

R600a 喷雾冷却系统换热实验研究

徐洪波¹ 钱春潮^{1,2} 邵双全¹ 田长青¹ 司春强³

(¹ 中国科学院理化技术研究所, 北京 100190; ² 中原工学院能源与环境学院, 河南 郑州 450007)
³ 国内贸易设计研究院, 北京 100069)

摘要 针对高功率固体激光器的散热需求,设计了一种以 R600a 为制冷工质、基于制冷循环的喷雾冷却系统,并对其换热性能进行研究。研究表明,热源表面温度受喷嘴进口压力和喷雾室内蒸发压力等因素的影响,降低喷雾室内蒸发压力更有助于表面温度的明显降低,50 kPa 的压力降低,可以使表面温度降低 8 °C;换热系数受喷嘴进口压力、蒸发压力共同影响,实验中获得了高达 35000 W/(m²·°C)的换热系数;表面温度标准差主要受喷嘴进口压力影响,而喷雾室内蒸发压力的增加,几乎不会对表面温度分布产生影响。

关键词 光学设计;喷雾冷却;R600a;表面温度;换热系数

中图分类号 TK124; TN248.1 **文献标识码** A **doi**: 10.3788/AOS201434.s114010

Experimental Research of R600a Heat Transfer Performance in a Closed Spray Cooling System

Xu Hongbo¹ Qian Chunchao^{1,2} Shao Shuangquan¹ Tian Changqing¹ Si Chunqiang³

¹ *Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China*
² *School of Energy and Environmental Engineering, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou, Henan 450007, China*
³ *Internal Trade Engineering and Research Institute, Beijing 100069, China*

Abstract To improve the heat dissipation performance of the high power solid state laser, a spray cooling system is designed based on the refrigeration cycle, with R600a as the coolant. The heat transfer performance of the closed spray cooling system is studied by experiment. The results show that the heat source surface temperature is affected by the nozzle inlet pressure and spray chamber evaporation pressure. And it is more effective to reduce the surface temperature by reducing the spray chamber evaporation pressure. For example, the decrease of 50 kPa evaporation pressure can result in the reduction of 8 °C of the surface temperature. The nozzle inlet pressure and spray chamber evaporation pressure also have a combined effect on the heat transfer coefficient. It is found that the heat transfer coefficient is up to 35000 W/(m²·°C) in the experiment. In addition, the surface temperature standard deviation is mainly affected by the nozzle inlet pressure, and it is hardly affected by the increasing of pray chamber evaporation pressure.

Key words optical design; spray cooling; R600a; surface temperature; heat transfer coefficient

OCIS codes 020.3320; 140.3320; 140.3580

1 引言

随着高功率固体激光器等电子产品的飞速发展,其散热问题愈发突出,如果这些废热不能及时导出,将会引起热致双折射、热透镜效应等问题,严重

影响激光的输出功率及输出光质量,最终将直接影响激光器的整体性能^[1-3]。因此,强化散热技术成为诸如固体激光器等高功率电子器件发展所必需的一项关键技术^[4]。作为一种高效的散热技术,喷雾

收稿日期: 2014-03-10; **收到修改稿日期**: 2014-04-18

基金项目: 国家自然科学基金(51106170)

作者简介: 徐洪波(1979—),男,博士,副研究员,主要从事高热流密度热管理技术方面的研究。

E-mail: hbxu@mail.ipc.ac.cn

冷却具有过热度低、流量小、散热热流密度高、换热系数高等优点^[5],已经在金属切削加工冷却、微电子散热、激光冷却等方面得到应用。

喷雾冷却是将冷却液在泵、压缩机等动力装置驱动的作用下,通过雾化装置(主要装置是喷嘴)雾化成极小的雾滴(通常是微米级)后喷射到换热表面,通过薄液膜蒸发、液滴与热源表面间对流换热和相变换带走热量达到冷却目的。水作为一种廉价且稳定的冷却剂,在各种冷却系统得到了广泛应用,而以水为冷却工质的喷雾冷却系统换热性能也得到了大量研究。Yang等^[6]以水作为冷却液,采用开式循环系统,喷雾强化换热的热流密度可以高达 1000 W/cm^2 ;Pais等^[7]以去离子水为冷却液体,利用气助式喷嘴,在 $0.3\text{ }\mu\text{m}$ 粗糙度的表面获得了高达 1200 W/cm^2 热流密度;Marcos等^[8]在热流密度为 380 W/cm^2 ,喷嘴进口水温为 $11\text{ }^\circ\text{C}$ 时进行喷雾冷却实验,当系统压力为 15 kPa 时,测得热源表面温度仅为 $54\text{ }^\circ\text{C}$,换热系数高达 $10^6\text{ W/(cm}^2\cdot^\circ\text{C)}$,但同样条件在标准大气压下实验,表面温度会高达 $120\text{ }^\circ\text{C}$;王亚青等^[9]以水为冷却介质,针对固体激光器 200 W/cm^2 的散热需求进行喷雾冷却换热实验研究,在不同介质体积通量情况下,最高散热功率达到 300 W/cm^2 。

但是以水等高沸点工质为冷却介质的喷雾冷却系统获得的表面温度比较高,如Lin等^[10]以FC-72和不凝性气体作为工质,冷却热流密度达到 90 W/cm^2 时对应的热面表面温度为 $90\text{ }^\circ\text{C}$ 。而电子产品的正常工作温度一般不超过 $60\text{ }^\circ\text{C}$,对固体激光器来说要求的正常工作温度更低。因此,随着相变换热技术的发展,以低沸点工质为冷却介质的喷雾冷却技术得到发展。Shedd^[11]以氟里昂为冷却液,采用闭式循环系统,喷雾冷却的热流密度超过了 100 W/cm^2 ;王宏等^[12-13]以氨为冷却工质,分别研究了喷淋室内压力和换热面结构形式对氨喷雾冷却换热性能的影响,结果表明提高喷淋室内压力和采用多孔结构表面均能提高换热系数;周致富等^[14]针对激光皮肤手术中制冷剂闪蒸瞬态喷雾冷却表面传热问题,对8个不同内径和长度直管型喷嘴的表面传热特性进行了系统的对比研究。

本文在基于制冷循环的封闭喷雾冷却系统上,以R600a为冷却工质,通过实验研究喷雾冷却系统的换热性能,对其表面温度、换热系数、表面温度均匀性和调节特性(喷嘴进口压力、蒸发压力)进行了研究。

2 实验系统及原理

将现有压力式喷雾冷却系统和制冷系统相结合,设计了一种基于制冷循环的闭式喷雾冷却系统,其原理如图1所示。该系统主要包括一台变频压缩机、冷凝器、储液器、喷嘴、喷雾室、模拟热源、回热器及两个调节阀。变频压缩机作为动力源为整个喷雾系统提供动力,而喷雾室替代了常规制冷系统中的蒸发器,喷嘴在系统中起雾化并兼具一定的节流作用。其主要工作流程为:高温高压气体冷却工质从压缩机排出,经回热器初步冷却后进入冷凝器并在冷凝器内冷凝为液体后进入储液器,经调节阀A向喷嘴提供液态制冷工质;液态制冷工质经喷嘴节流、雾化后形成众多细小雾滴,雾滴喷射到热源表面形成一层薄液膜,和热源之间通过对流和沸腾方式进行换热;然后,工质以气液两相状态从喷雾室底部流入回热器,在回热器内与从压缩机出来的高温高压气态制冷工质换热后以过热蒸气状态进入压缩机,进行下一循环。其中,进入喷嘴的制冷工质压力主要由调节阀A调节;而调节阀B的主要作用是当喷雾室出口液态工质太多(模拟热源加热功率较小)时,开启阀门将压缩机排气部分旁通至喷雾室出口后管路,以保证压缩机吸气处于过热状态,防止液击发生;喷雾室内压力和制冷工质流量可以通过调节压缩机频率来改变。

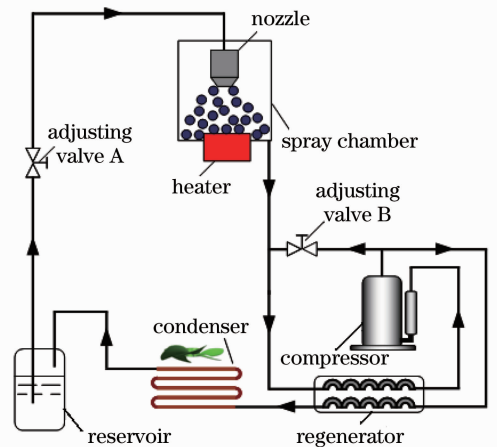


图1 基于制冷循环的压力式喷雾冷却系统
Fig.1 Systemic schematics of spray cooling

实验采用压力式喷嘴,其雾化锥角为 60° ,喷嘴出口直径为 0.83 mm ,雾化颗粒直径在 $70\sim 90\text{ }\mu\text{m}$,置于热面正上方 10.4 mm 处。喷嘴出口雾滴速率和喷嘴进出口压差、喷嘴几何结构、冷却液物性有关。根据Ghodbane等^[15]针对实心锥压力式喷嘴进行出口速率理论研究的假设,运用能量守恒可得

$$\rho_{in} v_{in} A_{in} \left(\frac{v_{in}^2}{2} + \frac{P_{in}}{\rho_{in}} \right) = \frac{dN}{dt} \frac{\pi \rho_{out} d_{50}^3}{6} \left(\frac{v_{out}^2}{2} + \frac{P_{out}}{\rho_{out}} \right) + \frac{dN}{dt} \sigma \pi d_{50}^2, \quad (1)$$

式中 ρ 为冷却液密度, v 为冷却液流速, A 表示通过截面积, P 为冷却液压力, $\frac{dN}{dt}$ 表示雾滴产生频率, σ 表示雾滴表面张力, d_{50} 表示雾滴质量平均直径。

由连续性方程可得

$$\rho_{in} v_{in} A_{in} = \frac{dN}{dt} \frac{\pi \rho_{out} d_{50}^3}{6}, \quad (2)$$

忽略喷嘴进出口冷却液的密度差异, 认为雾滴颗粒大小均匀, 联立能量方程和连续性方程, 可以解得出口雾滴速率为

$$v_{out} = \sqrt{v_{in}^2 + \frac{2(P_{in} - P_{out})}{\rho} - \frac{12\sigma}{\rho d_{50}}}. \quad (3)$$

本系统中, 喷雾室结构和喷雾过程适用以上假设, 因此采用(3)式用于喷嘴出口速率的推导。并且, 相对于压力的影响, 其他两项对喷嘴出口速率的影响可以忽略, 可以简化为压力差的函数关系。因此, (3)式简化为

$$v_{out} = \sqrt{\frac{2(P_{in} - P_{out})}{\rho}}. \quad (4)$$

根据(4)式, 喷嘴出口雾滴速率范围为 16~31 m/s。

实验用模拟热源由紫铜材料加工, 其内部嵌入 5 根 220 W 的柱状加热棒。热源底座底部直径为 42 mm, 经 45°圆台渐变为直径为 12 mm 的圆柱体, 数值模拟结果表明该结构具有较好的一维导热性。热源表面与喷雾室接触处采用聚四氟乙烯隔热垫隔开, 并用耐高温胶进行密封。为防止向环境漏热, 热源四周包裹 20 mm 厚绝热材料, 测试结果表明隔热效果良好, 向外界环境的散热量可以忽略不计。为了测得温度参数, 沿热源轴线方向, 在距离换热表面 3、6、9 mm 处各布置一个热电偶。另外, 为了测量换热面温度分布情况, 在距离换热表面 3 mm 的平面上, 又布置了 3 个测点, 各测点位置如图 2 所示。

喷雾室内及喷嘴进口前的温度和压力通过相同型号 T 型热电偶和压力传感器进行测量。喷雾室内的压力(蒸发压力)通过调节变频压缩机频率进行调节, 喷嘴进口压力可以通过节流阀 A 和冷凝器的冷却水温度进行调节。实验数据由数据采集系统记录。

根据实验中获得的各热电偶测点温度, 将傅里叶导热定律用于一维导热过程, 计算出热流密度及换热表面温度^[16-17]为

$$q = \lambda \frac{dT}{dx}, \quad (5)$$

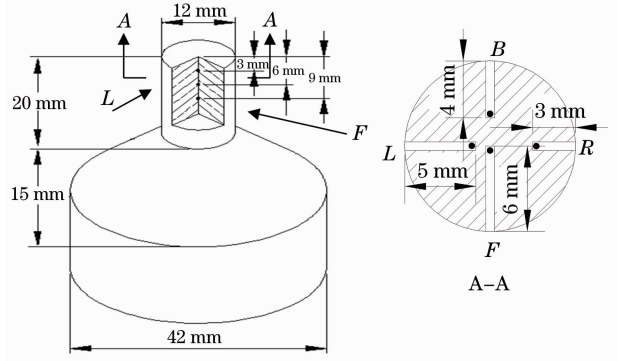


图 2 模拟热源结构

Fig. 2 Heat source structure

$$T_{sur} = (T_F + T_B + T_L + T_R)/4, \quad (6)$$

式中 λ 为紫铜的导热系数, T_{sur} 为热沉表面平均温度, T_F 、 T_B 、 T_L 、 T_R 为换热表面不同点的温度。

喷雾冷却系统换热系数定义如下:

$$\alpha = \frac{q}{T_{sur} - T_{sat}}, \quad (7)$$

式中 T_{sat} 为喷雾室内蒸发压力下所对应的制冷剂的饱和温度。

综合考虑饱和温度、汽化潜热、工质的环境友好性等因素, 本实验系统选用 R600a 为制冷工质。

实验所用的仪器设备如表 1 所示, 通过计算可得热流密度及表面温度的误差分别为 2.4% 和 3.1%^[16]。

表 1 仪器设备具体参数

Table 1 Detail informations of devices

Component	Type	Range	Accuracy
Compressor	Rotary and inverter	30~120 Hz	—
Flow meter	Coriolis	0~40 kg/h	±0.25%
Pressure sensor	—	0~1 MPa	±0.25%
Thermocouple	T	-40~350 °C	±0.1 °C

3 喷雾冷却系统换热性能实验研究

高功率固体激光器的散热设备除了设备结构简单、体积小外还必须满足散热性能需求, 主要包括: 1) 适宜的表面温度, 可以保证激光器的性能、可靠性和使用寿命; 2) 较大的换热系数, 在相同散热量工况下减小壁面过热度 and 有效换热面积; 3) 均匀的表面温度分布, 可以避免因温度分布不均匀产生较大的热应力, 进而损坏激光器。因此, 对喷雾冷却系统的换热性能实验主要从上述三方面来展开。

3.1 表面温度

本系统中, 热源表面温度随着加热功率(热流密

度)的增加而变化,但是通过对喷雾室内蒸发压力和喷嘴进口压力的调节可以实现对表面温度的控制,而压力的调节可以通过改变压缩机的频率、节流阀的开度、冷凝器中冷却水的温度实现。

保持喷嘴进口压力恒定在 490 kPa(流量为 5.3 kg/h),喷雾室内的蒸发压力 P_e 为 230 kPa(蒸发温度为 11.7 °C),逐步加大热源的功率,得到表面温度随热流密度的变化曲线,如图 3 所示。随着热流密度的增大,表面温度近似呈线性增加,当热流密度达到 132 W/cm² 时,热源表面温度仍低于 55 °C。这一结果优于 Lin 等^[10]以甲醇为工质,在热流密度为 130 W/cm² 时获得的 78 °C 的表面温度。虽然 R600a 的汽化潜热低于甲醇,但是其饱和温度也低,相同工况下可以获得更低的表面温度。同时,132 W/cm² 的热流密度和 55 °C 的表面温度可以满足多数电子设备对散热能力和表面温度需求。

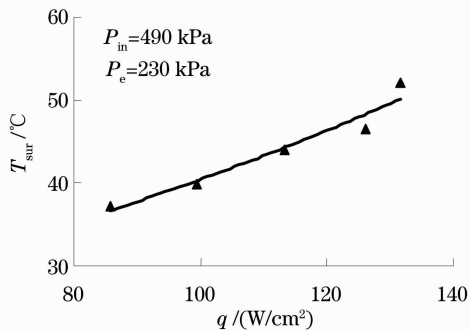


图 3 表面温度随热流密度变化

Fig. 3 Surface temperature changes with the heat flux

通过改变压缩机频率,进而调整喷雾室内的蒸发压力(蒸发温度)可以对热源表面温度进一步控制。在喷嘴进口压力为 390 kPa、过冷度为 7.2 °C 时,不同热流密度情况下调节蒸发压力获得表面温度变化,如图 4 所示。

保持热流密度恒定在 65 W/cm²,调整压缩机频率,蒸发压力从 211 kPa(蒸发温度 T_e 为 8.7 °C)降低到 161 kPa(蒸发温度 T_e 为 0.8 °C),表面温度从 34.6 °C 下降到 26.5 °C(从点 A 到点 B)。经过 50 kPa 压力调整,获得了 8 °C 的表面温度降低,这充分说明调节蒸发压力是控制热源表面温度的有效手段。当热源热流密度变化时,该系统通过调节蒸发压力获得相对稳定的热源表面温度。从图 4 上可以看出热流密度从 65 W/cm² 变化至 45 W/cm²,通过调节蒸发压力(从 178 kPa 到 206 kPa)热源表面温度可以控制在 30 °C,变化过程为直线 CE。调节

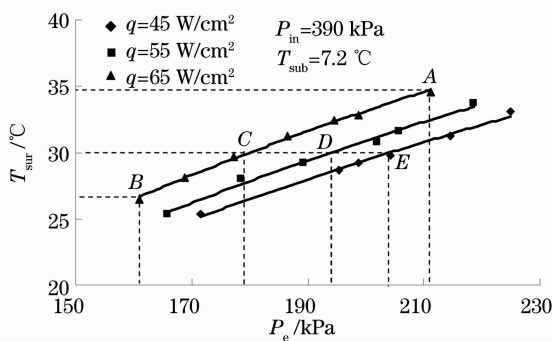


图 4 表面温度随蒸发压力变化曲线

Fig. 4 Surface temperature changes with the evaporation pressure

蒸发压力控制热源表面温度这一特性可以使得该系统较好地应用于固体激光器这一类热负荷动态变化的散热器件。随着热负荷变化,压缩机频率随之同步动作,可以较好地保持热源表面温度,避免因温度波动过大造成对设备的损坏。

图 5 研究了不同热流密度条件下,喷嘴进口压力的变化对热源表面温度影响。随着喷嘴进口压力的增加,热源表面温度近似呈线性降低。保持蒸发压力 205 kPa(蒸发温度 T_e 为 7.8 °C)和热流密度 60 W/cm² 恒定,喷嘴进口压力从 330 kPa 增加到 477 kPa(从点 F 到点 G),热源表面温度从 32.4 °C 下降至 29.5 °C。近 150 kPa 的压力增加,获得了 2.9 °C 的温度降低。这一数值虽然不如降低蒸发压力效果明显,但是却可以避免由于降低蒸发压力而导致饱和温度过低,壁面过热度过高,影响激光器等产品的性能^[9]。同时,调节喷嘴进口压力也可以在负荷动态变化过程中保持热源表面温度恒定。通过作图(点 G 到点 H)可以发现,在热流密度从 60 W/cm² 变化到 50 W/cm² 的过程中,喷嘴进口压力从 477 kPa 减小至 410 kPa,热源表面温度可以保持在 29.5 °C。系统喷嘴进口压力可以通过喷嘴前

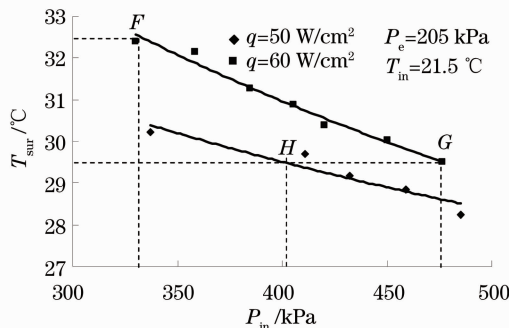


图 5 表面温度随喷嘴进口压力变化曲线

Fig. 5 Surface temperature changes with the nozzle inlet pressure

的节流阀 B 和冷凝压力进行控制,进而可以保持负荷变化过程中的热源表面温度恒定。同时也有效地避免了因壁面过热度过高引发热应力等问题对电子器件本身造成损伤。

3.2 换热系数

随着高功率电子产品集成化程度的提高,体积不断减小,对冷却装置体积也有一定要求。较高的换热系数可以有效减小换热面积,实现冷却装置的小型化。

保持喷嘴进口压力恒定在 490 kPa (流量为 5.3 kg/h),喷雾室内的蒸发压力为 230 kPa (蒸发温度为 11.7 °C),逐步加大热源的功耗,得到系统换热系数随热流密度的变化曲线,如图 6 所示。随着热流密度增加,换热系数略有增加。根据换热系数计算公式可知,热流密度变化导致表面温度变化相对较大,因此换热系数变化较小。结果表明,实验的换热系数高达 35000 W/(m²·°C)。

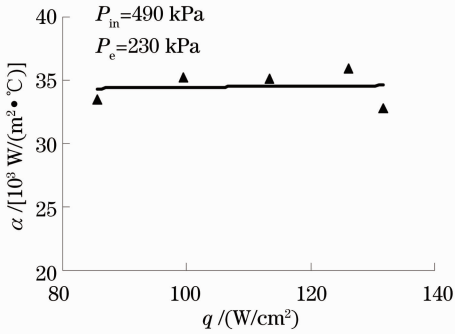


图 6 系统换热系数随热流密度变化曲线

Fig. 6 Heat transfer coefficient changes with the heat flux

调节喷雾室内的蒸发压力,冷却液所对应的饱和温度发生变化,进而影响系统的换热系数。如图 7 所示,蒸发压力对换热系数的影响变得尤为突出。当热流密度为 90 W/cm² 时,60 kPa 的压力变化,使得换热系数增加近 50%,这主要是蒸发压力降低使得冷却工质的潜热增加,同时饱和温度降低使得沸腾现象提前出现。和热流密度为 45 W/cm² 的曲线比较可以看出,高热流密度时,降低蒸发压力可以更有效地提高换热系数。原因是热流密度较小,对流换热起主导作用,因此压力变化带来的潜热变化对其影响不大,体现在换热系数变化不大;热流密度较大时,蒸发压力降低使得冷却液的潜热能力得以充分发挥。这意味着本系统在热流密度较大的电子器件中(如高功率固体激光器)更能发挥其换热系数的优势。

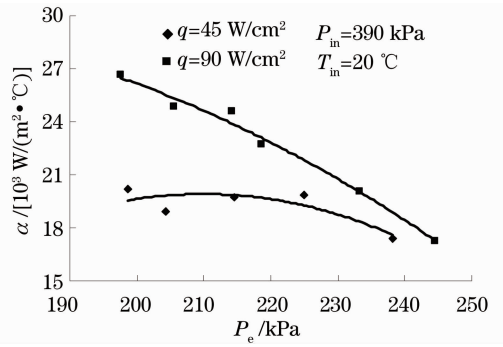


图 7 蒸发压力对换热系数影响

Fig. 7 Influence of evaporation pressure on heat transfer coefficient

3.3 表面温度分布

对于固体激光器一类的电子元件,除了散热量要求大,对散热面温度分布也有严格的要求,温度分布过度不均匀会导致表面热应力的产生,损坏光学器件。通过对不同工况下的实验测量,获得了本系统散热过程中表面温度的分布规律及其影响。

图 8 表明随着热流密度(加热功率)的增加,表面温度标准差 $S(T)$ 也随之增大,温度分布不均匀程度变大。这是由于热流密度的增大,使得换热量增加,薄液膜内的制冷工质沸腾换热过程剧烈,导致液滴运动过程不规则程度加大,甚至有可能产生液滴飞溅,造成换热面液膜不均匀,从而导致表面温度差异增大。当热流密度增大到 130 W/cm² 时,表面温度标准差达到了 3.5 °C,但是优于气助式无沸腾喷雾冷却中的温度标准差^[18]。

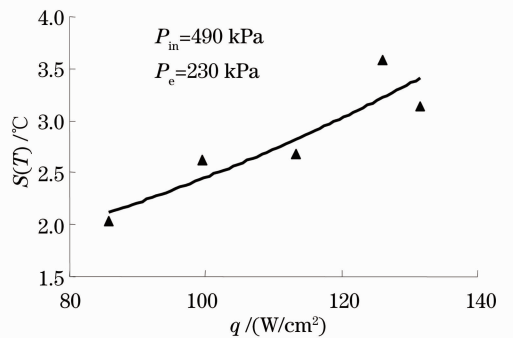


图 8 热流密度对温度均匀性影响

Fig. 8 Influence of heat flux on surface temperature distribution

图 9 是在热流密度为 110 W/cm² 时,调节蒸发压力获得的表面温度分布曲线。蒸发压力的变化对表面温度分布几乎没有影响,这和 Yan 等^[19]的研究结果一致。这是由于虽然蒸发压力的变化带来工质沸点的变化,但是同时对热源表面温度的影响也较大,因此热源表面温度和蒸发温度之间的差值变化

较小,从而导致热源表面沸腾现象变化不大;另外,实验中蒸发压力变化范围很小,由此引发的压力差变化对液滴运动(如速度等)影响不大,从而对换热不均匀性的影响很小。

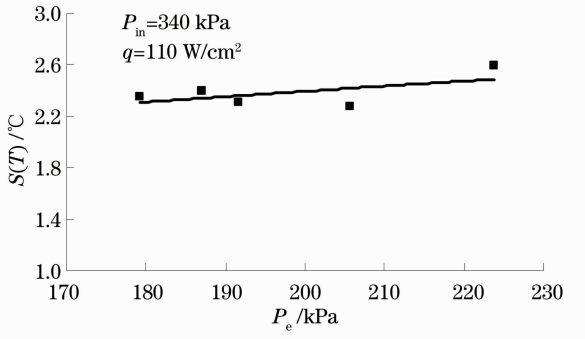


图9 蒸发压力对表面温度均匀性的影响

Fig. 9 Influence of evaporation pressure on surface temperature distribution

4 结 论

针对高功率电子设备对散热装置的需求,以R600a为制冷工质,对基于制冷循环的压力式喷雾冷却系统的换热性能进行研究,结论如下:

1) 表面温度受喷嘴进口压力和蒸发压力的影响。增大喷嘴进口压力,可以在小范围内减小降低表面温度;降低喷雾室内蒸发压力有助于表面温度的明显降低,50 kPa的压力降低,可以使得表面温度降低8 °C。

2) 换热系数受喷嘴进口压力、蒸发压力共同影响,实验中获得了高达35000 W/(m²·°C)的换热系数。增大喷嘴进口压力,可以强化雾化效果、提高冷却液的流量和流速,强化换热效果明显;降低喷雾室内蒸发压力,可以使冷却液提前发生沸腾,换热得到强化,这一特点在热流密度高时尤为突出。

3) 表面温度分布主要受喷嘴进口压力影响。而喷雾室内蒸发压力的增加,几乎不会对表面温度分布产生影响。实验中,在120 W/cm²的热流密度下,表面温度标准差低于3 °C。

参 考 文 献

- Yang Jingwei, Wang Li, Wu Xianyou, *et al.*. Numerical simulation and experimental study on thermal effects of 2.94 μm Er:YAG laser [J]. *Acta Optica Sinica*, 2012, 32(6): 0614002. 杨经纬, 王 礼, 吴先友, 等. 2.94 μm Er:YAG 激光热效应数值模拟及实验研究[J]. *光学学报*, 2012, 32(6): 0614002.
- Dai Shoujun, He Bing, Zhou Jun, *et al.*. Cooling technology of high-power and high-power fiber laser amplifier [J]. *Chinese J Lasers*, 2013, 40(5): 0502003. 代守军, 何 兵, 周 军, 等. 高功率散热技术及高功率光纤激

- 光放大器[J]. *中国激光*, 2013, 40(5): 0502003.
- Wu Zhaohui, Guo Qiang, Zhou Jian, *et al.*. Design and thermal effect analysis of a double-semi-cylinder laser [J]. *Laser & Optoelectronics Progress*, 2012, 49(3): 031401. 吴朝辉, 郭 强, 周 健, 等. 双半圆柱激光器的设计及其热效应分析[J]. *激光与光电子学进展*, 2012, 49(3): 031401.
- Tian Changqing, Xu Hongbo, Cao Hongzhang, *et al.*. Cooling technology for high-power solid-state laser [J]. *Chinese J Lasers*, 2009, 36(7): 1686-1692. 田长青, 徐洪波, 曹宏章, 等. 高功率固体激光器冷却技术[J]. *中国激光*, 2009, 36(7): 1686-1692.
- L Chow, M Sehmey, M Pais. High heat flux spray cooling [J]. *Annual Review of Heat Transfer*, 1997, 8: 291-318.
- J Yang, L Chow, M Pais. Nucleate boiling heat transfer in spray cooling [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1996, 118(3): 668-671.
- M R Pais, L C Chow, E T Mahefkey. Surface roughness and its effects on the heat transfer mechanism in spray cooling [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1992, 114(1): 211-219.
- A Marcos, L C Chow, J H Du, *et al.*. Spray cooling at low system pressure [C]. 18th IEEE SEMI-THERM Symposium, 2002. 169-175.
- Wang Yaqing, Liu Minghou, Liu Dong, *et al.*. Effect of test surface temperature on the non-boiling heat transfer performance in spray cooling [J]. *Chinese J Lasers*, 2010, 37(1): 115-120. 王亚青, 刘明侯, 刘 东, 等. 喷雾冷却中散热面温度对无沸腾区换热特性的影响[J]. *中国激光*, 2010, 37(1): 115-120.
- L Lin, R Ponnappa. Heat transfer characteristics of spray cooling in a closed loop [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(20): 3737-3746.
- T A Shedd. Next generation spray cooling: high heat flux management in compact spaces [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2007, 28(2): 87-92.
- Wang Hong, Yu Yongsheng, Zhu Xun, *et al.*. Effects saturation pressure on spray cooling with ammonia [J]. *Chinese J Lasers*, 2011, 38(7): 0702004. 王 宏, 余勇胜, 朱 恂, 等. 氨饱和压力对喷雾相变冷却特性的影响[J]. *中国激光*, 2011, 38(7): 0702004.
- Yang Qiang, Wang Hong, Chen Rong, *et al.*. Experimental study of spray cooling on a sintered porous surface with ammonia [J]. *Chinese J Lasers*, 2013, 40(3): 0302006. 杨 强, 王 宏, 陈 蓉, 等. 烧结多孔表面的氨喷雾冷却实验研究[J]. *中国激光*, 2013, 40(3): 0302006.
- Zhou Zhifu, Wang Rui, Wang Guoxiang, *et al.*. Effect of nozzle size on the surface heat transfer dynamics during cryogen spray cooling in dermatologic laser surgery [J]. *Chinese J Lasers*, 2012, 39(3): 0303005. 周致富, 王 锐, 王国祥, 等. 激光手术中喷嘴尺寸对制冷剂喷射喷雾冷却表面传热特性的影响[J]. *中国激光*, 2012, 39(3): 0303005.
- M Ghodbane, J P Holman. Experimental study of spray cooling with Freon-113 [J]. *International J Heat and Mass Transfer*, 1991, 34(4-5): 1163-1194.
- Xu Hongbo, Li Jianguo, Si Chunqiang, *et al.*. Influence of lubricating oil on spray cooling system based on refrigerant cycle [J]. *High Power Laser and Particle Beams*, 2013, 25(10): 2551-2555. 徐洪波, 李建国, 司春强, 等. 润滑油对基于制冷循环的喷雾冷却系统性能的影响[J]. *强激光与粒子束*, 2013, 25(10): 2551-2555.
- Si Chunqiang, Shao Shuangquan, Tian Changqing. Experimental study on integrated refrigeration-spray cooling system for high-power solid-state laser [J]. *Chinese J Lasers*, 2011, 38(1): 0102008. 司春强, 邵双全, 田长青. 高功率固体激光器用一体化制冷喷雾冷却系统实验研究[J]. *中国激光*, 2011, 38(1): 0102008.

18 Si Chunqiang, Xu Hongbo, Tang Mingsheng, *et al.*.
Experimental study on non-boiling heat transfer with air-assist
atomization for high-power laser [J]. Acta Optica Sinica, 2010,
30(10): 2958–2962.
司春强, 徐洪波, 唐明生, 等. 高功率固体激光器用气助式雾化

无沸腾换热性实验研究 [J]. 光学学报, 2010, 30(10): 2958–
2962.

19 Z B Yan, K C Toh, F Duan, *et al.*. Experimental study of
impingement spray cooling for high power devices [J]. Applied
Thermal Engineering, 2010, 30(10): 1225–1230.

栏目编辑: 王晓球