

# CCEPS 激光器水冷设计的流-固耦合传热数值研究

刘 刚 唐晓军 徐盛婧 王 超 刘 磊 王文涛 刘 洋

(华北光电技术研究所固体激光技术重点实验室, 北京 100015)

**摘要** 用计算流体力学(CFD)方法对传导冷却端面抽运板条(CCEPS)激光器的多种水冷设计方案分别进行了流-固耦合传热数值模拟, 比较了流-固耦合传热模拟和单纯的导热模拟结果的差别, 对各种水冷设计方案进行综合比较, 研究了冷却通道的尺寸、数量以及冷却水流量等因素对激光板条温度分布以及对热沉的流动阻力特性的影响。一般情况下, 减小通道的特征尺寸, 增加通道数目和冷却水的流量可以降低固-液耦合界面的传热热阻, 因此, 微通道冷却方式比常规的空腔冷却和小通道冷却显著提高了总传热系数, 降低了总热阻, 可将发热部分的温度明显降低, 但是微通道冷却方式必然造成较大的流动压力损失。

**关键词** 激光器; 固体激光器; 数值研究; 计算流体力学; 热沉; CCEPS; 微通道

**中图分类号** TN248.1 **文献标识码** A **doi**: 10.3788/CJL201441.0402004

## Fluid-Solid Coupled Heat Transfer Design Numerical Study for Water Cooling CCEPS Laser

Liu Gang Tang Xiaojun Xu Liuqing Wang Chao Liu Lei Wang Wentao Liu Yang

(Science and Technology on Solid-State Laser Laboratory North China Research Institute of  
Electro-Optics, Beijing 100015, China)

**Abstract** A variety of water cooling designs for conduction cooling end pumped slab (CCEPS) laser are simulated with computational fluid dynamics (CFD) methods. The difference between fluid-solid coupled method and mere heat conduction simulation in gain media is comparatively investigated. The influences of the size, number of the cooling channels and flow rate of the cooling water to the temperature distribution of the slab and the flow resistance characteristics of the heat sink are studied. In general, decreasing of characteristic size, increasing of channel numbers and the flow rate of the cooling water can reduce the thermal resistance between the solid and fluid interface. Thus total heat transfer coefficient is extended to a very high level. That is, total thermal resistance of heat sink can be remarkably reduced with micro-channels cooling structure compared to cavity or mini-channels structure. The temperature level of gain media can be apparently lowered down. However, the pressure loss in heat sink increases significantly.

**Key words** lasers; solid-state laser; numerical study; computational fluid dynamics; heat sink; CCEPS; micro-channel

**OCIS codes** 140.3320; 140.3480; 140.3580

## 1 引 言

固体激光器向高平均功率发展目前存在的一个最大问题在于如何将激光增益介质内部产生的大量无用热传递至外部。无用热的向外传递会产生热透镜、热应力及其进一步引起的退偏等效应, 因此造成激光输出功率和光束质量的降低, 甚至可能造成

增益介质断裂。用不良影响最小的方法传递出无用热, 保证增益介质的正常工作温度, 并且力求温度分布更理想, 进而获得高功率、高光束质量的激光输出是高功率固体激光器研制中的一项极其重要的基本工作<sup>[1]</sup>。传统的高功率固体激光器采用棒状激光增益介质, 热效应严重, 输出光束质量较差, 而板条激

**收稿日期**: 2013-07-26; **收到修改稿日期**: 2013-09-13

**基金项目**: 固体激光技术重点实验室基金

**作者简介**: 刘 刚(1978—), 男, 高级工程师, 主要从事光电子器件和系统的热设计和热管理等方面的研究。

E-mail: ncriolaser@163.com

光器沿“之”字型光路传输的激光可消除一阶热聚焦和热致双折射效应,获得比棒状增益介质更好的光束质量和更高的输出功率。Injeyan 等<sup>[2]</sup>在板条激光器的基础上,提出了所谓的传导冷却端面抽运板条(CCEPS)激光器方案,该方案合理地利用板条的两个大表面进行散热,由于热流密度很高,所以采用微通道热沉来进行冷却。在高热流密度的冷却问题中,微通道冷却是一种行之有效而且相对易于实现的冷却方法,被广泛关注和研究<sup>[3-4]</sup>。

本文针对板条增益介质在两端面抽运及两侧面冷却过程中涉及的流动和传热过程,不采用对流换热系数等简化边界条件,而采用基于计算流体力学(CFD)的流-固耦合传热分析方法,对抽运吸收产生热量过程及冷却过程进行综合模拟分析,不但研究微通道冷却,也比较性地研究其他常规的冷却方式,较全面地研究各种因素对板条增益介质温度分布的影响以及其他相关问题。

## 2 CCEPS 冷却结构

为 CCEPS 设计的冷却结构如图 1 所示,板条增益介质通过两个热沉从两面进行冷却,热沉主要由底板、孔板和冷板三个部分组成,冷板表面和板条增益介质大侧面直接接触,相互之间都保证较好的热接触。定义板条几何中心点为原点  $o$ ,板条掺杂段长度  $L$  方向为  $z$  轴,宽度  $W$  方向为  $y$  轴,厚度  $H$  方向为  $x$  轴。端面抽运板条增益介质通过两端面进行抽运( $z$  方向),通过两侧面( $x$  方向)进行冷却,由于冷却结构对于  $yoz$  平面是完全对称的,为减少模拟的计算量,可以对一个冷却热沉和一半板条增益介质进行分析。

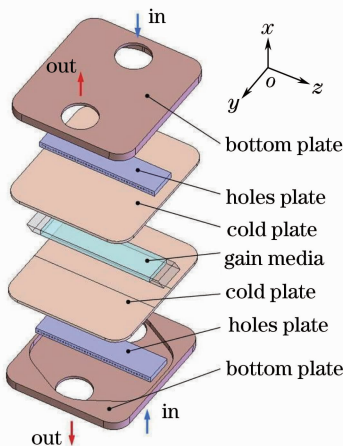


图 1 CCEPS 冷却热沉结构图

Fig.1 Cooling structure for CCEPS

## 3 CFD 模拟方法

在热沉设计完成后必须先对其冷却效果进行模拟,检查冷却流体带走高热流密度热量的同时,增益介质的温度升高和分布是否在可接受的范围之内,然后根据热沉的流量特性与压力损失特性来决定冷却系统的其他设计参数。

由于抽运光在增益介质内的吸收特性,板条内发热密度是高度不均匀的,而增益介质产生的热量通过水冷热沉向流体传递,这个过程更为复杂。传统的模拟分析绝大部分是假设热沉和流体的界面具有均匀一致的对流换热系数,或者,更简单地,在增益介质冷却面设定一个均匀一致的表面传热系数,然后根据工程经验估计出一个大概的数值作为边界条件代入求解<sup>[5-6]</sup>。由于这些方法针对对流换热系数或者表面传热系数的确定在定量上是不够准确的,而且,实际上,对流换热系数或者表面传热系数在传热表面的分布都应当是不均匀分布的。因此模拟结果所具有的参考意义难免会大打折扣,本文在后面也将采用这种方法做一个例子用于比较。

本文利用 CFD 方法,考虑非均匀热源向流体传递热量的整个过程,包括增益介质内和热沉内的导热以及流-固界面上的对流换热过程,无需使用对流换热系数等参数,只需根据实际情况给出进入或者流出的冷却水流量作为边界条件。由于流量测量是十分便利的,而对流换热系数或者传热系数在实验中的准确测量相当困难,因此该方法十分适合科研和工程领域,更进一步,还可以利用该方法计算预测全局的压力分布和流动压力损失,对于方案设计起着重要作用。

对于各种实际情况,流-固耦合传热都是极其复杂的问题,一般根本无法获得解析解,只有通过湍流模型采用数值计算求得精确度很高的数值解,得到流体和固体区域内的高精度的温度分布以及流体区域内的压力分布,然后结合增益介质的折射率温度特性和热形变,为进一步的光学模拟提供可靠的重要参考。

在该问题中,空气自然对流散热和辐射散热的热流量很小,可以忽略不计。另外,热沉的各部分之间是良好焊接的,按照没有附加热阻来进行处理。如果需要考虑这些额外的影响因素,采用 CFD 方法另外增加条件都不难进行分析。

## 4 数值模拟模型

### 4.1 基本边界条件

设定冷却水入口温度统一为室温 20 ℃, 出口压力  $1.01325 \times 10^5$  Pa (一个标准大气压), 入口流量设置根据需要可调, 和空气接触的壁面全部设为绝热 (忽略自然对流和辐射传热)。

### 4.2 内部热源

部分抽运光和振荡光在增益介质内被吸收和转化为热能, 等效为求解域内部的热源, 满足

$$\int_{-L/2}^{+L/2} \int_{-H/2}^{+H/2} \int_{-W/2}^{+W/2} q'''(z) = P, \quad (1)$$

式中  $q'''$  为增益介质内单位体积生热密度,  $P$  为被吸收转化为热量的总功率, 本算例中设定为 300 W。

在本研究中暂不考虑增益介质对振荡光的吸收, 也不考虑不掺杂的 YAG 端头对抽运光的吸收, 只计算中间掺杂段 Nd:YAG 对抽运光的吸收, 将抽

运光在增益介质内的吸收与转化等价于增益介质的内热源, 这是增益介质内发热的最主要部分。由于是对增益介质进行对称双端抽运, 因此在  $z$  方向上对称, 该方向上采用指数吸收模型; 增益介质内的发热密度在  $x, y$  两个方向上视为均匀, 采用均匀吸收模型, 由此可以求解得到

$$q''' = q'''(z) = \frac{\alpha P}{2HW} \cdot \frac{\exp[-\alpha(z + L/2)] + \exp[-\alpha(-z + L/2)]}{1 - \exp(-\alpha L)}, \quad (2)$$

式中  $\alpha$  为增益介质对抽运光的吸收和转化系数, 根据掺杂浓度, 取值为  $1.0 \text{ cm}^{-1}$ ;  $H, W, L$  分别为增益介质的厚度、宽度和总吸收长度, 分别取值为 10、1.2、40 mm;  $z$  为横坐标。

### 4.3 流动与传热控制方程组 (Navier-Stokes 方程组)

$$\frac{\partial(\rho_f u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_f v \phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho_f w \phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial z}) + S_\phi. \quad (3)$$

该方程是 6 个方程联立的一个方程组, 用来描述和计算实际复杂的流体的运动和传热过程。其中, 参数  $\phi$  分别代表三个方向的速度  $u, v, w$ 、温度  $T$ 、湍流脉动动能  $k$ 、湍流动能耗散率  $\epsilon$ , 各有相应的扩散项  $\Gamma_\phi$  和源项  $S_\phi$  [7]。

### 4.4 几何模型

#### 4.4.1 导热模拟

按照传统的只考虑增益介质内导热的模拟方法, 设板条增益介质冷却面温度为均匀的 30 ℃, 该面对热沉的表面传热系数为  $1.3 \times 10^5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 这样也可以近似得到增益介质内的温度分布, 将该模拟称作方案 1, 用于和以下方案进行比较, 该方案无须考虑流体的实际流动, 是一种高度简化的方法, 也是

目前各类文献中使用最多的方法。

#### 4.4.2 空腔水冷方案

热沉内没有孔板, 为空腔结构, 冷却水进入热沉, 直接冷却冷板的背面, 将该模拟称作方案 2。这是最容易实现的冷却结构, 在低热流密度的冷却中应用很常见, 在高热流密度问题中因为这种冷却方式总传热系数小, 热阻大, 温度升高自然十分显著, 因此一般不能采用。

#### 4.4.3 小通道和微通道水冷方案

热沉内孔板上设计各种尺寸、形状、长度和数量的冷却通道, 这些结构参数一定会对热沉的压力损失特性和换热特性产生影响, 设计如下典型方案进行数值计算, 主要条件参数如表 1 所示。

表 1 模拟方案的相应结构参数

Table 1 Parameters of the simulation approaches

Approach No.	Channels quantities	Cross-section	Dimension /mm	Spacing /mm	Length /mm
(3)	11	Circular*	1.8	4	10
(4)	21	Circular	1.0	2	10
(5)	69	Circular	0.3	0.6	10
(6)	69	Square*	0.3	0.6	10
(7)	41	Circular	0.3	1	10
(8)	138**	Circular	0.3	0.6	10
(9)	69	Circular	0.3	1	7
(10)	69	Circular	0.3	1	13

\* Dimension of circular channels represents the diameter, dimension of square channels represents the side length.

\*\* 138 micro-channels arranged in 2 rows.

## 5 数值模拟结果和讨论

### 5.1 不同模拟方法以及冷却结构的影响

根据所设定的边界条件和各种不同冷却结构,以下模拟结果中,只提取最受关注的入口和出口压力差,增益介质最高温度,冷板表面最高温度这几项参数并进行比较,然后对以上几项参数进行对比,为

便于进行比较,考虑流-固耦合传热的方案 2 至方案 10 中全部设定单个热沉入口的流量为 0.025 kg/s (1.5 L/min)。

根据以上几何模型和物理假设,采用 CFD 方法进行数值求解,提取以上所有方案的主要模拟结果如表 2 所示。

表 2 模拟主要结果参数

Table 2 Main results of the simulations

Approach No.	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Gain media max. temperature / °C	68.8	110.2	85.6	77.6	65.4
Cooling surface max. temp. / °C	/	86.9	57.3	49.3	36.9
Pressure loss / (10 <sup>5</sup> Pa)	/	0.0026	0.0087	0.033	2.17
Approach No.	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Gain media max. temperature / °C	66.0	64.8	64.9	66.4	64.7
Cooling surface max. temp. / °C	37.6	36.4	36.4	37.8	36.2
Pressure loss / (10 <sup>5</sup> Pa)	2.42	6.98	0.44	1.56	2.04

图 2 是方案 1 至方案 5 的增益介质中心平面温度分布等温线图,由于其余几种方案温度高低以及分布与方案 5 相比差别不明显,因此不全部列出,从

图 2 中已经可以很清楚地看出是否考虑流-固耦合,小通道和微通道冷却方法对温度分布的影响。

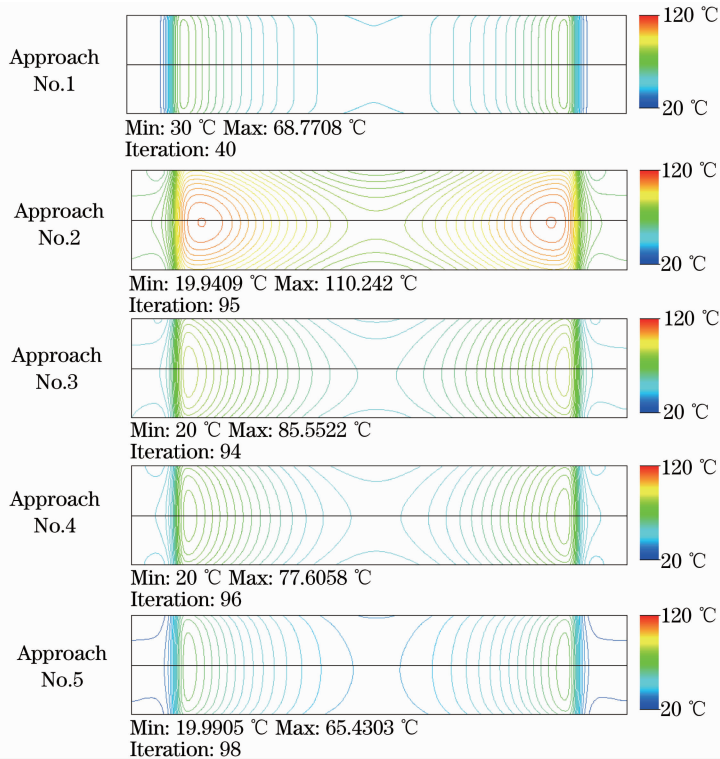


图 2 增益介质中心平面温度分布

Fig. 2 Isothermal lines of the gain media in central plane

从表 2 的模拟计算结果中可以得出初步结论:在此类问题中,微通道冷却结构对总热阻的降低效果明显,显著降低增益介质的温度,但是冷却通道特征尺寸减小到一定程度之后再继续减小则效果不明显,而压力损失却显著增加;微通道的长度和数量同

样如此,长度和数量增加到一定程度之后再继续增加则降低热阻效果不明显;另外,从总体应用角度考虑,微通道截面形状对传热总热阻影响不大。

从图 2 可以看出,所有方案中都呈现出两端温度高,中间温度低的现象,这是由增益介质从两端抽

运的吸收特性所决定的,但是考虑流-固耦合的模拟则更准确地反映出真实温度分布。所有考虑流-固耦合的方案中,“中心热区”都会略偏向下方,即温度分布对于  $xoz$  平面并不严格对称,这是由于流体流动的入口效应以及流动过程中流体温度升高带来的合理现象,这样的温度分布有可能对激光在增益介质内的传输产生一定影响。

对设计方案 5 的模拟结果进行进一步研究,图 3(a)是方案 5 的增益介质纵切面( $xoz$  平面)温度分布等温线图,图 3(b)是热沉内(通过微通道中心线的正切面)温度分布等温线图。

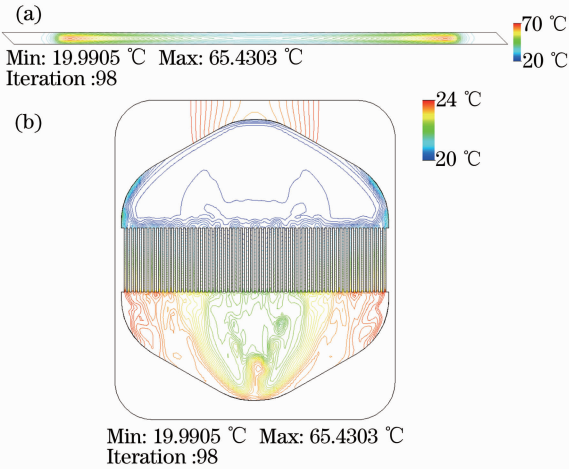


图 3 (a) 增益介质中心纵切面温度分布;  
(b) 热沉内温度分布

Fig. 3 (a) Isothermal lines of gain media in  $xoz$  plane;  
(b) isothermal lines in heat sink

从图 3(a)可以看出在  $x$  方向等温线基本与板条平行,这样可以对增益介质内沿“之”字形光路传输的激光产生均匀化作用,是“之”字形板条侧面冷却方案的初衷。从图 3(b)则可以看出复杂流动在热沉内对温度分布造成的影响,这是单纯的导热模拟完全不可能得到的模拟结果。

### 5.2 冷却水流量的影响

和微通道水冷方案 5 进行对比,改变冷却水流量,设计了以下方案,其主要结果和方案 5 做比较列表如下(表 3),模拟计算数据绘成曲线图如图 4 所示。

可以看出在数值的范围内,随着冷却水流量的提高,温度降低的幅度渐趋平缓而压力损失在显著提高。因此,实际采用的方案应当根据模拟计算结果慎重选择合理的参数。

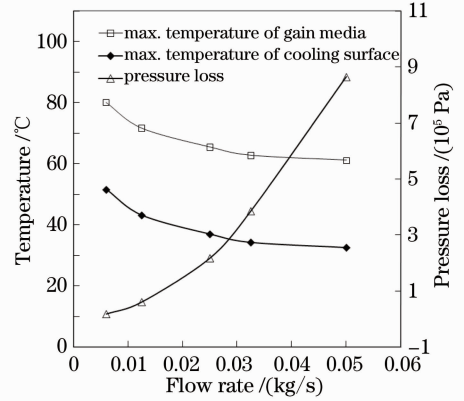


图 4 不同流量下的最高温度和压力损失  
Fig. 4 Maximum temperature and pressure loss for different flow rates

表 3 不同流量的模拟结果

Table 3 Simulation results for different flow rates

Approach No.	(5.1)	(5.2)	(5)	(5.3)	(5.4)
Flow rate / (kg/s)	0.006	0.0125	0.025	0.0325	0.05
Gain media max. temperature / °C	80.0	71.6	65.4	62.7	61.1
Cooling surface max. temp. / °C	51.5	43.1	36.9	34.2	32.5
Pressure loss / ( $10^5$ Pa)	0.17	0.60	2.17	3.85	8.64

减小通道尺寸,增加通道数量或者增加冷却水流量都可以减小传热热阻,降低温度水平,但由于激光增益介质本身的热阻在总热阻中占很大比例,而且始终不改变,因此在削减到一定水平之后,这些措施对冷却效果的提高作用不再显著,这是热阻会继续降低但是趋势必然逐渐减缓的本质原因。

### 5.3 部分通道阻塞的影响

由于加工以及实际使用方面的原因,部分微通道有可能流动不畅甚至被阻塞,为了研究部分微通道阻塞对温度分布的影响,进行了以下模拟,按照以

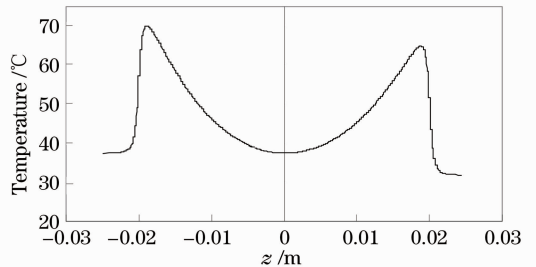


图 5 通道阻塞造成的不对称温度曲线  
Fig. 5 Asymmetric temperature curve due to channels clogging

上方案 5 的设计,考虑比较极端一些的情况,假定 69 根微通道中单侧热流密度最高处的 5 根微通道全部被阻塞,进行数值模拟,提取增益介质中心平面中心线上的温度分布曲线如图 5 所示。

具体结果如下:1) 压力损失为  $2.51 \times 10^5$  Pa, 比不阻塞时提高了 16 %;2) 增益介质最高温度为 70.0 °C,比方案 5 不阻塞的情况下高 4.6 °C,另一侧的峰值温度为 65.0 °C,两端的峰值温度差达到 5 °C。说明在此情况下,部分微通道流动不畅甚至被阻塞会引起局部温度的升高,但是由于高热导率材料制造的热沉所起的均热作用,其提高并非特别显著。

## 6 结 论

冷却热沉的内部结构和冷却水流量决定着 CCEPS 激光器的冷却效果,采用 CFD 方法对 CCEPS 激光器的水冷设计方案进行了流-固耦合传热数值模拟,根据结果,微通道冷却方式比常规的空腔冷却和小通道冷却大大降低了固-液耦合界面的热阻,提高了总传热系数,可将热源的温度显著降低;和单纯的导热模拟相比较,基于 CFD 方法的流-固耦合传热模拟可以得到更准确的温度分布。

微通道冷却方式必然带来较明显的流动压力损失,单纯地增加冷却水流量在降低热阻的同时也显著增加流动压力损失,可能所失大于所得,此类问题必

须从冷却系统设计和匹配等多方面综合加以考虑。

## 参 考 文 献

- 1 Zhou Shouhuan. The heat managements of the solid-state lasers [J]. Chinese Journal of Quantum Electronics, 2005, 22(4): 497-509.  
周寿桓. 固体激光器中的热管理[J]. 量子电子学报, 2005, 22(4): 497-509.
- 2 Hagop Injeyan, Carolyn S. Hoefler. End pumped Zig-Zag slab laser gain medium[P]. US, 6094297, 2000-7-25.
- 3 Zhou Leping, Tang Dawei, Du Xiaoze. High power laser weapons and their cooling systems[J]. Laser & Optoelectronics Progress, 2007, 44(8): 34-38.  
周乐平, 唐大伟, 杜小泽. 大功率激光武器及其冷却系统[J]. 激光与光电子学进展, 2007, 44(8): 34-38.
- 4 Sobhan C B, Garimella S V. A comparative analysis of studies on heat transfer and fluid flow in microchannels [J]. Microscale Thermophys Eng, 2001, 5: 293-311.
- 5 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.
- 6 Liu Quanxi, Zhong Ming. Temperature and thermal stress distribution in thin disk laser end-pumped by LD[J]. Journal of Applied Optics, 2010, 31(4): 636-640.  
刘全喜, 钟鸣. LD 端面泵浦薄片激光器的温度和热应力分布研究[J]. 应用光学, 2010, 31(4): 636-640.
- 7 Tao Wenquan, Numerical Heat Transfer (2nd Edition) [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001. 349-350.  
陶文铨. 数值传热学(第二版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001. 349-350.

栏目编辑:张腾