

# 大型 CO<sub>2</sub> 激光器散热器的研究

李林清 熊伯元

(湖南大学, 长沙 410012)

**摘要:** 散热器是大型激光器的关键组成部件。本文研究表明, 在目前众多换热器型式中, 以翅片椭圆管型式最为适合; 并且针对激光器工作的特点, 阐明了散热器的设计方法。

**关键词:** 翅片椭圆管, 散热器, 混合气体, 传热系数, 阻力损失

## Research on radiators in high power CO<sub>2</sub> lasers

*Li Lingqing, Xiong Boyuan*

(Hunan University, Changsha)

**Abstract:** The radiator is an essential component in high power lasers. Researches show that the radiator made up of elliptical tubes with fins is the most suitable type among the existing multitudinous radiators. In accordance with the performance characteristics of the laser, the author also explains the design procedure of this new radiator.

**Key words:** elliptical tubes with fins, radiators, heat-transfer coefficient, gas mixture, loss in head

大型激光器工作的热工特性是: (1) 除约 10% 的电转换为激光能输出外, 其余以热能的形式由散热器排至外界; (2) 激光器的工作物质(简称工质)是混合气体, 其组成气体分别为 CO<sub>2</sub>、CO、N<sub>2</sub>、He; 其组成气体的相对成分, 通常以其分压力比的形式给出:  $p_{\text{CO}_2} : p_{\text{N}_2} : p_{\text{CO}} : p_{\text{He}}$ , 工质在真空度下工作; (3) 激光器要求工质以很高的速度 (~90 m/s) 进入发光区; (4) 并要求进入发光区工质的温度很低; (5) 激光器内工作空间不可能太大等。

由于上述热工特性, 给散热器的设计、制造提出了很高的要求: (1) 热负荷高。即要求散热器的单位体积传热面积要大; (2) 散热器阻力损失很小。因为阻力与速度的平方成正比; (3) 传热系数要大。因为散热器体积有限制, 只有传热系数大才能使散热器紧凑, 而且可以减小传热温差, 有利于制冷系统的工作; (4) 工质系混合气体, 且在真空度(绝对压力为约 76 Torr)下工作。

由于这些特性, 给热工分析计算带来一些新的问题。

实践证明, 激光器工作中的一些故障, 如风机电机烧杯、发光区起弧不能持久发光, 以及发光功率低等, 都与散热器的工作状况有关。

## 二

在大型激光器中工作的散热器通常是：翅片圆管式的；蜂窝式的；板管式的……等。这些换热器型式各有其特点，但用于大型激光器中，有的是不行的，有的尽管能用，也不是最佳方案。因为它们都难于满足大散热量、低阻力的要求。我们在 6 kW 低阶模 (TEM<sub>01\*</sub> 模) 连续 CO<sub>2</sub> 激光器研制的两年多的时间里，由于散热器的选型不当，使试验研究受到挫折。

经过反复的试验研究和比较，最后我们确定采用翅片椭圆管型散热器。实践证明它达到了预期要求。

## 三

在设计翅片椭圆管型散热器时，必须处理一些不寻常的问题。

(一) 利用热力学方法计算所必须的参数：热力分析计算及传热计算所必须的一些物性系数，从热物性手册上不能查出，必须利用热力学方法进行计算。

1. 设给定混合气体中，组成气体的分压力为  $p_i$  (N/m<sup>2</sup>)；分子量为  $M_i$ ；温度为  $T$  (K)；因气体很稀薄，可视为理想气体。故混合气体的总压力为  $p = \sum p_i$  (N/m<sup>2</sup>)；相对容积成分(摩尔成分)为  $r_i = p_i/p$ ；混合气体的折合分子量为  $M = \sum r_i M_i$ ；混合气体的气体常数则为： $R = R_0/M = 8314/\sum r_i M_i$  (J/kg·K)；因此，可由理想气体状态方程式求出混合气体的密度： $\rho = p/RT = \frac{p \cdot \sum r_i M_i}{8314 T}$  (kg/m<sup>3</sup>)。上述各式中，下标  $i$  分别代表上述四种组成气体。

2. 给定迎风面积(即风道面积，由总体结构确定)  $F$  (m<sup>2</sup>)；设计迎风速度  $w$  (m/s)，则工质的质量流率为  $G = w F \rho$  (kg/s)。

3. 因散热器管内冷却介质为水(或 F-12)，温度变化很小，故在计算工质的物性参数时，取其算术平均温度值  $t_m = (t_1 + t_2)/2$  已够精确了。式中  $t_1, t_2$  分别为散热器进出口工质的温度。用以下公式<sup>[1]</sup> 计算工质的物性系数：

(A) 混合气体的粘性系数：按各组成气体的容积成分(即分子数)进行加权平均，并按温度值进行修正：

$$\mu_c = \sum r_i \mu_i \quad (\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2)$$

式中，当  $0.5 < T_r < 1.8$  时，则

$$\mu_i = \mu_{ci}^* T_{ri}^{0.95};$$

当  $T_r \geq 1.8$  时，则

$$\mu_i = 1.2 \mu_{ci}^* T_{ri}^{0.65}.$$

其中， $\mu_c^*$  为常压临界温度  $T_c$  下的粘性系数； $T_r$  为对比温度， $T_r = T/T_c$ 。因为混合气体中各组成气体的温度相同，即  $T_i = T$ 。例如 CO<sub>2</sub> 的温度为  $T_i = T_{\text{CO}_2} = T = 360$  K；临界温度为  $T_{ci} = T_{c, \text{CO}_2} = 304.2$  K；对比温度为  $T_{ri} = T_{r, \text{CO}_2} = T/T_{c, \text{CO}_2} = 1.18 < 1.8$ ；则查表得到粘性系数为  $\mu_i = \mu_{\text{CO}_2} = \mu_{c, \text{CO}_2}^* \cdot T_{r, \text{CO}_2}^{0.95} = 1520 \times 10^{-7} \times 1.18^{0.95}$  (N·s/m<sup>2</sup>) =  $1.78 \times 10^{-6}$  (N·s/m<sup>2</sup>)； $\mu_{c, \text{CO}_2}^* = 1520 \times 10^{-7}$  (N·s/m<sup>2</sup>)。

(B) 混合气体的导热系数: 按组成气体的容积成分加权平均, 并进行温度修正:

$$\lambda_c = \sum \tau_i \lambda_i$$

$$\lambda_i = \lambda_{i0} \left( \frac{T}{T_0} \right)^n \quad (\text{w/m} \cdot \text{K})$$

式中,  $\lambda_i$ 、 $\lambda_{i0}$  分别为第  $i$  种组成气体在温度  $T$  和  $T_0 = 273.15 \text{ K}$  时的导热系数;  $n$  为指数。

(C) 混合气体的平均定压比热: 按组成气体的相对质量成分加权平均:

$$C_{pm} = \sum g_i C_{pmi} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

式中,  $g_i$  为第  $i$  种组成气体的相对质量成分,  $g_i = r_i M_i / M$ ;  $C_{pmi}$  为第  $i$  种组成气体在给定温度范围内的平均定压比热, 单位为  $(\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$ 。

(二) 计算传热系数

1. 计算管外壁与工质间的放热系数  $h_o$ 。

取  $t_m = \frac{1}{2}(t_1 + t_2)$  作为定性温度;  $D_e = a \cdot b / \sqrt{\frac{1}{2}(a^2 + b^2)}$  当量直径作为定型尺寸。其中  $a$ 、 $b$  分别为椭圆管的长、短轴直径。设圆管材的外径为  $D_0$ , 则周长为  $L = \pi D_0$ , 将其压制成椭圆后,  $L = \pi D_0 = \pi \cdot a \cdot b$  (m)。求管外放热系数  $h_o$  ( $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}$ ), 可借用 Brauer. H 公式<sup>[2]</sup>修正后进行计算得到。修正后的公式为

$$h_o = 0.236 \left( \frac{D_e G_{\max}}{\mu} \right)^{0.6} \cdot \left( \frac{C_p \mu}{\lambda} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\lambda}{D_e} \right) \cdot \xi \quad (1)$$

(1) 式中,  $G_{\max} = w F \rho$  为质量流率;  $C_p$  为工质的平均定压比热;  $\lambda$  为工质的导热系数;  $\mu$  为工质的粘性系数。这些系数均用前述方法计算。  $\xi$  为考虑椭圆管上翅片及其定位绕流孔片 (见图 1、图 2) 的影响系数。一般可取为  $\xi = 1.05 \sim 1.15$ 。

这里需要说明的是, 我们所研制的散热器椭圆管及翅片均采用紫铜圆管压制而成, 其导热性很好。管材直径  $d \leq 20$  (mm); 翅片厚度  $\delta = 0.3 \sim 0.4$  mm; 翅片高度约 10 mm。管外具有一定真空度 (约 75 Torr); 管内压力  $p_i > 1$  ( $\text{kgf/cm}^2$ )。因此, 在管内外压差作用下, 翅片与管外壁面接触紧密, 接触热阻小。在这种情况下, 采用式 (1) 计算结果, 与实测数据相差较小。对几种铜质翅片椭圆管进行试验, 放热系数都较大, 其数值在  $h_o = 270 \sim 335$  ( $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}$ )。

(2) 计算管内壁与冷却水 (或 F-12) 间的放热系数  $h_i$ 。为了确保冷却效果, 国内外都采用很大的冷却水量。因此, 不论采用 Hausen 公式<sup>[2]</sup>, 或其它公式计算, 其放热系数均很大,  $h_i = 10000 \sim 20000$  ( $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}$ )。若管内系用 F-12 冷却, 其放热系数亦很高。因此, 在计算总传热系数时, 即使忽略管内对流热阻  $1/h_i$  也是允许的。

(3) 计算传热系数  $K$ 。由于翅片与管壁接触紧密, 可采用下式<sup>[1]</sup>计算传热系数  $K$  ( $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}$ );

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_o} + r_o + r_f + \frac{A_o}{A_m} \cdot \frac{\delta}{\lambda} + r_i \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{h_i} \frac{A_o}{A_i} \quad (2)$$

式 (2) 中,  $A_o$  为包含翅片在内的总散热表面积 ( $\text{m}^2$ );  $A_i$  为管内表面积总和 ( $\text{m}^2$ );  $A_m$  可取为  $A_m = \frac{1}{2}(A_o + A_i)$  ( $\text{m}^2$ );  $\delta$  为管壁厚度 (m);  $r_o$  为管外污染系数 ( $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}/\text{kJ}$ );  $r_f$  为翅片热阻 ( $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}/\text{kJ}$ );  $r_i$  为管内污染系数 ( $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}/\text{kJ}$ )。此处没有计及翅片与管壁间的接触热阻。

根据所设计、制造的散热器的尺寸及工质流动的物理状况, 利用上述方法计算, 所得计算

值为  $K = 287.6(\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$ ; 而实际测定值为  $K' = 293(\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K})$ 。可见, 上述方法是较准确的。

### (三) 计算工质流动阻力损失 $\Delta p$

在试验研究过程中, 曾采用蜂窝式散热器。由于阻力很大, 使得进入发光区的工质流速只有  $26 \text{ m/s}$ 。流速小, 因而质量流率小, 传热系数小, 不但发光功率低, 发光时间短暂, 而且风机的电机也因得不到有效冷却而多次烧毁。在历经两年多的试验后, 我们决定采用翅片椭圆管型散热器。在设计时, 我们特别注意, 在保证散热量的前提下, 尽可能减小流动阻力。其主要措施是:

(1) 适当选择椭圆管的长、短径比  $x = b/a$ 。试验研究结果表明: 在一般情况下, 取  $x = 1/2.5$  左右为宜。

(2) 在一定的管径 ( $D_e$ ) 和横向间距  $S_1$  下, 适当加大纵向间距  $S_2$  (见图 1), 能较显著地减小工质的流动阻力。其流阻计算公式是以布里格斯<sup>[2]</sup> 公式为基础经修正得到的。

阻力损失

$$\Delta p = f \frac{NG_{\max}^2}{2g_c \rho} \quad (\text{mmH}_2\text{O}) \quad (3)$$

摩擦阻力系数

$$f = 37.86 \left( \frac{D_r G_{\max}}{\mu} \right)^{-0.316} \cdot \left( \frac{S_1}{D_r} \right)^{-0.97} \cdot \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^{0.515} \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \quad (4)$$

式(3)、(4)中,  $g_c = 1.27 \times 10^8 \text{ m/h}^2$  为重力加速度 ( $9.81 \text{ m/s}^2$ );  $N$  为流动方向的管排数;  $D_r$  为椭圆短径, 即  $D_r = b$ ;  $\xi_1$  为椭圆度修正系数,  $\xi_1 = x^{0.5x}$ ;  $\xi_2$  为翅片的定位扰流孔片修正系数,  $\xi_2 = 1.1 \left( 1 + \frac{2e}{S_1} \right)$ ; 式中  $e$  为扰流孔片的宽度。

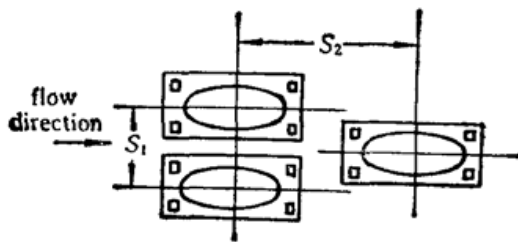


Fig. 1 Distance of pipes

$S_1$ —transversal distance of pipes  
 $S_2$ —longitudinal distance of pipes

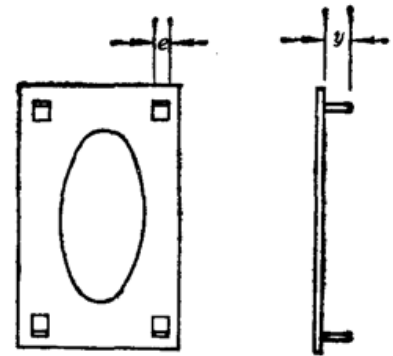


Fig. 2

$e$ —width of perturb-flow fin  
 $y$ —height of perturb-flow fin

试验证明, 用翅片椭圆管型散热器取代蜂窝型散热器(进口设备制造)之后, 虽同体积散热面积减小(约  $1/3$ ), 但由于阻力损失减小(为原蜂窝型散热器  $1/6$  以下)、传热系数增大(为原蜂窝型散热器的 2 倍), 工质流速增大为原来的 3 倍多, 因而散热量也大幅度地增加。该激光器在散热器更换之前, 发出  $1 \text{ kW}$  激光功率不超过  $30 \text{ min}$  即起弧断路。采用翅片椭圆管型散热器后, 激光功率可达  $6 \sim 7 \text{ kW}$ , 持续时间  $70 \text{ min}$  以上, 满足了“七·五计划”所规定的指标。

### 参 考 文 献

- 1 童景山编著, 流体热物理性质的计算, 清华大学出版社, 1982, 193, 256
- 2 尾花英朗著, 热交换器设计手册, 下册, 徐权中译, 石油工业出版社, 1982, 689~691