修正数据发现, 微通道 h 值比常规管道 h 有明显提高, 接近于冷凝水气条件[常规管道中的沸水, 对应水被冷却, 其 $h=4.7 \sim 7 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 冷凝水气, $h=11.6 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$], 说明了微通道结构的热传递性能高效性, 同时可以看到, 此时对应的水压并不是很高, 水流速很小, 这大大降低了对冷却水箱的要求, 在工程上有重要意义。

原则上讲, 只要知道热沉冷却面的温度分布, 就可以得到热沉的 h 空间分布, 但由于测试手段上的限制, 关于元器件与微通道热沉接触区域温度分布的实时测量非常困难, 故而很难得到 h 的空间分布情况。所幸由于热流密度并不是很大, 冷却水在微通道内温度变化并不明显 ($1 \text{ }^\circ\text{C} \sim 2 \text{ }^\circ\text{C}$), 水热物理性质变化不大, 因此未考虑 h 的空间分布情况, 得到的结果同样可以比较好地评估热沉冷却性能。

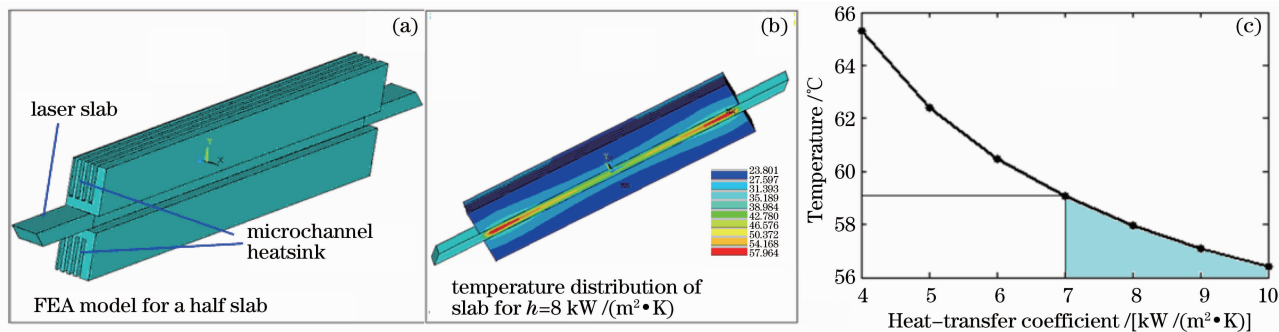


图 8 (a) FEA 模型; (b) $h=8 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时板条温度分布云图; (c) FEA 模拟计算板条最高温度与传热系数的变化曲线

Fig. 8 (a) FEA model for calculation; (b) temperature distribution of slab for $h=8 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; (c) calculated temperature of the slab by FEA as a function of heat transfer coefficient

图 8(b) 为微通道传热系数 $h=8 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时激光板条的温度分布云图, 图 8(c) 为板条最高温度与 h 的关系曲线。可以看出在板条的抽运端面附近对应最高的温度变化, 在 h 大于 $7 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时, 板条最高温度低于 $60 \text{ }^\circ\text{C}$ 。对比图 2 的计算结果, 可知当微通道内 h 为 $7 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 时, 对应板条表面传热系数 h_s 达到 $60 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。由关系(4)式, 可得板条冷却面热阻 $R_h=0.06 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$, 根据图 7 拟合分析结果, 可知此时水流速为 1.95 m/s, 当水流速增大至 6.19 m/s 时, R_h 达到 $0.036 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ 。易知所设计的冷却热沉表现出较好的冷却性能, 能很好地对激光板条进行冷却。

5 结 论

系统讨论和分析了一种用于端面抽运板条激光放大器传导冷却系统, 冷却系统采用矩形槽微通道

4 激光板条在微通道热沉冷却作用下温度的分布模拟

考虑放大器在微通道热沉冷却作用下的温度分布情况, 以更好地判断所设计的热沉对激光器的冷却性能。主要采用 FEA 模型模拟分析的形式进行评估, 即整体考虑微通道热沉和激光板条通过薄钢层压接条件下, 采用实验得到的 h 值, 来模拟板条的温度分布情况, 从而评估热沉对板条的冷却能力。FEA 模型如图 8(a) 所示, 由于对称性, 只对整个板条的一半进行数值计算, 热沉经薄钢层和板条压接在一起, 计算中用到的主要参数如表 1 所示。热沉中水的初始温度为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$, 其他面与空气自然对流, 空气温度 $20 \text{ }^\circ\text{C}$, 传热系数取 $50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 热沉与激光板条之间的钢层厚度取为 $30 \text{ } \mu\text{m}$, 假定厚度均匀且与板条之间无缝连接。

结构, 借助 FEA 对微通道槽宽、肋高和占空比等进行了优化, 得到占空比为 0.57 时微通道热沉有最优冷却性能的模拟结果。然后根据本文提到的千瓦级板条放大器, 设计一微通道热沉, 热沉微通道尺寸 $w_c=0.75 \text{ mm}$, 肋宽 $w_f=0.35 \text{ mm}$, 肋高 $h_f=4 \text{ mm}$ 。通过实验和模拟仿真对比拟合得到微通道传热系数 h 和水流速 v 的关系曲线, 当 v 为 $1.95 \sim 6.19 \text{ m/s}$ 时, h 为 $7 \sim 10.26 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 对应板条冷却面传热系数 h_s 为 $60 \sim 100 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 冷却面热阻 R_h 达到 $0.06 \sim 0.036 \text{ }^\circ\text{C}/\text{W}$ 。冷却热沉表现出较好的冷却能力, 能较好地对激光板条进行冷却。整个冷却系统优化设计过程对高功率板条激光放大器冷却系统设计有较好的参考意义。

参 考 文 献

1 J. M. Eggleston, T. J. Kane, K. Kuhn *et al.*. The slab

- geometry-Part I: theory[J]. *IEEE J. Quantum Electron.*, 1984, **QE-20**(1): 289~301
- 2 Zhou Shouhuan, Zhao Hong, Tang Xiaojun. High average power laser diode pumped solid-state laser[J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(7): 1605~1618
周寿桓, 赵 鸿, 唐小军. 高平均功率全固态激光器[J]. *中国激光*, 2009, **36**(7): 1605~1618
- 3 W. Koechner. *Solid-State Laser Engineering* [M]. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1999
- 4 D. B. Tuckerman. Heat transfer microstructure for integrated circuits. thesis [P]. Lawrence National Laboratory, UCRL-53515, 1984
- 5 R. Beach, W. J. Bennett, B. L. Freitas *et al.*. Modular microchannel cooled heatsinks for high average power laser diode arrays[J]. *IEEE J. Quantum Electron.*, 1992, **28**(4): 966~975
- 6 M. Tsunekane, T. Taira. Design and performance of compact heatsink for high-power diode edge-pumped, microchip lasers[J]. *IEEE J. Quantum Electron.*, 2007, **43**(3): 619~625
- 7 <http://www.infoe.com/%B9%E2%B5%E7/channel/2885670/1603509/0/142705750/3/1692101/52456C4D51564F336F724B3831377A42724E4434754E2B3570734C4B734F7531764D7A6C764B533534736233744C6E577362582B31664D3D/0>
- 8 G. D. Goodno, H. Komine, S. J. Mcnaught *et al.*. Coherent combination of high-power, zigzag slab lasers[J]. *Opt. Lett.*, 2006, **31**(9): 1247~1249
- 9 Li Jindong, Li Xiaoli, Lu Yutian *et al.*. Laser-diode side-pumped Yb:YAG slab laser with microchannels heat sink[J]. *Chinese J. Lasers*, 2006, **33**(3): 289~292
李劲东, 李小莉, 陆雨田等. 双侧面 90°抽运微通道致冷 Yb:YAG 板条激光器[J]. *中国激光*, 2006, **33**(3): 289~292
- 10 Liu Liang, Guo Shaofeng, Lu Qisheng *et al.*. Study of thermal-stress-induced depolarization loss in conduction cooled end-pumped slab amplifiers[J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(s1): 43~47
刘 亮, 郭少锋, 陆启生等. 传导冷却端面抽运板条放大器的热退偏效应[J]. *中国激光*, 2009, **36**(s1): 43~47
- 11 Xiuhua Ma, Jingzi Bi, Xia Hou *et al.*. Conductively cooled all-solid-state zigzag slab laser[J]. *Chin. Opt. Lett.*, 2008, **6**(5): 366~368
- 12 Xing Fu, Qiang Liu, Xingpeng Yan *et al.*. End-pumped Nd:YAG zigzag slab laser with weak pump absorption[J]. *Chin. Opt. Lett.*, 2009, **7**(6): 492~494
- 13 H. Stocker. *Physics Handbook*[M]. Wu Xizhen *et al.* Transl. Beijing: Peking University Press, 2004. 663~677, 707
H. 斯托克. *物理手册*[M]. 吴锡真等译. 北京: 北京大学出版社, 2004. 663~677, 707
- 14 Z. Y. Guo, D. Y. Li, B. X. Wang. A novel concept for convective heat transfer enhancement[J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, **41**(14): 2221~2225
- 15 Yang Shiming, Tao Wenquan. *Heat Transfer*[M]. Beijing: High Education Press, 2006. 229~256
杨世铭, 陶文铨. *传热学*[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006. 229~256
- 16 Ren Shizheng. *Heat Transfer* [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2007. 29~36
任世铮. *传热学*[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2007. 29~36
- 17 Liu Huanling. Research on thermal performance of microchannels [D]. Xi'an: Xidian University, 2004. 2~4
刘焕玲. 微通道换热研究[D]. 西安: 西安电子科技大学, 2004. 2~4
- 18 Liu Jiangtao. Heat transfer and interfacial characteristics in microchannels with/without phase change[D]. Beijing: Tsinghua University, 2008. 2~34
刘江涛. 微通道内单相和相变传热机理与界面特性[D]. 北京: 清华大学, 2008. 2~34
- 19 T. Rutherford, W. M. Tulloch, E. K. Gustafson *et al.*. Edge-pumped quasi-three-level slab lasers; design and power scaling [J]. *IEEE J. Quantum Electron.*, 2000, **36**(2): 205~219
- 20 Wang Jianlei, Li Lei, Qiao Liang *et al.*. Theoretical analysis of temperature and stress distribution in end-pumped composite ceramic Nd:YAG laser slab[J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(7): 1777~1783
王建磊, 李 磊, 乔 亮等. 端面抽运复合 Nd:YAG 陶瓷板条激光介质温度和应力分布的理论分析[J]. *中国激光*, 2009, **36**(7): 1777~1783