

大功率 LED 冷却用回路热管传热性能分析

鲁祥友*, 华泽钊, 刘美静, 程远霞

上海理工大学动力工程学院, 上海 200093

* E-mail: gaoyunwansu@yahoo.com.cn

收稿日期: 2009-02-02; 接受日期: 2009-05-03

国家自然科学基金项目(批准号: 50676063)和上海市重点学科建设项目(批准号: S30503)资助

摘要 提出了一种用于大功率 LED(light emitting diode)散热的回路热管, 研究了热负荷、倾角、加热方式等对热管起动性、均温性、热阻等的影响. 研究结果表明: 热管的热阻在 $0.19 \text{ K/W} \sim 3.1 \text{ K/W}$ 之间, 蒸发器的均温性被控制在 1.5°C 以内, 在热负荷为 100 W 时, 蒸发器的温度被控制在 100°C 以下.

关键词

大功率 LED

回路热管

热阻

平板式蒸发器

目前制作的大功率 LED 的芯片的热流密度超过了 100 W/cm^2 , 如何控制大功率 LED 的热能量, 是 LED 器件封装和应用必须解决的核心问题. 为了保证器件的寿命, 一般要求结点温度在 110°C 以下^[1]. 目前, 国内外普遍采用的方法是通过改变 LED 基板材料、封装结构和其它辅助工具带走热量的方法来试图解决 LED 的散热问题^[1~4]. 但是, 由于大功率 LED 用于照明等场合, 同时功率 LED 外部热沉的尺寸也不允许太大, 不可能容许以加电风扇等方式主动散热. 另外, 外部热沉、金属线路板及器件、外部热沉与金属线路板之间的热接口材料的热阻在小于某一范围后若要进一步降低将导致成本的大幅度增加. 因此, 现有的方法不能够有效地解决大功率 LED 的散热问题. 相变冷却技术可能是高热流密度冷却发展的主要方向, 而热管是利用相变来强化换热的技术. 国内外一些学者进行了传统的热虹吸热管冷却 LED 的试验^[5~7]. 然而, 传统的热管由于是汽液同道, 因此, 热管弯曲

效能剧降. 但是, 应付造型需要, 热管必须弯曲, 所以传统的热管也不能有效地解决大功率 LED 的散热问题. 现有的回路热管技术具有传统热管的优点, 但直接应用在大功率 LED 的散热上则有制造成本高、加工不方便、散热设计不能满足造型需求、毛细结构过于复杂难以制造等缺点. 研究表明: 回路热管能够满足大功率 LED 系统较高热流密度的冷却要求. 对回路热管在 LED 照明中的应用进行的一些研究认为回路热管的小型化和低成本化是其在 LED 中得以应用的关键, 也是需进一步研究的课题^[8,9].

本文针对大功率 LED 散热的要求, 设计了一种适用于大功率 LED 散热的回路热管, 并对所设计的回路热管进行了实验研究.

1 试验用回路热管及试验条件

1.1 回路热管及其测温点布置

为便于大功率 LED 的封装及造型需求, 提出

引用格式: 鲁祥友, 华泽钊, 刘美静, 等. 大功率 LED 冷却用回路热管传热性能分析. 中国科学 E 辑: 技术科学, 2009, 39(12): 1944—1948

Lu X Y, Hua Z Z, Liu M J, et al. Analysis of heat transfer of loop heat pipe used to cool high power LED. Sci China Ser E-Tech Sci, 2009, 52(12): 3527—3532, doi: 10.1007/s11431-009-0286-y

一种平板式蒸发器回路热管结构: 大功率 LED 与蒸发器的壁面直接焊接; 在蒸发器内部和储液器内部都平铺有丝网毛细结构, 相对于沟槽吸液芯、丝束吸液芯及烧结吸液芯, 具有结构简单、加工方便、成本低等特点; 冷凝器设计为光管式冷凝器, 结构简单, 可配合灯具造型, 角度任意布置, 降低了加工成本, 且可以随着 LED 发热功率的改变而改变冷凝器长度, 从而改变散热负荷; 用热管为铜-水热管, 即热管的材料为铜, 从经济的角度出发, 按照相融性原则, 选择二次蒸馏水作为工质。如图 1 所示, 该系统包括蒸发器、循环管、冷凝器、储液器 4 个部分。回路热管运行时, 液体工质在蒸发器内吸收热量蒸发, 产生的蒸汽通过循环管进入冷凝器后放出热量冷凝成液体, 而毛细结构的毛细力再使液体沿着循环管的管壁上的小孔回流到蒸发器中的丝网毛细结构中, 如此形成了一个工质的流动循环和热量传递过程。温度采用铜-康铜热电偶测量, 测量误差为 0.3°C , 测温点分布: T2 为冷凝器入口温度测点, T9 为冷凝器出口温度测点, T11~T15 为薄膜电阻加热器的测温点, T16~T20 为蒸发器的测温点。本试验用薄膜电阻加热器模拟大功率 LED 芯片, 如图 1 所示。将薄膜电阻加热器贴在回路热管蒸发器壁面, 仅与热管接

触的面能够传递热量, 其余面都采用绝热材料保温。为了便于观察热管内部工质的流动状态, 在蒸汽管路、储液器和液体管路上各加装了观察孔, 此观察孔由透明的石英玻璃和连接装置组成。

1.2 实验条件

蒸发器: 长 $\times$ 宽 $\times$ 高 = 70 mm $\times$ 55 mm $\times$ 8 mm; 蒸汽管路: $\Phi 6$ mm $\times$ 140 mm, 管壁厚为 1 mm; 液体管路: $\Phi 6$ mm $\times$ 1100 mm, 管壁厚为 1 mm; 充液率(工质体积与环路总体积比): 50%; 薄膜电阻加热器: 加热功率为 120 W, 厚度 0.2 mm, 面积 70 mm $\times$ 55 mm, 通过导热绝缘胶与蒸发器壁贴合; 冷凝器参数: 冷凝器管路 $\Phi 6$ mm $\times$ 1500 mm, 冷凝器在蒸发器上部, 自然风冷却, 风速约为 1 m/s, 由风速仪测定; 蒸汽压力测量: 压力传感器; 试验的环境温度: 25°C ; 试验用铜丝网的目数: 500 目。

2 试验结果与分析

2.1 热管的启动特性

图 2 为不同负荷下热管的启动曲线(蒸发器与水平方向呈 0° 角, 下加热, 冷凝器在蒸发器上部)。对于大功率 LED 系统而言, 随着输入功率的增加, 散热量将呈线性增加, 这就要求热管要能够在不

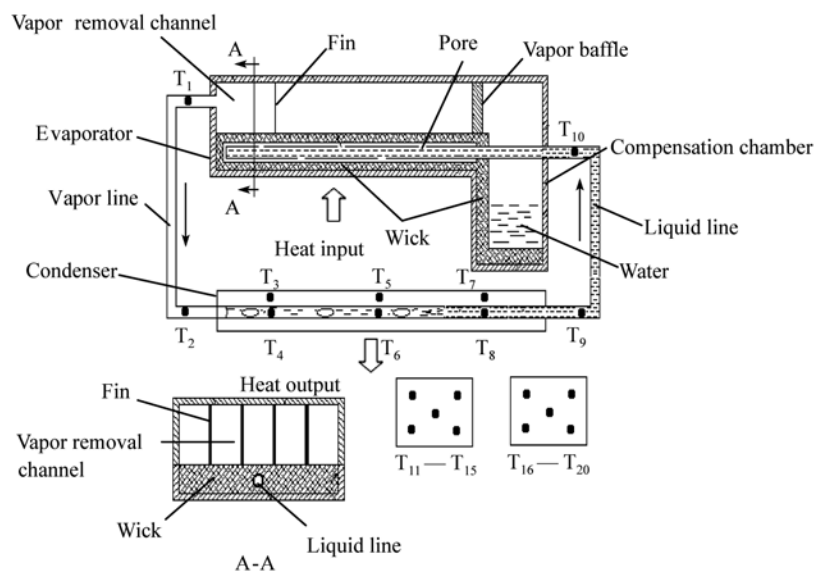


图 1 热管及其测温点布置示意图

同的输入功率条件下迅速的启动, 而且启动后热管各测量点的温度要能够在规定的误差范围内保持稳定. 实验中, 当热电偶温度在 5 min 内波动幅度小于 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 时, 即认为热管已处于稳定工作状态. 分析图 2 可知: 所设计的回路热管在输入功率为 5 W 和 85 W 时, 热管的启动时间分别为 7 min 和 5 min, 可见负荷增加有利于热管启动, 且薄膜电阻的温度分别被控制在 36°C 和 90°C 左右, 很好地满足了大功率 LED 的散热结点温度的控制要求. 这可以解释如下: 依据系统正常运行时的动力学关系, 毛细泵回路热管得以连续不断循环的必要条件就是蒸发器内毛细芯所提供的最大抽吸力大于整个回路的流动阻力, 即 $\Delta p_{\text{cap}} > \Delta p_{\text{total}}$, 且

$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p_e + \Delta p_{vi} + \Delta p_c + \Delta p_l + \Delta p_g,$$

式中: Δp_{cap} 为毛细芯所提供的毛细抽吸力, Δp_e , Δp_{vi} , Δp_c , Δp_l 和 Δp_g 分别为蒸发器、蒸汽管路、冷凝器、冷凝管路以及重力压降.

在启动之前, 蒸发器的蒸汽槽道中一般均充满液态工质. 在低负荷时候, 由于热量是慢慢的传递到蒸发器液体中, 所以要产生足够的毛细抽吸

力需要较长的时间, 而随着热负荷的逐渐增加, 蒸汽槽道中液态水吸收热量相变为蒸汽的时间渐短, 产生足够的毛细抽吸力需要的时间变短, 汽液界面逐步向冷凝器方向移动的速度也加快, 热管的启动需要的时间也变短.

2.2 蒸发器的均温性

由于大功率 LED 芯片是通过焊接或者粘结的方式连接到蒸发器壁面上的, 所以蒸发器壁面要有良好的均温性. 所设计的热管结合了先进的热管散热技术和冷板散热技术二者的优势, 提供了一种既能将大功率 LED 发出的热量带走, 又能为大功率 LED 提供均温性良好的安装支承表面(平板式蒸发器的壁面类似冷板的两个大表面). 图 3 为输入功率由 85 W 变化到 50 W, 再回到 85 W 的变负荷工况下热管蒸发器壁面温度曲线(蒸发器与水平方向呈 0° 角, 下加热, 冷凝器在蒸发器上部). $T_{16}\sim T_{20}$ 为蒸发器壁面测温点, 其布置方式见图 1. 分析图 3 可知: 变负荷时, 蒸发器的均温性被控制在 1.5°C 以内, 在 85 W 时, 蒸发器壁的温度为 80°C 左右, 50 W 时蒸发器壁的温度为 69°C 左右, 具有良好的均温性.

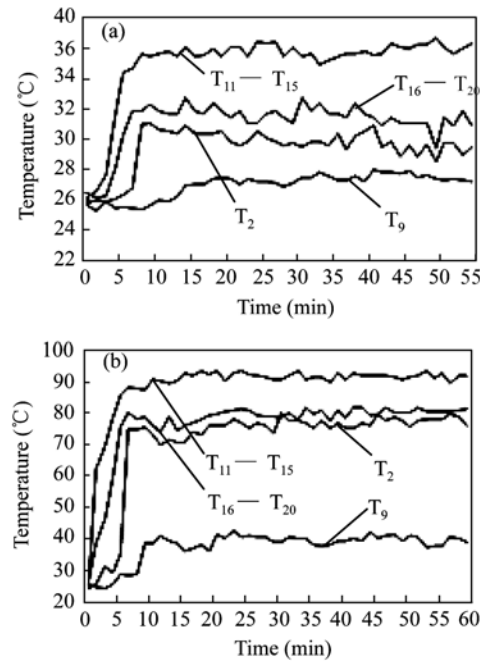


图 2 不同热负荷下热管启动曲线

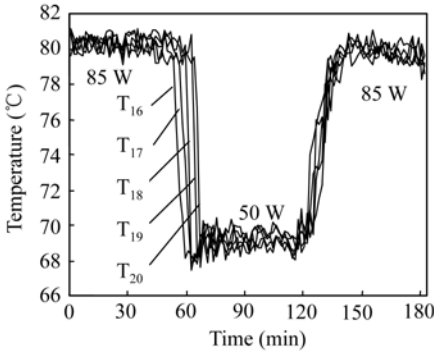


图 3 变负荷时蒸发器各测点温度

2.3 蒸发器加热方式及倾斜角度对蒸发器温度的影响

图 4 为蒸发器在不同倾斜角度、不同加热方式及不同热负荷的条件下温度变化曲线(冷凝器在蒸发器上部). 大功率 LED 在不同的应用场合要求有

不同的安装角度及不同的二次光学设计, 所以, 在改变蒸发器与水平方向呈不同角($0^{\circ}\sim 30^{\circ}$), 且改变蒸发器加热方式(上加热或者下加热)的条件下, 研究了在改变大功率 LED 热负荷时, 蒸发器的温度变化. 分析图 4 可知: 在蒸发器的倾斜角度在 $0^{\circ}\sim 30^{\circ}$ 之间变化及蒸发器采取不同的加热方式时, 随着热负荷的上升, 蒸发器的温度几乎呈线性上升. 这主要是因为, 在低负荷时候, 冷凝器能够冷却液体到接近环境温度, 因此, 冷凝器的大部分被用作过冷目的; 相反, 在高负荷时候, 由于蒸气及两相区变长, 过冷区相应变短, 结果回流到蒸发器中的液体的温度升高. 同样, 由图 4 可以看出, 蒸发器的温度都能够很好地被控制在 100°C 以下, 可以满足大功率 LED 的散热管理需要. 但是, 蒸发器的温度也是有差异的, 而且蒸发器的倾斜角度对温度的影响更大. 在低负荷区域($5\text{ W}\sim 20\text{ W}$), 蒸发器倾角为 30° 时, 热管的性能更好, 而在高负荷区域($20\text{ W}\sim 100\text{ W}$), 蒸发器倾角为 0° 时, 热管的性能较好. 分析原因, 主要是在低负荷区域, 热管的性能没有完全发挥出来, 蒸发器中仅部分工质水吸收热变成蒸汽, 由于重力对系统运行压力的影响, 蒸发器倾角为 0° 时, 蒸发器中的液体工质比蒸发器倾角为 30° 时的多, 从而导致蒸发器的综合导热系数较小. 而在高负荷区域, 热管的性能完全发挥出来, 同样由于重力的影响, 在吸液芯产生的毛细泵力作用下, 当蒸发器倾角为 0° 时, 储液

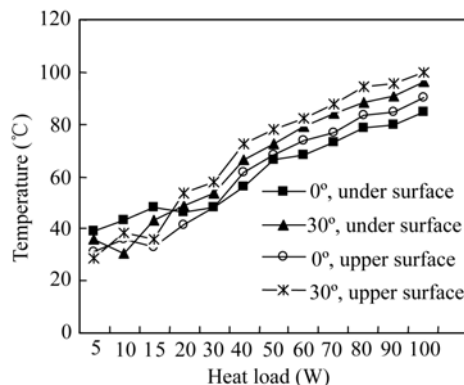


图 4 蒸发器温度与负荷的关系

器中液体工质更容易被泵进蒸发器中的吸液芯中.

2.4 蒸发器加热方式及倾斜角度对热管热阻的影响

图 5 为 LED 阵列散热系统热阻模型. 大功率 LED 阵列中第 i 个 LED 芯片总热阻^[6]:

$$R_{J-\text{avg}} = (T_{J-\text{avg}} - T_A) / P_{\text{total}}, \quad (1)$$

$$P_{\text{total}} = V_f' \times I_f' - P_{\text{light}}' = \sum_{k=1}^n P_k, \quad (2)$$

式中, $T_{J-\text{avg}}$ 是 LED 阵列中第 i 个 LED 芯片的结温, P_{total} , V_f' , I_f' , P_{light}' 分别是 LED 阵列的总输入功率、总输入电压、总输入电流、总发光功率, T_A 是环境温度.

LED 阵列中, 第 i 个 LED 芯片的结温不仅受通过自身的电流大小的影响, 而且要受到周围环境温度及其它芯片散热的影响, 一般而言, LED

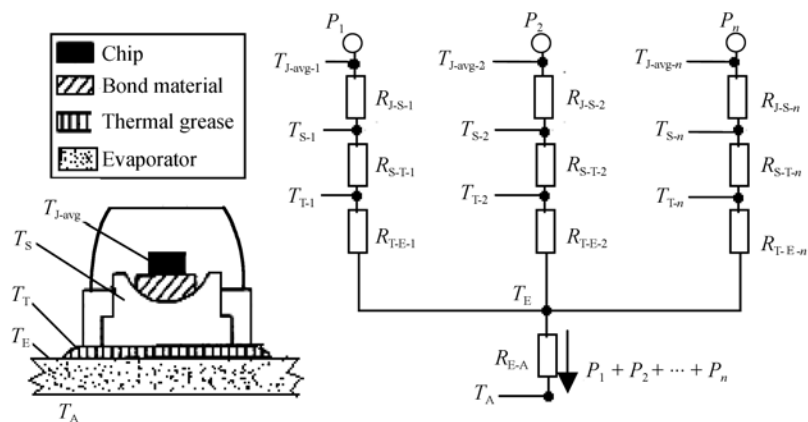


图 5 热管冷却 LED 阵列热阻模型

的结点温度应被保持在 110℃ 以下^[1], 所以 LED 阵列中第 i 个 LED 芯片的结点温度可以由如下方程表达:

$$T_{J-avg} = (R_{J-S-i} + R_{S-T-i} + R_{T-E-i}) \times P_i + \left(\sum_{k=1}^n P_k \right) \times R_{E-A} + T_A \leq 110, \quad (3)$$

式中, R_{J-S-i} , R_{S-T-i} , R_{T-E-i} 和 P_i 分别是第 i 个 LED 芯片的芯片和内部热沉之间的热阻、内部热沉和导热脂之间的热阻、导热脂和蒸发器之间的热阻、第 i 芯片的输入功率, R_{E-A} 是蒸发器和环境之间的热阻。由于 R_{J-S-i} , R_{S-T-i} , R_{T-E-i} 是由厂家提供, 所以对于热管冷却大功率 LED 阵列, R_{E-A} 是非常重要的。

热管所有内部性能最后都反映在热管的热阻上, 回路热管的热阻定义为:

$$R = (T_E - \bar{T}_C) / P_{total}, \quad (4)$$

式中: R 为热阻, T_E 为蒸发器的温度, $\bar{T}_C$ 为冷凝器的平均温度。图 6 为蒸发器在不同倾斜角度、不同加热方式及不同热负荷的条件下热阻变化曲线(冷凝器在蒸发器上部)。分析图 6 可知: 在小功率负荷时, 蒸发器上壁加热时热管的热阻要比下壁加热时热管的热阻小的多。这说明在小负荷时, 上部加热方式热管的性能更好。但是, 随着功率的增大, 两种加热方式的回路的热阻都逐渐减小, 并且都趋向平缓, 100 W 时的热阻都约为 0.19 K/W, 而一般的电子散热装置的热阻只能达到 0.5 K/W 左右。分析可知, 在低负荷时, 系统产生的蒸汽较少, 因此冷凝器大部分管路中充满了液态的工质水, 随

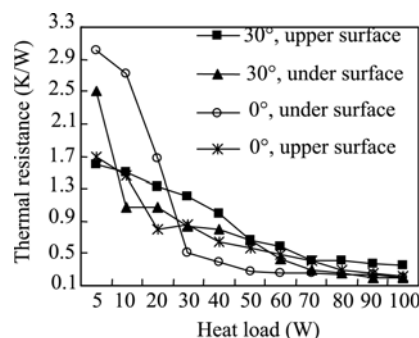


图 6 热阻与热负荷的关系曲线

着负荷的增加, 系统产生的蒸汽增多, 如此将要求冷凝器的更多管路参与相变过程, 蒸汽将把更多的液态工质水推入储液器, 导致蒸发器温度(T_E)与冷凝器的平均温度($\bar{T}_C$)之间的差值变小, 结果回路热管的热阻(R)也将变小。

3 结论

研制了一种应用在大功率 LED 散热上的回路热管装置, 研究了热负荷、倾角、加热方式等对热管的起动性、均温性、热阻等的影响, 试验结果表明, 所设计的热管散热器的热阻在 0.19 K/W~3.1 K/W 之间, 蒸发器的均温性被控制在 1.5℃ 以内, 满足大功率 LED 封装的均温性要求, 在热负荷为 100 W 时, 蒸发器的温度被控制在 100℃ 以下, 满足大功率 LED 结点温度的控制要求。

该冷却系统在特殊的实验条件下(如: 实验在无风的条件及环境温度最极端的情况, 比如环境温度为 40℃)能否实现散热要求, 应是以后需进一步研究的课题。

参考文献

- 1 Arik M, Weaver S. Chip scale thermal management of high brightness LED packages. In: 4th Int Conf Solid State Lighting, Denver, Colorado, USA, 2004. 214—223
- 2 Hong E, Narendran N. A method for projecting useful life of LED lighting systems. In: 3rd Int Conf Solid State Lighting, San Diego, California, USA, 2003. 93—99
- 3 Yang L, Jang S, Hwang W, et al. Thermal analysis of high power GaN-based LEDs with ceramic package. Thermochim Acta, 2007, 455(1-2): 95—99[doi]
- 4 罗小兵, 刘胜, 江小平, 等. 基于微喷射流的高功率 LED 散热方案的数值和实验研究. 中国科学 E 辑: 技术科学, 2007, 37(9): 1194—1204
- 5 Sheu G J, Hwu F S, Tu S H, et al. The heat dissipation performance of LED applied a MHP. In: 5th Int Conf Solid State Lighting, San Diego, California, USA, 2005. 13—20
- 6 Shin M W. Thermal design of high-power LED package and system. In: Adv LEDs Solid State Lighting, Kwangju, South Korea, 2006. 9—21
- 7 Kim L, Choi J H, Jang S H, et al. Thermal analysis of LED array system with heat pipe. Thermochim Acta, 2007, 455(1-2): 21—25[doi]
- 8 鲁祥友, 程远霞, 华泽钊, 等. 用于大功率 LED 冷却的热管散热器的试验研究与分析. 半导体光电, 2008, 29(5): 56—58
- 9 刘美静, 鲁祥友, 华泽钊. 冷却照明用大功率 LED 的回路热管的测试. 制冷学报, 2008, 29(5): 39—43