

文章编号: 0258-7025(2010)01-0115-06

喷雾冷却中散热面温度对无沸腾区 换热特性的影响

王亚青 刘明侯 刘 东 徐 侃 何国梁

(中国科学技术大学热科学与能源工程系, 安徽 合肥 230027)

摘要 以水为冷却介质, 针对固体激光器 200 W/cm^2 散热需求进行喷雾冷却换热实验研究, 重点研究介质体积流量在 $0.044 \sim 0.053 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 壁面温度为 $25 \sim 65 \text{ }^\circ\text{C}$ 范围内“无沸腾区”的散热特性。实验结果表明, 通量为 $0.044 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 壁面温度为 $65 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 散热功率可达 257 W/cm^2 ; 在通量为 $0.053 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时, 保持同样壁面温度散热能力达到 300 W/cm^2 。对实验数据进行分析发现, “无沸腾区”换热系数随着介质体积流量、壁面温度的增加而变大; 对雷诺数 $Re > 440$ 给出了反映换热特性的 Nu 与 Re 经验关系式。与 Oliphant 等给出的数据比较后发现, 此关系式在 $Re > 240$ 以后的计算结果, 对工程运用亦有一定的参考作用。

关键词 激光器; 喷雾冷却; 无沸腾区; 体积流量

中图分类号 TK 124 文献标识码 A doi: 10.3788/CJL20103701.0115

Effect of Test Surface Temperature on the Non-Boiling Heat Transfer Performance in Spray Cooling

Wang Yaqing Liu Minghou Liu Dong Xu Kan He Guoliang

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

Abstract Using water as coolant, experiments were used to study the spray cooling of 200 W/cm^2 high power solid state laser for the heat dissipation. The heat transfer performance of spray cooling in the non-boiling regime was studied for volumetric flux ranged from 0.044 to $0.053 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ and the temperature ranged from $25 \sim 65 \text{ }^\circ\text{C}$. It was found that when the wall temperature was $65 \text{ }^\circ\text{C}$ and volumetric flux was $0.044 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, the heat flux dissipated could reach 257 W/cm^2 ; when the volumetric flux increased to $0.053 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, the heat flux could reach 300 W/cm^2 on the condition of the same surface temperature. Through analysis of experiments data, it was found that as the volumetric flux, wall temperature increasing, the heat transfer coefficient increased gradually. Further more, an empirical correlation between average Nusselt number Nu and the spray Reynolds number ($Re > 440$) was developed. Compared with the data of Oliphant et al., it was observed that the results from the correlation when Re is more than 240 could be of reference in the engineering application.

Key words lasers; spray cooling; non-boiling region; volumetric flux

1 引 言

激光技术已经成功运用到生活的各个角落, 如医学美容、测量加工、国防军事等, 近年来出现的高功率固体激光器更是在国防科研及航空航天领域起着举足轻重的作用, 但伴随而来的是激光器的冷却

问题, 受到国内外研究者的广泛关注^[1~3]。

从第一代激光器所采用的抽运源, 晶体棒的全腔式冷却方式, 到现在大多数激光器采用的循环风冷、循环液冷及多层水冷等基本上可以满足小功率激光器的散热需求。对于高功率, 特别是散热功率

收稿日期: 2008-12-22; 收到修改稿日期: 2009-03-10

作者简介: 王亚青(1983—)男, 博士研究生, 主要从事大功率电子器件冷却方面的研究。

E-mail: wangyq05@mail.ustc.edu.cn

导师简介: 刘明侯(1966—), 男, 副教授, 主要从事流动、强化换热、燃烧等方面的研究。E-mail: mhliu@ustc.edu.cn

次实验条件相同,实验前用超精细砂纸(粗糙度约为 0.2)对被冷面进行擦光磨平处理,紧接着用擦铜液以及丙酮对换热面进行去杂质、去氧化处理。为使喷雾冷却在最佳情况下换热,依据前人的实验,每次实验前对喷嘴的高度进行调节,使其喷射底圆刚好与换热面相切^[10]。

通过对泵和阀门的调节来稳定系统压力和流量,在压力和流量一定的情况下,调节加热功率来获得不同表面温度下的换热情况。实验中所有数据均在稳定状态(热电偶数值偏差在 $\pm 0.1\text{ }^\circ\text{C}$ 以内,而且持续时间达 20 min 以上)读取。实验过程中,随着表面温度不断升高,喷腔出口水温以及受其影响的

水箱内水温均随之升高,因此需要不断调节自来水流量增强换热,以减小低温恒温槽进口水温的波动,以维持低温恒温槽内温度恒定。实验中将低温恒温槽温度设定为 $20\text{ }^\circ\text{C}$,测量发现喷嘴进口温度在 $(20 \pm 0.1)\text{ }^\circ\text{C}$ 波动。

3 喷嘴雾化参数

实验中所用喷嘴为 Spray 公司 Unijet 系列 TG0.3 实心圆锥机械雾化喷嘴,实验前利用激光多普勒测速仪(DANTEC PDA)对其液滴粒径、速度分布进行了测量,所测喷嘴雾化性能见表 1。

表 1 喷嘴雾化性能参数
Table 1 Parameters of nozzles atomization

Pressure /MPa	Volumetric flux /[$\text{m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]	Diameter $d_{32}/\mu\text{m}$	Velocity $V/(\text{m}/\text{s})$	Droplet flux N/s	Spray angle $\theta/(\text{ }^\circ)$
0.3	0.044	112.3	19.7	4689819	53.3
0.35	0.049	110.9	21.6	5370361	55.6
0.4	0.053	107.7	23.9	5857926	57.2

其中粒子数目可计算得到

$$N = \frac{6Q}{\pi d_{32}^3}, \quad (1)$$

式中 $Q(\text{m}^3/\text{s})$ 为冷却介质体积流量。

$$N_u = \frac{hD}{k_2}, \quad (6)$$

其中 $k_2[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$ 为流体的热导率。以上所有物性值均在 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 情况下取得。

4 数据处理及误差分析

实验中主要的可测数据为壁面温度 T , 加热底座为一维导热,由傅里叶导热定律可得热流密度 q 为

$$q = k_1 \frac{\Delta T}{\Delta x}, \quad (2)$$

其中 ΔT 为不同截面上热电偶的平均温差, Δx 为截面之间距离, k_1 为纯铜的热导率。同样热表面平均温度 T_w 为

$$T_w = T_{\text{im}} - \frac{q\Delta x}{k_1}, \quad (3)$$

其中 T_{im} 为距热表面为 10 mm 截面两热电偶平均温度。换热系数 h 定义为热流密度与壁面温度 T_w 和喷嘴进水温差 T_{in} 差的比,即

$$h = \frac{q}{T_w - T_{\text{in}}}. \quad (4)$$

为对换热参数进行无量纲化处理,引入无量纲参数

$$R_e = \frac{GD}{\mu}, \quad (5)$$

式中 $G[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$ 为冷却介质的质量通量; $D(\text{m})$ 为喷射底圆的直径; $\mu(\text{Pa} \cdot \text{s})$ 为粘度。

实验中所有测量仪器均为一级或以上误差精度,热电偶在测量前用最小刻度为 $0.1\text{ }^\circ\text{C}$ 温度计进行标定,转子流量计测量前用质量称重法进行标定,标定中所用电子秤最小刻度为 0.1 g 。依照传统误差分析方法^[11],本实验中壁面温度误差 ϵ_{T_w} 在 $\pm 6\%$,热流误差 ϵ_q 在 $\pm 3.5\%$,换热系数最大误差范围在 $\pm 5\%$,液滴通量的误差在 $\pm 7\%$, R_e, N_u 的误差均在 $\pm 5\%$ 以内。

5 实验结果及分析

实验中所用冷却介质为水,进口温度为 $20\text{ }^\circ\text{C}$ 。“无沸腾区”换热机理主要由液膜蒸发以及强迫对流换热组成,而这些机理常受到压力、流量等因素的制约。由表 1 可知压力的增加直接导致体积通量、喷射速度、液滴数量等增加。喷射速度增加会使液滴对壁面的冲刷作用增强,液膜移动速度变快,强迫对流换热增强;液滴数量的增加会导致液滴与壁面之间的扰动效应增强同样增强换热;但通量的增加(即单位时间单位面积上冷却介质体积的增加)会增大液膜厚度而不利于蒸发从而使换热减弱;这些效应共同对“无沸腾”区换热作用,且相互影响彼此制约,

很难孤立地讨论某一个参数对换热的影响。工程实际中常关注的是换热的整体变化趋势,要求用最简洁的方式来反映换热特性。研究者常常撇开其他影响因素,用冷却介质的体积通量来反映换热特性,因为流量、喷射速度、液滴数目都与其直接相关,对此 Chen 等^[12~16]等给予了详细的说明。图 3 为不同体积通量下的热流和壁面温度的换热曲线,从中可发现换热效果随着体积通量的增加而增强,这主要因为液膜厚度增加对换热的减弱作用不足以抵消速度、液滴通量等带来的对换热的增强作用;在体积通量为 $0.053 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,壁面温度 $53 \text{ }^\circ\text{C}$ 具有 215.4 W/cm^2 的散热能力;当壁面温度到 $65 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,散热能力更达 300 W/cm^2 左右。即使在体积通量为 $0.044 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,壁面温度 $65 \text{ }^\circ\text{C}$ 的散热功率也可达到 257 W/cm^2 左右。图 4 表明换热系数随温度升高而增加,这点有悖于传统的对流换热。对于传统的强迫对流换热,换热系数仅与冷却介质物性、流动参数相关。对于喷雾无沸腾区冷却,除了强迫对流以外,还存在液膜蒸发,壁面温度越高,蒸发越快,从而换热增强^[11]。这一结论与 Karwa^[15], Oliphant^[10]等的结果有所差异,这主要与其忽略了液膜蒸发等原因有一定的关系。

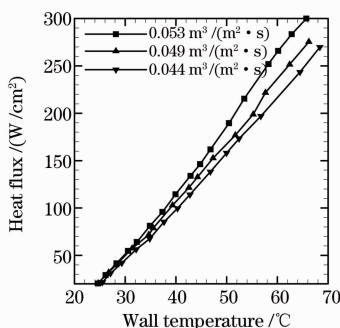


图 3 热流与壁面温度的关系

Fig. 3 Heat flux versus wall temperature

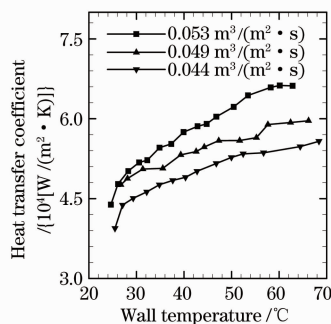


图 4 换热系数与壁面温度的关系

Fig. 4 Heat coefficient versus wall temperature

虽然液膜表面蒸发在整个“无沸腾”换热中占据比例不是很大,但作为“无沸腾区”换热重要机理之一,不可忽略。图 4 就很明确地证明了这一点。液膜的蒸发与受热面温度 T_w 相关,即 T_w 越高,蒸发作用对喷雾冷却中无沸腾区换热的贡献越大;另外,液膜的蒸发与环境温度也有一定的关系,环境温度越高,蒸发越快。为此引入无量纲温度 ξ ,用来表征液膜蒸发速度的快慢,定义式为

$$\xi = \frac{T_w}{100 - T_e}, \quad (7)$$

其中 T_e 为环境温度,本文为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 。“无沸腾区” ξ 值介于 $T_{in}/(100 - T_e)$ 与 $T_{boiling}/(100 - T_e)$ 之间 ($T_{boiling}$ 为冷却介质沸点温度),因为壁面温度最小为冷却介质的进口温度,最高为其沸点温度。 ξ 的大小表征液膜蒸发受温度影响的强弱。

由分析可知冷却介质体积通量、壁面温度均会影响“无沸腾区”散热,综合考虑两者影响在 $R_e > 440$ 得到关联式为

$$Nu = 3.6677 R_e^{0.9232} \xi^{0.3323}. \quad (8)$$

(8)式给出了不同壁面温度下喷雾冷却中的无沸腾区换热关系式,从图 5 可发现, R_e 分别为 527, 486, 440 情况下实验点与计算值偏差较小($\pm 3.7\%$ 以内); Nu 数随着 R_e, ξ 的增加成指数关系增长。工程实际中,往往对无沸腾区的平均换热也极为关注,经常运用其来评价无沸腾区换热能力。对(8)式进行简单的数学计算可得“无沸腾区”平均的换热系数无量纲参数关系式,以水为冷却介质,壁面温度 T_w 在“无沸腾区”最高为 $100 \text{ }^\circ\text{C}$,则最大无量纲温度 ξ_{max} 值为 $5/4$,最低为冷却介质喷射温度 T_{in} (本实验中为 $20 \text{ }^\circ\text{C}$),即最小无量纲温度 ξ_{min} 值为 $1/4$,故

$$\overline{Nu} = \frac{3.6677}{\xi_{max} - \xi_{min}} \int_{\xi_{min}}^{\xi_{max}} R_e^{0.9232} \xi^{0.3323} \times d\xi = 3.2718 R_e^{0.9232}, \quad (9)$$

(9)式为 ξ 在可能取值范围内的平均换热无量纲关系式,表明无沸腾区平均换热系数与 R_e (即与介质体积通量)直接相关。其主要运用于评价无沸腾区的散热性能,从而选择合适的喷射流量。Oliphant 等^[10]利用气体雾化喷嘴对 R_e 数 $10 \sim 1000$,忽略温度对换热系数的影响,亦给出了无沸腾区平均换热无量纲关系式

$$\overline{Nu} = 32.5 R_e^{0.51}. \quad (10)$$

从图 6 可看出,两关系式 Nu 随着 R_e 的变化趋势基本一致,但(9)式计算的结果高于 Oliphant 等^[10]给出的结果。这主要由以下原因造成:1)文献

中为气体雾化喷嘴,与文中的机械雾化喷嘴相比,换热过程中因引入了空气换热能力降低;另外,Oliphant对“无沸腾区”研究中仅考虑强迫对流换热,忽略了蒸发对换热的影响,故使其结果偏低。2)两个研究雾化参数存在差异。文献中液滴速度只有5 m/s,而本文中液滴速度均高于20 m/s。速度越大冲刷作用越强,强迫对流换热效果更好^[15]。3)(10)式的误差在12%左右,而对(8)式积分后误差达15%。由图6可知,当 $440 > Re > 240$ 时,(9)式结果亦略大于(10)式结果,且变化趋势相近。因此,(9)式的计算结果在 $240 < Re < 527$ 范围内对选择合适的喷射流量有一定参考作用。

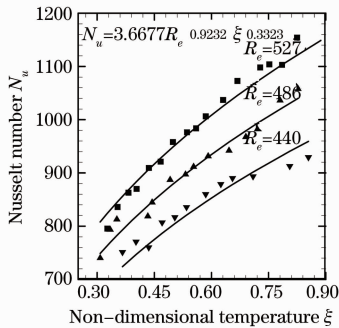


图5 Nu 与 ξ 的关系

Fig. 5 Nusselt number versus non-dimensional temperature

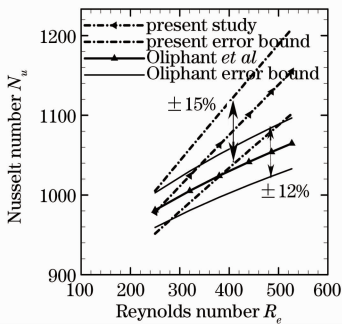


图6 Re 与 Nu 的关系

Fig. 6 Nusselt number versus Reynolds number

6 结 论

对高功率激光器喷雾冷却中“无沸腾区”换热进行了一系列的实验研究,可得到如下结论:

1) 换热性能随着体积通量的增加而成指数关系增强,体积通量为 $0.053 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,壁面温度从 $53 \text{ }^\circ\text{C}$ 增大到 $65 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,喷雾冷却散热从 215.4 W/cm^2 增大到 300 W/cm^2 ;通量下降到 $0.044 \text{ m}^3/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 时,壁面温度 $65 \text{ }^\circ\text{C}$ 时的散热功率也可达 257 W/cm^2 左右,可满足高功率激光器的

散热需求。

2) 喷雾冷却中“无沸腾区”换热,与传统的对流换热方式不同,换热系数不仅受到冷却介质物性、流动参数的影响还与换热壁面温度有一定的关系。实验发现壁面温度越高,换热系数越大。且换热系数与无量纲温度 ξ 成指数关系变化。

3) (8)式较全面可靠地反应了无沸腾区的散热性能和换热机理,能较好地体现液膜蒸发在整个换热过程中的作用。(9)式的计算结果在 $240 < Re < 527$ 区间内对选择合适的喷射流量有一定参考作用。

参 考 文 献

- 1 Ren Hongliang, Zhuang Lihui, Li Yinmei. Measurement of interaction potential between colloidal particles using dual optical tweezers[J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(1): 151~155
任洪亮,庄礼辉,李银妹. 双光镊测量胶体微粒间相互作用势[J]. *中国激光*, 2008, **35**(1): 151~155
- 2 Wang Xiao, Zhang Huizhong, Ding Guomin *et al.*. Laser transmission welding polypropylene plastics [J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(3): 466~471
王 霄,张惠中,丁国民等. 聚丙烯塑料激光透射焊接工艺[J]. *中国激光*, 2008, **35**(3): 466~471
- 3 Luo Le, Zong Renhe, Zhou Zhangwu *et al.*. Study on the application of laser in cosmetology [J]. *Chinese Journal of Quantum Electronics*, 2002, **19**(4): 323~325
罗 乐,宗仁鹤,周章武等. 激光在美容中的应用研究[J]. *量子电子学报*, 2002, **19**(4): 323~325
- 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 Ma Menglin, Guo Jin, Yang Gaofeng. Cooling technology applied in optical elements of high power laser[J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2007, **36**(1): 86~88
马梦林,郭 劲,杨高峰. 高功率激光器光学元件冷却技术的研究[J]. *红外与激光工程*, 2007, **36**(1): 86~88
- 6 L. C. Chow, M. S. Schembey, M. R. Pais. High heat flux spray cooling [J]. *Annul. Rev. Heat Transfer*, 1997, (8): 291~318
- 7 J. Kim. Spray cooling heat transfer: The state of the art[J]. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2006, **28**(4): 753~767
- 8 L. Lin, R. Ponapean. Heat transfer characteristics of spray cooling in a closed loop[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, **46**(20): 3737~3746
- 9 Zhou Zhifu, Xin Hui, Chen Bin *et al.*. Evaporation characteristics of a single droplet in laser treatment of port wine stain in conjunction with cryogen spray cooling[J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(6): 952~956
周致富,辛 慧,陈 斌等. 激光手术喷雾冷却中单个液滴蒸发特性[J]. *中国激光*, 2008, **35**(6): 952~956
- 10 K. Oliphant, B. W. Webb, M. Q. McQuay. An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the nonboiling regime [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, **18**: 1~10
- 11 E. Cabrera, J. E. Gonzalez. Heat flux correlation for spray cooling in the nucleate boiling regime [J]. *Experimental Heat Transfer*, 2003, **16**(1): 19~44
- 12 R. H. Chen, L. C. Chow, J. E. Navedo. Effects of spray

- characteristics on critical heat flux in subcooled water spray cooling[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, **45**(19): 4033~4043
- 13 K. A. Estes, I. Mudwar. Correlation of sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1995, **38**(16): 2985~2996
- 14 M. Ciofalo, I. Di Piazza, V. Brucato. Investigation of the cooling of hot walls by liquid water sprays[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, **42** (7): 1157~1175
- 15 Nitin Karwa, Sunil R. Kale, P. M. V. Subbarao. Experimental study of non-boiling heat transfer from a horizontal surface by water sprays [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2007, **32**(2): 571~579
- 16 Daniel Porter Rini. Computer simulation of a spray cooling system with fc-72 [D]. School of Mechanical, Materials and Aerospace Engineering in the College of Engineering and Computer Science at the University of Central Florida, 2001
- 17 Johnathan S. Coursey, Jungho Kim, Kenneth T. Kiger. Spray cooling of high aspect ratio open microchannels[J]. *J. Heat Transfer*, 2007, **129**(8): 1052~1060