

文章编号: 0258-7025(2010)03-0640-06

大高宽比小槽道冷却大功率激光器的实验研究

刘 东 刘明侯* 王亚青 徐 侃

(中国科学技术大学热科学和能源工程系, 安徽 合肥 230027)

摘要 针对大功率激光器散热需求, 设计了大高宽比小槽道散热器, 并用去离子水为工作介质对其换热性能进行实验研究。结果表明, 当散热面温度为 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, 流量为 58.2 L/h 时, 3 mm 高槽道散热器散热能力达 $3\times 10^6\text{ W/m}^2$; 当流量一定时, 不同高度的槽道散热器的表面温度和散热量成线性关系, 但槽道高度存在最佳值; 研究给出了槽道换热的努塞尔数(Nu)与雷诺数(Re)、槽道高宽比、槽道长径比和普朗特数(Pr)经验关系式, 能较好反映该类散热器散热特性; 槽道散热器的平均热阻随流速增加而降低, 还与槽道高度有关; 槽道散热器存在最佳流速和最佳高度。

关键词 激光器; 冷却; 小槽道; 大高宽比

中图分类号 TK124

文献标识码 A

doi: 10.3788/CJL20103703.0640

Experimental Studies on Large Height/Width Ratio and Mini-Channel Radiator for High Power Density Laser Cooling

Liu Dong Liu Minghou Wang Yaqing Xu Kan

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

Abstract The radiators with different large height/width ratio mini-channels are designed for cooling high power density laser. Using deionized water as working fluid, it is found that the radiator with 3 mm height mini-channels can achieve heat dissipation of $3\times 10^6\text{ W/m}^2$ when surface temperature is $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ and flow rate is 58.2 L/h . The detailed experimental results show that the heat dissipating capacity is linearly with surface temperature for all mini-channel radiators when coolant flow rate is fixed. A suitable mini-channel height is required for maximum heat dissipation for this kind of radiator. A general empirical formula is proposed to evaluate cooling performance of the radiators with consideration of Nussel number (Nu) as a faction of Reynolds number (Re), height/width ratio, length/diameter ratio, and Prandtl number (Pr). Compared with the experimental data, it is found that the formula can describe heat dissipation performance of mini-channels radiator well. The average heat resistance of the radiator decreases with increasing of flow rate in mini-channels, while the trend is affected by the channel height. For maximum heat removal purpose, the mini-channels radiators have optimum working flow rate and channel height.

Key words lasers; cooling; mini-channel; large height/width ratio

1 引 言

目前激光技术越来越广泛地应用到自动控制、工业制造、生命科学等领域中^[1~3]。虽然激光器的电-光转换效率在不断提高, 但仍有约 70% 的注入电功率转换成热量被激光器自身吸收, 使得激光器本体的温度不断升高。激光器温度升高将导致输出功率降低、波长漂移、寿命缩短等问题, 因此, 如何高

效、均匀冷却大功率激光器成为热控工作者研究的重点^[4]。随着激光器功率的提高, 现有的空气冷却、单侧水冷、蓝宝石薄片冷却等方式将很难满足未来大功率激光器的冷却要求^[5]。因此, 金刚石^[6]、多孔介质^[7,8]、微槽道^[9~11]和喷雾^[12~14]等新型冷却方式逐渐被研究者提出。纵观以上散热方式, 虽然冷却能力得到加强, 但也遇到了一些问题。如, 金刚石和

收稿日期: 2009-05-09; 收到修改稿日期: 2009-06-22

作者简介: 刘 东(1984—), 男, 博士研究生, 主要从事大功率电子器件的冷却方面的研究。

E-mail: dtld123@mail.ustc.edu.cn

* 通信联系人。E-mail: mhliu@ustc.edu.cn

多孔介质由于自身以及加工工艺的限制很难解决接触热阻问题；喷雾和微槽道冷却方式压降较大，对流体驱动泵提出了很高的要求，并且集成封装也比较困难。本文针对微槽道冷却时压降太大的问题提出了采用大高宽比、小槽道冷却大功率激光器的新方法，采用去离子水为工作介质，实验研究了不同高宽比时多槽道的对流换热特性，分析槽道高宽比、流体流速和表面温度等对槽道散热量、对流换热系数和热阻等特性的影响。

2 实验装置和方法

2.1 实验系统

实验系统如图 1 所示，去离子水由隔膜泵 1 从低温恒温槽 8 中吸入，经过脉动阻尼器 2，10~20 μm 过滤器 3，可调三通阀 4，流量计 5 后流入小槽道散热器 6 换热后与分流的流体混合并流入低温恒温槽 8 继续循环。

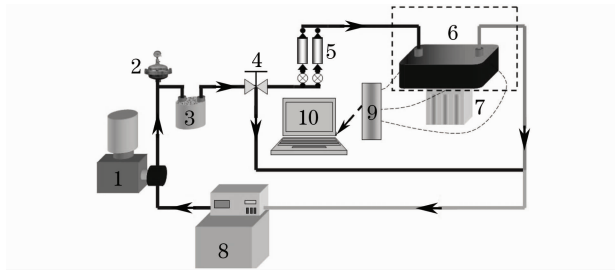


图 1 实验系统图

Fig. 1 Experiment apparatus

为在实验中更好控制加热功率，采用模拟热源 7 来模拟大功率激光器。模拟热源采用高导热系数的纯铜为材料，上部加工出 20 mm × 20 mm 的加热面，底部打孔并插入 8 根功率为 300 W 的加热棒。采用调压器调节输入加热棒的电加热功率。为了减少加热器对外散热、保障模拟表面温度均匀且维持较好一维导热特性，在加热器四周包裹 12 mm 厚阿斯本纳米超效绝热材料，仅保留加热面与槽道散热器底部接触。

2.2 大高宽比小槽道设计

大高宽比、小槽道换热器结构示意图如图 2 所示。在纯铜上采用线切割技术加工出不同高宽比和槽肋比的平行槽道。为了便于在槽道进、出口安装测温的 T 型热电偶和使流量均匀分配，槽道入口和出口采用水箱结构。为了减小进出口水箱结构对槽道散热的影响，在进出口处放置硅胶片绝热。槽道和盖板用密封胶密封。在实验中为了去除接触热阻

的影响，在槽道底部整体加工高度为 20 mm 的铜柱，并在距槽道底部 2 mm 位置均匀打 4 个直径为 0.5 mm 的孔来安装计算槽道底部温度的 K 型热电偶。铜柱底面和加热器上表面用导热硅胶紧密连接。为了防止散热器与周围空气对流和辐射换热，实验时将整个散热器用珍珠岩完全包裹。实验中热电偶(K 型精度为 $\pm 0.4\text{ }^\circ\text{C}$ ，T 型精度为 $\pm 0.1\text{ }^\circ\text{C}$) 信号经过数据采集仪 9 (Agilent 34910A) 采集后由计算机 10 记录并输出。槽道实验件 CCD 图像见图 3。小槽道尺寸通过万能工具显微镜测量获得，精度为 $\pm 0.0005\text{ mm}$ 。槽道散热器具体规格见表 1。

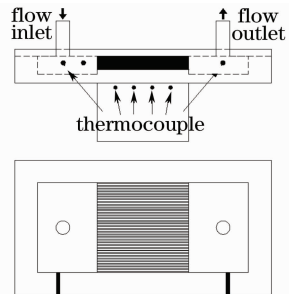


图 2 槽道示意图

Fig. 2 Sketch map of mini-channel radiator

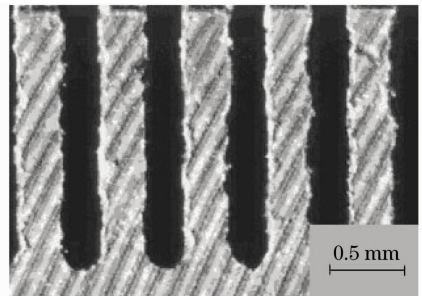


图 3 2# 线切割槽道 CCD 照片

Fig. 3 CCD image of 2# mini-channel

3 数据处理及不确定度分析

3.1 实验数据处理

实验中槽道散热器散热量 Q 通过流过槽道的去离子水进出口温差计算，即

$$Q = c_p m (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}), \quad (1)$$

$$q = \frac{Q}{A_1} = \frac{c_p m (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{A_1}, \quad (2)$$

式中 q 为单位面积的换热量， c_p 为水的比热， T_{in} 、 T_{out} 分别为流体进出口温度， m 为流体的质量流量， A_1 为散热器底面积(加热面面积)。

表 1 槽道散热器结构参数
Table 1 Dimensions of mini-channel heat sinks

No.	Channel number	Length /mm	Height /mm	Channel width W /mm	Fin width W_1 /mm	Height/width ratio α
1 [#]	28	20	2	0.2458	0.3487	8.14
2 [#]	33	20	3	0.2444	0.3512	12.3
3 [#]	32	20	4	0.3125	0.2898	12.8

实验中流体的平均温度采用进出口平均温度计算,而槽道底面温度采用 4 个测点一维导热计算

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}, \quad (3)$$

$$T_w = \frac{(T_1 - ql_1/\lambda_s) + (T_2 - ql_2/\lambda_s) + (T_3 - ql_3/\lambda_s) + (T_4 - ql_4/\lambda_s)}{4}. \quad (4)$$

散热器平均换热系数 h 和平均努塞尔数 (Nu) 以及雷诺数 (Re) 可计算为

$$h = \frac{Q}{A_2(T_w - T_m)}, \quad (5)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f} = \frac{QD_h}{A_2(T_w - T_m)k_f}, \quad (6)$$

$$u_{ave} = \frac{Q_f}{NA_{ave}}, \quad (7)$$

$$Re = \frac{\rho u_{ave} D_h}{\mu_f}, \quad (8)$$

$$\mu_f = (1.788 - 0.059T_m + 0.0013T_m^2 + 0.0000179T_m^3) \times 10^{-6}, \quad (9)$$

$$k_f = 0.552 + 0.00246T_m - 1.2946 \times 10^{-5}T_m^2, \quad (10)$$

其中 D_h 为槽道的水力学直径, T_w 为模拟热源表面温度, T_m 为流体平均温度, k_f 为流体导热系数, μ_f 为流体的动力粘度, A_{ave} 为槽道进口处横截面积, u_{ave} 为流体进口处的平均速度, Q_f 为单位时间内流体的流量, ρ 表示流体密度, A_2 为所有槽道底面和侧面面积之和。

为更好了解散热器性能,采用基于散热器进口温度的热阻 R_{th} 来评价散热器性能

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{(T_w - T_{in})}{Q}. \quad (11)$$

3.2 实验不确定度

本实验中标定后的热电偶精度为 ± 0.4 $^{\circ}\text{C}$, 转子流量计测量前用质量称重法进行标定, 标定中所用电子秤精度为 ± 1 g。根据误差分析方法, 间接误差计算公式为

$$\sigma_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \sigma_{x_i}^2}. \quad (12)$$

根据(12)式计算各个参数的误差, 结果见表 2。

表 2 实验不确定度

Table 2 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainty /%	Parameters	Uncertainty /%
Fluid temperature	2	Flow rate	4
Length	2.5	Heat flux	6
Surface temperature	6.8	Heat resistance	8.6
Heat quantity	4.9	Flow velocity	5.3
Re	7.3	Nu	11.1

4 结果和讨论

为了保证数据为稳态值, 当系统中温度 10 min 内波动范围小于 ± 0.1 $^{\circ}\text{C}$ 时进行数据采集, 并记录 5 min 内各个测量点的温度值, 用该时段内平均值作为稳态各个测点测量值, 用于数据处理。

4.1 表面温度和换热量关系

图 4~6 为各个槽道在不同流量时散热器表面温度与散热量之间的关系。从图中可以看出, 当流量为 58.2 L/h 时, 3 mm 高槽道在表面温度为 70 $^{\circ}\text{C}$ 时散热量可达 3×10^6 W/m² (图 5)。从图中还可以发现, 对于同一个槽道, 当流量一定时, 单位面积散热量和槽道底部壁面温度成正比。这是由于流量一定时, 槽道内流体流速为定值, 当散热面温度升高时, 流体和固体壁面的温差增大, 从而导致换热量增加; 在相同散热面温度时, 流量越大, 当带走热量相同时, 流体温升较低, 流体和壁面温差也就增大, 导致散热量增大。图中斜线的斜率表征了槽道的实际对流换热系数。由于微细槽道强化换热的原理是增加对流换热面积, 对流换热系数不变的结论与常规尺度中对流换热系数为定值结论一致。

4.2 槽道结构对换热的影响

为了更好地了解不同槽道散热器在散热面温度

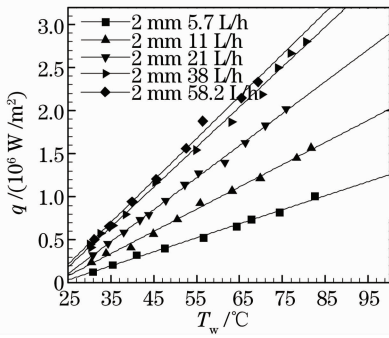


图 4 2 mm 槽道表面温度和单位面积散热量的关系
Fig. 4 Heat flux as a function of surface temperature in 2 mm mini-channel

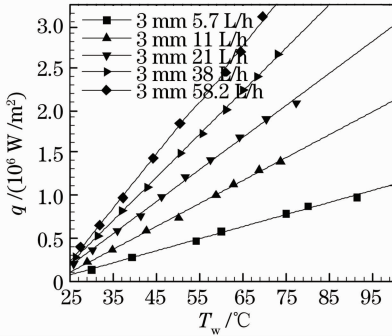


图 5 3 mm 槽道表面温度和单位面积散热量的关系
Fig. 5 Heat flux as a function of surface temperature in 3 mm mini-channel

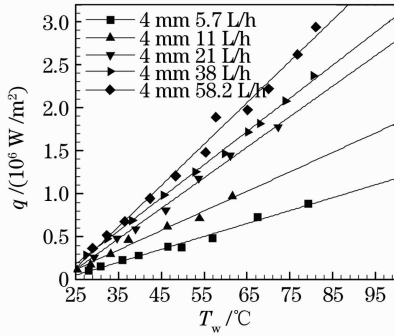


图 6 4 mm 槽道表面温度和单位面积散热量的关系
Fig. 6 Heat flux as a function of surface temperature in 4 mm mini-channel

相同时流量与散热量之间的关系,对图 4~6 中的数据进行分析,给出表面温度为 60 °C 时单个槽道流量和散热量之间的关系,如图 7 所示。可以看出,3 mm 高槽道的散热效果最好,2 mm 高槽道次之,而 4 mm 高槽道的散热效果最差。这表明槽道的深度对槽道的换热有影响。散热面温度和流量一定时,并不是槽道高度越高其散热越好,而存在最佳的槽道高度。多槽道散热器可以视为平板上安装散热肋片。肋片升高时,其温度成双曲余弦方式下降。

流体在槽道中流动状态为层流,当肋片高度升高时,肋片表面温度与流体温度差很小,上部流体散热能力快速降低导致整个换热器散热量降低;而当肋片高度太低时,其扩展表面不足以提供足够的换热接触面积,因此存在最佳的槽道高度。

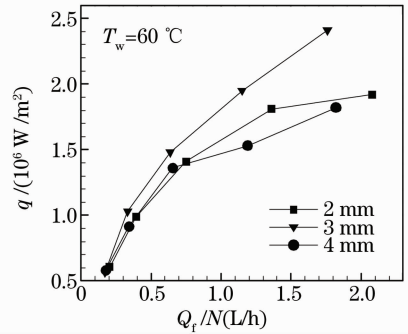


图 7 不同槽道流量和单位面积散热量的关系
Fig. 7 Heat flux as a function of flow rate in different mini-channels

4.3 不同槽道结构 Nu 数和 Re 数关系

图 8 给出不同槽道高度时槽道内换热 Nu 数和 Re 数之间的关系。从图中可以看出,当 $Re < 140$ 时,随着 Re 数的增加, Nu 数快速增加,且 3 种槽道的换热关系相似;而当 $Re > 140$ 时,三者换热情况变得不同。4 mm 槽道的 Nu 数明显低于 2 和 3 mm 槽道,这说明槽道换热特性不仅与流体流动的 Re 数有关,还与槽道特性如高宽比有关。由于实验中基于槽道特征尺度的 Re 数较小 (< 400),流体都处于层流状态。由传热学理论^[15]可知,在层流状态下管道混合热进口段长度由格拉兹(Graetz)数

$$Gz = (D_h / x) Re Pr \tag{13}$$

的倒数决定。式中 D_h 为槽道的水力学直径, x 为槽道内某点距离进口的关系, Pr 为流体的普朗特数。当 $Gz^{-1} \approx 0.05$ 时,流体在管道中可以达到充分发展,而当 Gz^{-1} 小于 0.05 时其处于入口段。由(13)式可以看出, Gz^{-1} 随 Re 增大而减小。当 Re 较小(本文中 $Re < 140$)时,通过(13)式可以计算出 $Gz^{-1} > 0.0452 \approx 0.05$,热进口长度小于槽道长度,因此 Nu 数随着 Re 数增大而变大趋势明显。当 Re 大到一定程度时,通过(13)式可以计算出 $Gz^{-1} < 0.0452 \approx 0.05$,此时热进口段长度大于槽道长度。流速增大,流体和固体接触时间变短;流体在槽道高度方向来不及充分换热,内部温度梯度变大,从而导致带走热量能力增加量变小,平均 Nu 增加趋势变缓。对于不同槽道(宽度相同,高度不同),当 Re 相同时,高度越高,流体流动速度越小,流体与热表面换热能力越差。因此,从图 8 可见,

当槽道高度为 4 mm 时(实心三角) Nu 最小,槽道高度 2 mm 的 Nu 最大(实心正方形)。

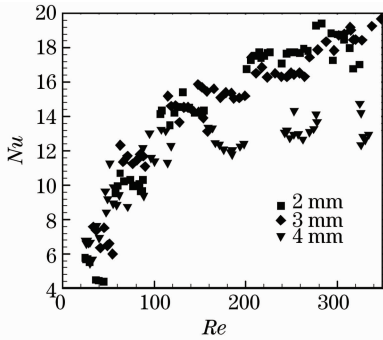


图 8 Nu 数和 Re 数关系

Fig. 8 Nu as a function of Re

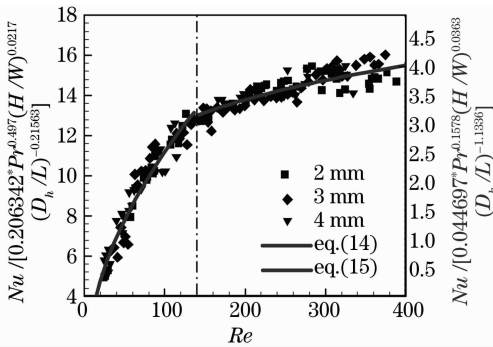


图 9 对流换热实验拟合关系式

Fig. 9 Fitted formulas of convection heat transfer

为了更好地描述槽道内对流换热特性,实验中考虑流体的 Re 数、槽道高宽比、长径比和流体的 Pr 数等影响,将不同的槽道的实验数据拟合合成实验经验公式并将数据点和经验公式表示为

当 Re 小于 140 时

$$Nu = 0.206342 \left(\frac{H}{W}\right)^{0.0217} \times \left(\frac{D_h}{L}\right)^{-0.21563} Re^{0.52439} Pr^{0.497}, \quad (14)$$

当 Re 在 140~400 之间时

$$Nu = 0.044697 \left(\frac{H}{W}\right)^{0.0363} \times \left(\frac{D_h}{L}\right)^{-1.1336} Re^{0.23244} Pr^{0.1578}, \quad (15)$$

式中 H 和 W 分别表示槽道的高度和宽度。图 9 为 (14)、(15) 式和实验数据的对比结果,从图中可以看到,(14) 和 (15) 式和实验数据最大偏差为 15.5% 和 12.4%, 所以拟合关系式可以很好表达类似大高宽比槽道对流换热特性。根据管道或单槽道传热学理论^[15],槽道/管道进口段 Nu 数与 Re 相关;而充分发展段 Nu 数是常数,与 Re 无关。本文研究的槽道散热器长度较短,热进口段可能会占据槽道长度的很大比

例。热进口段长度又与 Re 有关, Re 越大,热进口段长度就越长。因此,从图 9 中发现,热进口段 Nu 与 Re 关系在混合热进口段长度等于槽道长度处存在一个拐点。本文槽道散热器槽道的拐点 Re 为 140 左右。

4.4 槽道流速和热阻关系

图 10 给出不同槽道平均热阻随流速的变化关系。从图中可以看出,槽道的热阻与 Re 数成对数关系,且不同槽道展现不同特性。当流速较小时,槽道越高,其热阻越小;当流速大于 0.5 m/s 时,3 mm 槽道的热阻比 4 mm 槽道的热阻小。对相同的槽道,当流速增加时,其单位时间内流过的流体工质就会增多,此时带走相同热量时流体的平均温度就会更低,会更有利于换热,其结果必然是流速增加时热阻降低。但是,随着流速的进一步增加,沿槽道高度方向流体温度梯度将增大,流体来不及充分换热,热阻降低的速率会越来越小。

直观上人们会认为,当槽道高度增加时,散热器换热面积也相应增加,当流速一定时槽道高度越高,其热阻就越小。但从散热肋片传热理论分析可知,温度沿着槽道高度方向上分布呈双曲余弦形式。随着槽道高度增加,其温度急剧降低;当槽道高度增加到一定程度时,由于温度的快速降低,肋片高度对换热的贡献不明显;同时由于流体是层流状态,随着流速的增加,流体温度在肋片高度方向上梯度变大,二者的共同结果导致了当流速大于 0.5 m/s 时 3 mm 槽道的热阻要小于 4 mm 槽道。因此,强化换热并不能一味地增加肋片高度,不同 Re 流动,肋片高度存在最佳值。最佳换热特性是冷却流量与槽道高度复合作用的结果。

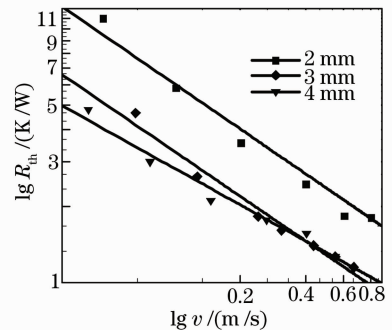


图 10 不同槽道的热阻(R_{th})和流速(v)的关系图

Fig. 10 Entrance heat resistance (R_{th}) as a function of velocity (v) in different mini-channels

5 结 论

针对自行设计不同高宽比线切割槽道散热器

进行实验研究,得到以下结论:

1) 流量一定时,槽道表面温度和散热量成线性关系;对比不同槽道散热特性发现,散热器存在最佳槽道高度。

2) 槽道的 Nu 数随着 Re 数的增加而增加。当 $Re < 140$ 时, Nu 数增加迅速;当 $Re > 140$ 时,增加速度变缓。本文引入了槽道高宽比、槽道长径比和 Pr 数拟合出不同 Re 数下的实验关系式,能很好反应该类散热器的散热特性。

3) 同一槽道平均热阻随着流速的增加而降低。小流量时,槽道高度越高,其热阻越小;而当流速大于 0.5 m/s 后,热阻不仅与槽道高度有关,还与流体流速有关,发现针对同一槽道有最佳流速,而槽道扩展表面也存在最佳的高度值。

参 考 文 献

- 1 Wang Meng, Liu Tiegeng, Xu Baozhong *et al.*. Sound controlled focus system for laser drilling system[J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(8): 1277~1280
王 萌,刘铁根,许宝忠等. 基于声波控制激光焦点的打孔系统[J]. 中国激光, 2008, **35**(8): 1277~1280
- 2 Chen Jimin. Exploration of laser vaporizing removing and sintering fabrication[J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(11): 1713~1717
陈继民. 金属粉末激光气化去除与烧结成形初探[J]. 中国激光, 2008, **35**(11): 1713~1717
- 3 Zhang Fang, Su Rongguo, Wang Xiulin *et al.*. Fluorescence characteristics extraction and differentiation of phytoplankton[J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(12): 2052~2059
张 芳,苏荣国,王修林等. 浮游植物荧光特征提取及识别测定技术[J]. 中国激光, 2008, **35**(12): 2052~2059
- 4 Tao Yujia, Huai Xiulan, Li Zhigang *et al.*. Advancement of cooling techniques in high-power solid state laser[J]. *Laser Journal*, 2007, **28**(2): 11~12
陶毓伽,淮秀兰,李志刚等. 大功率固体激光器冷却技术进展[J]. 激光杂志, 2007, **28**(2): 11~12
- 5 Wang Junrong, Min Jingchun, Song Yaozu. Numerical simulation of temperature and thermal stress field in the laser slab of a laser oscillator[J]. *J. Engineering Thermophysics*, 2003, **24**(5): 855~857
王军荣,闵敬春,宋耀祖. 板状激光振荡介质温度场和应力场的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2003, **24**(5): 855~857
- 6 H. P. Chou. Compact and efficient DPSS laser using diamond-cooled technology[C]. *SPIE*, 2004, **5448**: 550~560
- 7 H. Y. Zhang, K. C. Toh. Fluid flow and heat transfer in liquid cooled foam heat sinks for electronic packages [J]. *IEEE Transactions and Packaging Technologys*, 2005, **2**(28): 272~280
- 8 Xu Kan, Liu Minghou, Liu Dong *et al.*. Study in mini-channel structured radiator filled with porous media[J]. *J. University of Science and Technology of China*, 2009, **39**(1): 63~68
徐 侃,刘明侯,刘 东等. 多孔介质填充的小槽道散热器性能研究[J]. 中国科学技术大学学报, 2009, **39**(1): 63~68
- 9 D. B. Tuckerman, R. F. W. Prese. High-performance heat sinking for VLSI[J]. *IEEE Electron. Device Lett.*, 1981, **2**(5): 126~129
- 10 N. T. Obot. Toward a better understanding of friction and heat/mass transfer in microchannels a literature review[J]. *Microscale Thermophysical Engineering*, 2002, **6**(3): 155~173
- 11 X. F. Peng, G. P. Peterson. The effect of thermofluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels[J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 1995, **38**(4): 755~758
- 12 M. Ghodbane, J. P. Holman. Experimental study of spray cooling with Freon-113 [J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 1991, **34**(45): 1163~1174
- 13 Ruey-Hung Chen, Louis C. Chow, Jose E. Navedo. Effects of spray characteristics on critical heat flux in sub cooled water spray cooling[J]. *International J. Heat and Mass Transfer*, 2002, **45**: 4033~4043
- 14 Wang Yaqing, Liu Minghou, Liu Dong *et al.*. Numerical study on the effect of secondary nucleation on spray cooling[J]. *J. University of Science and Technology of China*, 2009, **39**(4): 390~397
王亚青,刘明侯,刘 东等. 多孔介质填充的小槽道散热器性能研究[J]. 中国科学技术大学学报, 2009, **39**(4): 390~397
- 15 F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman. Fundamentals of Heat and Mass Transfer[M]. New York: John Wiley & Sons, 2006. 512~513