

# 激光器中压气体风冷系统的实验研究

郭新生 孙权安 王明德 吕忠和 高斌山  
(西安交通大学气动研究室) (西安应用光学研究所)

## 提 要

本文通过模拟传热模型,建立起激光器风冷系统的换热基本方程式。分析指出:仅当热阻主要集中于光泵浦——冷却质一侧时,增加循环工作物质密度才有提高换热效果、减小流动阻力、降低风机耗功的明显效果。在此基础上研制成功重复率为10c/s,热耗散功率200W的激光器中压气体封闭循环风冷系统。实验研究所得气体压力 $P$ 、流速 $w$ 、壳体外壁侧热阻等诸因素对冷却效能影响的结果亦与分析结论一致。

关键词:激光器;冷却系统。

## 一、前 言

高重复率的光泵浦系统将产生相当多的热量。为排除这些热量,人们通常采用的水作工作物质的液体冷却技术虽有换热系数高、水在冷却管内压力损失小等优点,其缺点是体积大、附加设备多,且水冷却产生的锈蚀和光耗将引起激光器可靠性极大下降。采用封闭风冷系统替代它,尤其在军用激光器领域受到普遍欢迎。然而其冷却机理分析,由激光棒至外界环境的传热路径上各部热阻所占的比例,热阻较大部位的传热强化,激光腔内循环气体压力、流速、腔体外侧热阻等因素对冷却效能的定量影响等都未见有过报道。本文试图从理论与实践上解决重复率激光器冷却装置小型化、实用化问题。

## 二、冷却机理分析

文献[3]指出,供给泵浦灯的电输入功率,其中的53%直接为灯的热耗散;30%为聚光腔的热耗散;14%为激光棒的热耗散;而仅有约2~3%的激光辐射输出。由于聚光腔的热耗散主要经壳体传导直接排向大气,所以在所研制的风冷系统中,主要是将激光腔内泵浦灯与激光棒的耗散热量交给气体,而后工作物质流经内散热叶片腔时加热冷却器内壁,而自身被冷却后返流入激光腔,最后该部热流也经壳体热传导,并通过外部散热片传向周围大气。

图1为便于分析风冷系统而模拟建立的传热模型。该模型取激光腔与散热腔为同轴圆壁筒状;激光腔内平行配置,同一 $z$ 坐标值下泵浦灯、激光棒的表面温度是互不相同的,它们与流体的换热被模化为一根激光棒对流体放热,其热耗散在供给灯的电输入功率中所占比例为 $n$ ,同时假定:

(1) 因单原子和双原子气体吸收或发射辐射能的能力微不足道,所以略去工作物质与

固体壁面间的辐射换热,同时忽略二者之间的导热;

(2) 热量在金属圆壁筒内的传导被认为主要在其径向进行,略去  $z$  方向的热传导;

(3) 激光棒至流体、流体至腔内壁以及壳体外壁对大气的放热系数  $\alpha_{w,f}$ 、 $\alpha_{f,w}$ 、 $\alpha_a$  沿  $z$  向为常值;

(4) 激光棒表面温度  $t_{w1}$ 、工作物质温度  $t_f$  沿  $z$  向线性变化。

系统达稳态时,激光棒耗散的热功率一部分被流动工作物质吸收,为其热焓的增加,另一部分经工作物质传输给激光腔内壁,即

$$n \cdot q_l l = \int_0^l q'_i dz + GC_p [t_f(l) - t_f(0)], \quad (1)$$

式中  $q_l$  为输入泵浦灯的电功率对光棒长度的比值。 $q'_i$  为  $z$  点  $dz$  微元环带上每单位长度由工作物质传给激光腔内壁的热流量。 $G$  为工作物质质量流量。

同样在散热腔内有

$$GC_p [t_f(l) - t_f(0)] + N_s = \int_l^{L+l} q''_i dz, \quad (2)$$

式中  $N_s$  为驱动风扇电机耗能被工作物质吸收引起的热焓变化。 $q''_i$  为微元环带内单位长度上由工作物质传给散热腔内壁的热流。(1)式和(2)式相加有

$$\frac{\int_0^l q'_i dz + \int_l^{L+l} q''_i dz}{l} = nq_l + \frac{N_s}{l}. \quad (3)$$

激光腔  $z$  点  $dz$  微元环带内径向热流的传输有如下关系:

$$t_{w1} - t_f = \frac{q'_i dz}{\alpha_{w,f} dF_1} = \frac{q'_i}{\alpha_{w,f} 2\pi r_1}, \quad (4)$$

$$t_f - t_{w1} = \frac{q'_i dz}{\alpha_{f,w} dF_2} = \frac{q'_i}{\alpha_{f,w} 2\pi r_2}, \quad (5)$$

$$t_{w1} - t_{w2} = \frac{q'_i}{2\pi\lambda_{w1}} \ln \frac{r_3}{r_2}, \quad (6)$$

$$t_{w1} - t_a = \frac{q'_i dz}{\alpha_a dF_3} = \frac{q'_i}{\alpha_a 2\pi r_3}, \quad (7)$$

式中  $t_{w1}$ 、 $t_f$ 、 $t_{w2}$ 、 $t_{w3}$ 、 $t_a$  分别表示该域内激光棒、工作物质、腔内外壁及大气环境的温度。

叠加(4)~(7)式,并用  $R'$  表示热阻,有

$$\begin{aligned} t_{w1} - t_a &= q'_i \left( \frac{1}{\alpha_{w,f} 2\pi r_1} + \frac{1}{\alpha_{f,w} 2\pi r_2} + \frac{1}{2\pi\lambda_{w1}} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\alpha_a 2\pi r_3} \right) \\ &= q'_i R' = q'_i (R'_1 + R'_2 + R'_3 + R'_4). \end{aligned} \quad (8)$$

同样,在散热腔  $z$  点  $dz$  区域内

$$\begin{aligned} t_f - t_a &= q''_i \left( \frac{1}{\alpha_{f,w} 2\pi r_4} + \frac{1}{2\pi\lambda_{w2}} \ln \frac{r_5}{r_4} + \frac{1}{\alpha_a 2\pi r_5} \right) \\ &= q''_i R'' = q''_i (R''_1 + R''_2 + R''_3). \end{aligned} \quad (9)$$

将(8)、(9)式代入(3)式并求积分有

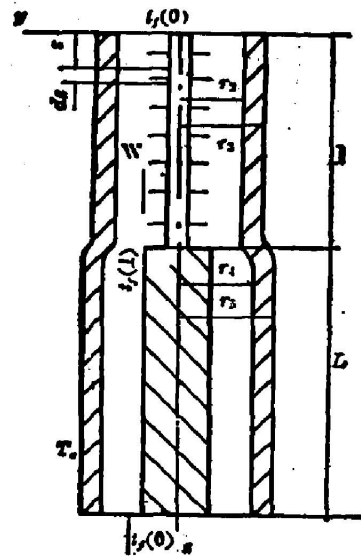


Fig. 1

$$\left. \begin{aligned} \frac{t_{w,m} - t_0}{R'_1 + R'_2 + R'_3 + R'_4} + \frac{L}{l} \frac{t_{f,m} - t_0}{R''_1 + R''_2 + R''_3} &= nq_l + \frac{N_s}{l}, \\ t_{w,m} &= \frac{t_{w_1}(0) + t_{w_1}(l)}{2}, \quad t_{f,m} = \frac{t_f(0) + t_f(l)}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

(10)式为激光风冷系统的换热基本方程式。在激光棒单位长度发热量 $nq_l$ ，最高大气环境温度 $t_0$ 以及光棒表面平均温度、工作物质平均温度已确定的情况下，可用(10)式求出系统两分腔体的总热阻 $R'$ 、 $R''$ 。在合理地确定 $R'_1 \sim R'_4$ ， $R''_1 \sim R''_3$ 的分配比例后即可决定系统各部位的主要几何尺寸、材料及工作物质压力、流动状态等参数，这是(10)式在系统设计阶段的应用。对于一已知的冷却系统可由(10)式求出各部位热阻。通过热阻的分布分析，所确定的系统改进措施自然是在满足光学系统要求的同时着眼于热阻较大部位的传热强化。

研究一下激光棒——工作物质——聚光腔体路径上传输热量在总热流负载中占有恒定比例的情形。因一般有 $\alpha_{w,f} \approx \alpha_{f,w}$ ， $R'_3$ 与 $R'_4 \ll R'_1 + R'_2$ ，且 $r_1 \ll r_2$ ，则(10)式化为

$$t_{w,m} - t_0 = (R'_1 + R'_2) \bar{q}_l = \frac{r_1 + r_2}{\alpha_{w,f} 2\pi r_1 r_2} \bar{q}_l \approx \frac{\bar{q}_l}{\alpha_{w,f} 2\pi r_1}, \quad (11)$$

式中 $\bar{q}_l$ 为该传热路径上稳定的热流负载。引用流体在管外纵向湍流时的换热准则方程( $Re_f = 1 \times 10^4 \sim 5 \times 10^6$ ， $r = 0.6 \sim 2500$ 范围内适用)

$$N_{wf} = 0.021 R_{ef}^{0.8} P_{rf}^{0.43} \left( \frac{P_{r2}}{P_{rw}} \right)^{0.25}. \quad (12)$$

对于氮气 $P_r \approx 0.7$ 且 $(P_r/P_{rw}) \approx 1$ ，上式简化为

$$N_{wf} = 0.018 R_{ef}^{0.8}. \quad (13)$$

代入 $N_{wf}$ 、 $R_{ef}$ 数的量值关系后有

$$\alpha_{w,f} = 0.018 \frac{\lambda_f}{d_1^{0.2}} \left( \frac{\rho w}{\mu} \right)^{0.8}, \quad (14)$$

(14)式代入(11)式，则

$$\left. \begin{aligned} t_{w,m} - t_0 &= B \bar{q}_l \frac{1}{(\rho w)^{0.8}}, \\ B &= \frac{17.68}{\lambda_f} \left( \frac{\mu}{d_1} \right)^{0.8}, \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

(15)式指出，从传热角度考虑，应选择导热率 $\lambda_f$ 大且粘性 $\mu$ 小的气体作冷却工作物质，并应使其具有较高密度和流速。可供选择的工作物质除氮、氦外，氙亦可考虑。当激光棒直径 $d_1$ 已定，且选定工作物质时，因气体在其工作压力、温度范围内 $\mu$ 、 $\lambda_f$ 值变化很小。(15)式说明：当(11)式成立时，激光棒表面平均温度与环境大气温之差主要取决于激光棒单位长度上耗散的热功率、冷却质密度及流速。

用全压效率为 $\eta$ 的小型风机泵送密度为 $\rho$ 的气体并使其在激光腔保持 $w$ 的速度时，所需输入功率为

$$N_s = \frac{EQ}{\eta}, \quad (16)$$

式中 $Q$ 为风机输出的气体体积流量， $Q = (G/\rho)$ ， $G$ 为质量流量。 $E$ 为使单位容积流量气体通过风机后增加的总能量\*。在激光器风冷系统中它消耗于气体在冷却回路中循环一周时引

\* 其量纲与压力量纲相同( $N/m^2$ )称为风机全压。

起的压力损失。设气体在激光腔与换热腔中的流动保持相同的速度, 则

$$E = \frac{\xi}{2} \rho w^2, \quad (17)$$

式中  $\xi$  为全程流动损失系数。从而(16)式化为

$$N_s = CGw^2, \quad C = \xi/2\eta_0. \quad (18)$$

单位长度耗散热功率高的激光器中, 要想使 1 个大气压的气体压入聚光腔同时又保持好的传热效果是困难的。这是因为从(15)式知  $\rho$  小时需提高  $w$ , 而从(18)式看出: 此时所需压缩气体的功率之大使系统无法实现。当气体密度增大 20 倍时, 使相同质量流量气体流过冷却回路时压力损失减小为二十分之一[见(17)式], 所需功率减小为四百分之一[见(18)式]。

### 三、实验结果及讨论

测温点布置在图 2 所示的 1、2、3、4、5 点上。实验研究了内冷却循环工作物质为氮气时其压力  $P_j$ 、激光腔内的气流速度  $w$ 、壳体外壁侧热阻、环境温度  $t_a$ , 以及不同冷却工作物质等因素对测点温度的影响。

温度测量用分度号为 EU-2 的镍铬-镍铝热电偶, 并配以 0.1 级精度的 UJ37 型直流电位差计作二次仪表。用 1050 型热线风速仪测量了激光腔内气流的速度, 其测量误差在被测流速小于 10m/s 时为 5%。

用建立在方程(10)基础上的计算程序, 在计算机上对与上述试验对应的参数变化进行了光棒与气流温度的数值计算, 并与实测气流温度值作了对比。图 3~5 示出其中的部分结果。需要说明的是上述试验中未安装 YAG 棒。

图示结果说明: 工作物质压力恒定时, 一定的流速范围内随着  $w$  的增加,  $(t_j - t_a)$  成指数规律下降, 而内外壁温以近线性规律缓慢增加。

随着压力的增加,  $(t_j - t_a)$  对冷却工作物质流速的变化已不甚敏感, 并且  $w$  的进一步持续增加反而导致  $t_j - t_a$  上升。说明此时由壳体至大气段的热阻已在总阻值中占相当的比例, 并且高流速下风扇电机耗电大大增加, 这又增加了系统传输的热负荷。较高工作物质流速下, 压力变化对测点温度的影响, 情形与此相似。

壳体及散热肋片的外表对大气环境的散热由强迫对流方式(用 22 W, 风量 9 m<sup>3</sup>/min 轴流风扇进行冷却, 外散热肋片间最大风速为 12.4 m/s)改为自然对流换热时,  $(t_j - t_a)$  较前者明显升高, 且  $P_j \cdot w$  对其影响力也显著减弱, 这可以从图 4、图 5 的对比中看出。

图 3、图 5 中计算值与实测值最大误差约 10%, 且前者计算值偏高, 而后一种情形下偏小。这说明前一种情形, 即光泵——工作物质间热阻在总阻值中比例较大时, 计算所得总热阻较实际情况偏高; 另一情形下计算总阻值较实际情况偏小。这是由于计算所用测量气流速度  $w$  值较客观真值小, 且数值方法中壳体导热、壳体对大气放热的热阻计算, 在模化情况下所用数据与复杂结构的实际状况有别所致。

计算结果与实测值的对比说明: 以(10)式为基础的数值计算结果与实测值的符合程度令人满意。我们体会到: 在性能预测、多参数偶合情形下进行系统优化设计方面, 以(10)式

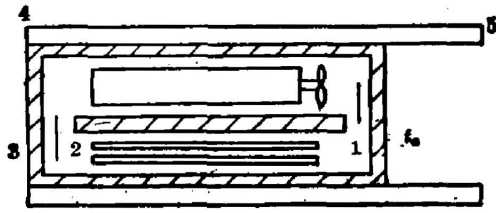


Fig. 2

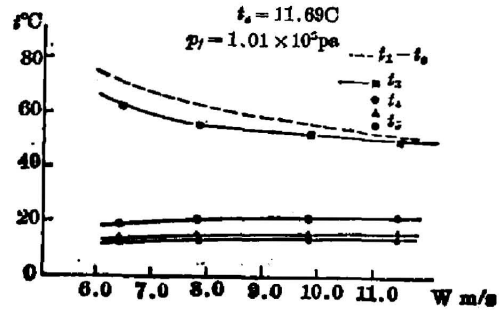


Fig. 3

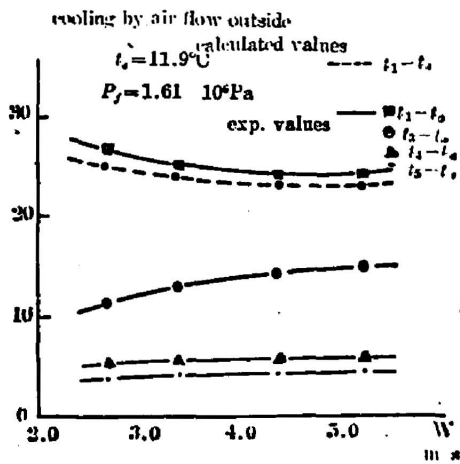


Fig. 4

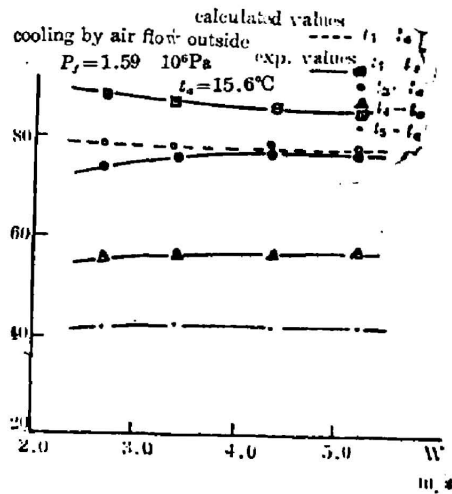


Fig. 5

为基础的数值计算方法将有挥发益的作用。

用  $P_l = 1.6 \times 10^6$  Pa 的氮, 激光腔内气流  $w = 6.2$  m/s, 且外部用风扇强制冷却时, 氙灯  $N = 200$  W, 重复率 10 c/s 的 YAG 激光器性能实验表明: 激光束各项参数均达设计指标。

### 四、结 论

(1) 依系统传热模型建立的换热基本方程式可用于激光器风冷系统的设计、分析及性能预测。

(2) 研制的气体风冷系统结构及循环工作物质流动方式在实现高重复率固体激光器有效冷却方面是成功的。

(3) 分析计算与实验结果均表明: 仅当系统其余各部热阻对较小时, 强化光泵浦——工作物质间换热系数, 即提高气体  $\rho, w, \lambda_f$  并降低  $\mu$  对冷却效能的改善才能收到预期效果。

(4) 工作物质密度  $\rho$  尤其流速  $w$  的提高受到风扇驱动电机耗电转化为系统传输的热负荷这一因素的制约。

(5) 光泵浦——工作物质间换热系数已定时, 应注意消除壳体与上、下散热板间的气隙并注重强化外部强制冷却(即提高  $\alpha_s$ )。

## 参 考 文 献

- [1] W. Koechner; 《固体激光工程》, (科学出版社, 1983), 348~349, 412~414.
- [2] J. D. Forster, I. M. Osterink; *J. Appl. Phys.*, 1970, 41, No. 9 (Aug), 3656~3663.
- [3] W. Koechner; *Appl. Opt.*, 1970, 9, No. 6 (Jun), 1429~1433.
- [4] M. A. 米海耶夫; 《传热学基础》, (高等教育出版社, 1958), 90~123.
- [5] Halmut Wolf; *Heat Transfer* (Harper & Row, Publ., New York, 1983), 231~270.
- [6] 李庆宜; 《通风机》, (机械工业出版社, 1981), 42~50.
- [7] 郑德馨, 袁秀玲; 《低温工质热物理性质和图》, (机械工业出版社, 1982), 10~42.

## Experimental study on medium-pressure gas cooling system for lasers

GUO XINGSHENG, SUN QUANAN AND WANG MINDE  
(Xian Jiaotong University)

LIU ZHONGHE AND GAO BINSHAN  
(Xian Institute of Applied Physics)

(Received 14 January 1987; revised 9 March 1987)

### Abstract

By using a simulated model, this article established the basic heat transfer equations for laser-gas cooling systems. It can be used in the determination of heat resistance of each part in the system. Analysis indicates that increase in the circulating gas density can improve the heat transfer effect, decrease gas flow resistance and reduce power consumption. On this basis a medium pressure gas cooling system was built and successfully used in a YAG laser which has a repetition rate of 10 Hz and heat dissipation power of 200 W.

**Key words:** laser; cooling system.