

文章编号: 1000-7032(2014)11-1394-07

自然对流下 LED 集成芯片整体式热管散热器性能实验研究

周 驰, 左敦稳*, 孙玉利

(南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 为解决 LED 集成芯片光源的散热问题, 提出一种整体式热管散热器, 并在不同的热源功率、充液率、倾角下进行了自然对流散热实验研究。结果表明: 散热器的热管最佳充液率为 30%。热功率较小时, $0^\circ \sim 50^\circ$ 倾角对热管传热影响不大; 倾角达到 75° 时, 各功率下的热管传热及散热器热阻都明显恶化。散热器启动时间约为 30 min, 且几乎不受功率大小影响; 但 75° 倾角下, 需要更多时间达到稳定。相比于常见的平行板和太阳花翅片散热器, 采用整体式热管散热器散热的芯片结温可得到更有效控制。

关键词: LED; 热管; 散热器; 热阻; 结温

中图分类号: TN312.8; TK172.4

文献标识码: A

DOI: 10.3788/fjxb20143511.1394

Experimental Investigation of Integrated Heat Pipe Heat Sink for Multi-chip LED Module in Natural Convection

ZHOU Chi, ZUO Dun-wen*, SUN Yu-li

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

* Corresponding Author, E-mail: zuodw@nuaa.edu.cn

Abstract: In order to solve the problem of cooling LED multi-chip LED module, an integrated heat pipe heat sink was designed and fabricated. Heat dissipation experiments were conducted to study effects on heat load, filling ratio and inclination angle on the thermal performance of the heat sink in nature convection. The results show that the efficient heat transfer of the heat pipe can reduce the thermal resistance of the heat sink effectively and the optimum filling ratio is 30% in this research. Inclination angle in the range of $0^\circ - 50^\circ$ has little effect on heat transfer capability of heat pipe at lower heat load. When the angle reaches 75° , heat transfer of heat pipe and thermal resistance of heat sink are all subject to a significant deterioration. The time heat sink enters stable state is about 30 min and is not affected by the magnitude of the power. However, the heat sink works stably after 40 min when angle is 75° . Compared to traditional parallel plate fins and sunflower fins heat sink, the chip junction temperature with integrated heat pipe heat sink is smallest.

Key words: LED; heat pipe; heat sink; thermal resistance; junction temperature

1 引 言

近年来, LED 照明光源迅速发展, 表现出了

寿命长、光效高、无辐射、低功耗、响应快等优点^[1-2], 正逐步代替传统照明方式。但 LED 芯片通常只有 20% ~ 30% 的电转换为光能, 其余则

收稿日期: 2014-07-07; 修订日期: 2014-08-26

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51375237); 江苏省自然科学基金面上项目(BK2012796)资助

转换为热能,使芯片结温升高,继而影响 LED 器件的可靠性和寿命^[3-4]。因此,设计、制作性能优异的散热器是 LED 照明技术发展中一个重要课题。而热管结构作为一种高效传热装置^[5],已越来越多地应用到 LED 器件的散热系统中。鲁祥友等^[6]将一种平板式蒸发器回路热管结构应用到 LED 散热器中,当热负荷为 100 W 时,蒸发器的温度被控制在 100 °C 以下,可满足大功率 LED 对结温的要求。Li 等^[7]提出了一种双冷凝管的 LED 用铜-水环路热管,可将 50 W 的 LED 集成芯片结温有效控制 在 85 °C 内。Lin 等^[8-9]针对 LED 器件进行了平板脉动热管散热实验,可有效提高 LED 器件散热能力,并发现热管的充液率、倾角、工质、管径、弯头数目对散热性能均有重要影响。Hsieh 等^[10]制作了一种沟槽、铜网复合毛细结构平板热管,并应用到 200 W 的 LED 器件上,连续运行 9 h 后的 LED 亮度没有发生明显衰减。Wang 等^[11]设计制作了有效导热系数达 870 W/(m·°C)的均温热板,有效减弱了 LED 集成芯片的热点现象。

目前的 LED 热管散热器仍存在以下问题:多应用于功率 50 W 以上 LED 器件,部分需要其他主动制冷方式(如风冷、水冷)配合;体积、质量大,结构复杂,不易加工制造;翅片多通过焊接或粘结的方式与热管结构相连,接触热阻大且强度得不到保证。基于以上原因,本文针对 LED 集成芯片光源提出一种圆柱热管与翅片阵列整体加工的新型散热器,并在不同的热源功率、充液率、倾角下进行了自然对流下的散热实验研究。

2 整体式热管散热器

图 1 是所设计的整体式热管散热器的剖面图(图 1(a))及实物图(图 1(b))。采用数控雕铣及电脉冲加工方式,将一块直径 90 mm、高 78 mm 的 6063 铝合金柱整体加工得到底板、圆柱热管管壁及翅片阵列,其中 15 个厚 1.5 mm、高 75 mm 的矩形翅片周向均匀分布于热管周围。为方便实验中工质的灌装,热管上端由纯铝制有孔端盖和不锈钢螺栓进行机械密封。热管空腔直径为 14.5 mm,实际深度为 70 mm,壁厚为 2.75 mm。内壁附有两层 250 目的黄铜丝网,可作为吸液芯提供毛细力并强化蒸发端工质的核态沸腾。根据热管相容性原则^[12],工质选择丙酮。热管腔内的真空

利用排气法获得。其工作原理为:LED 集成芯片贴合于底板底面中心,热量传至热管底部(蒸发端)的工质。达到一定温度后,工质发生沸腾相变,气化后的工质携带热量在压差作用下扩散至整个热管管身,从而通过热管管壁及管壁上的散热翅片与周围空气进行对流换热。蒸汽释放热量后,冷凝形成液滴附着在管壁吸液芯内,在吸液芯毛细力及自身重力作用下回流至蒸发端,进行循环传热,最终实现热管高效传热与翅片自然对流换热结合,有效降低芯片结温。

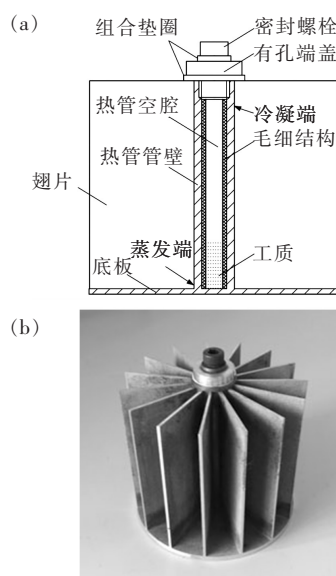


图 1 整体式热管散热器结构。(a) 散热器剖面图;(b) 散热器实物图。

Fig. 1 Schematic structure of the integrated heat pipe heat sink. (a) Cross-section. (b) Picture of real product.

3 实验方法及数据处理

3.1 实验装置与方法

图 2 为搭建的实验装置。模拟热源装置固定在旋转架上,内部为一凸形紫铜块,上部端面是与散热器底面中心接触的加热面,用来模拟 LED 芯片热源;底部嵌入电阻加热管,通过调节电源电压,可控制到达加热面的功率。紫铜块除加热面外,均包裹有聚氨酯隔热材料(导热系数 < 0.035 W/(m·°C)),最大程度减少铜柱在导热过程中的热损失。加热面下方,铜柱中心均匀嵌入了 3 个 PT100 型热电偶,可利用傅里叶导热定律推导出加热面温度和施加到散热器的热功率 Q ^[13-14]。散热器通过一个固定在旋转架上的木工夹施加的夹紧力 F ,将其底面中心紧贴加热面,同

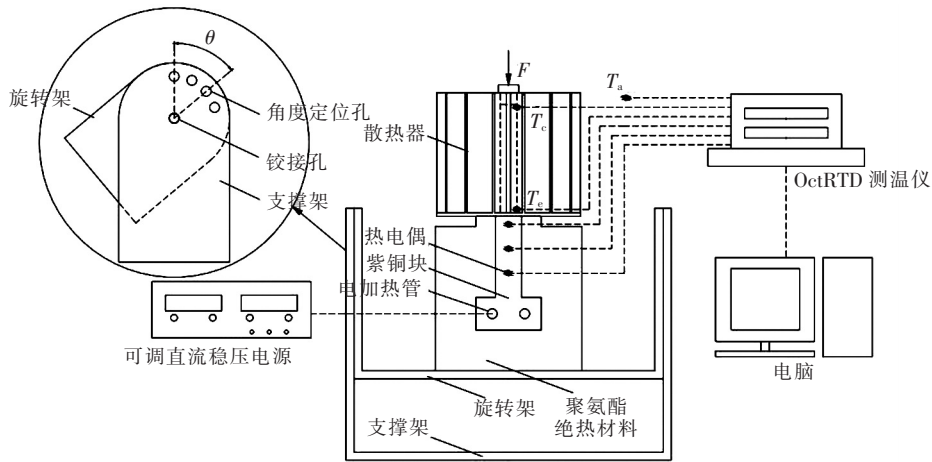


图 2 实验装置简图

Fig. 2 Scheme of experimental apparatus

时保证倾斜时不发生松动。利用支撑架与旋转架上的铰接孔和角度定位孔,可将散热器置于某一倾角^[15]。

由于无法直接测得散热器底面中心温度,同时考虑到加热面与底板底面经过抛光处理并在夹紧力作用下紧密接触,数据处理时忽略两者间接触热阻,将加热面温度作为底面中心温度 T_d 。在热管根部(蒸发端)与顶部(冷凝端)分别布置有热电偶,记作 T_e 、 T_c ,还有一颗热电偶测量环境温度 T_a 。取散热器稳定工作后(5 min内散热器上测点温度变化不超过 $\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$)500 s时间段内数据进行分析。实验完全在自然对流环境下进行,相关实验参数如下:模拟热源(加热面)面积为 $15\text{ mm} \times 15\text{ mm}$;充液率为0、20%、30%、40%;倾角为 0° 、 25° 、 50° 、 75° ;热源功率为 $15 \sim 30\text{ W}$;环境温度为 $(23 \pm 1)\text{ }^\circ\text{C}$ 。

3.2 数据处理

为分析热管的传热性能,定义热管温差 $\Delta T_H = T_e - T_c$,同一热源功率下,热管蒸发端与冷凝端之间温差越小,热管轴向壁面温度分布越均匀,表明热管的传热性能越好。热阻是衡量散热器性能的重要依据,热阻越小,散热性能越好,定义散热器热阻 $R_h = (T_d - T_a)/Q$ 。LED集成光源的芯片阵列中,单个芯片的结温可通过热阻与功率的关系计算得出。图3是LED芯片阵列散热过程中的等效热阻模型图,其中MCPCB为热电分离铝基板,即LED芯片通过固晶材料直接置于封装铝基板的铝芯上。表1是典型1 W功率的LED芯片各封装环节的热阻。

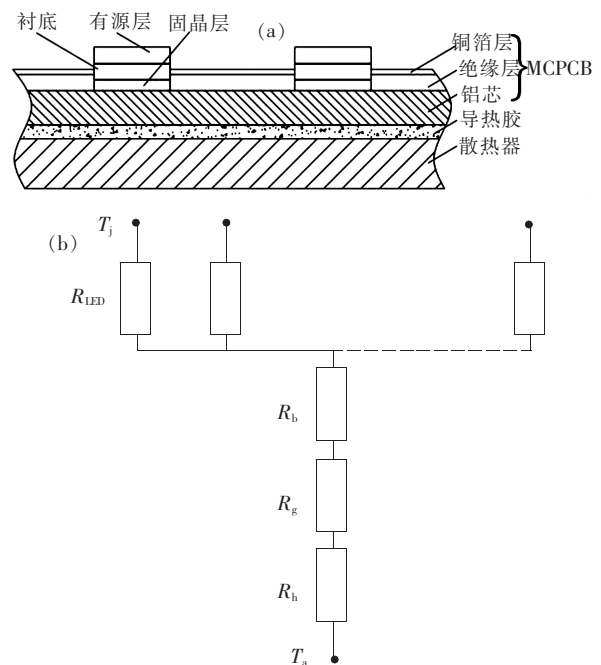


图 3 LED 芯片阵列散热模型 (a) 及其等效热路 (b)

Fig. 3 Simplified model (a) and thermal equivalent circuit (b) of heat dissipation for LED array

表 1 LED 芯片各封装环节热阻

Table 1 Thermal resistance of components of LED package

导热路径	导热率/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	厚度/ mm	面积/ mm^2	环节热阻/ ($^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$)
有源层 (InGaN)	170	0.005	1	0.29
衬底 (Al_2O_3)	42	0.1	1	2.38
固晶层 (AuSn)	58	0.01	1	0.17
MCPCB (Al)	240	1	225	0.018
导热胶 (硅树脂)	2.5	0.1	225	0.178

LED 芯片结温 T_j 可以通过下式计算得到:

$$T_j = T_a + P_{LED} \times R_{LED} + Q \times (R_b + R_g + R_h), \quad (1)$$

式中, P_{LED} 是单个芯片热功率; R_{LED} 单个芯片是芯片内部热阻, 包括有源层、衬底和固晶层; R_b 是铝芯热阻; R_g 是导热胶热阻; R_h 为散热器热阻。由于 R_{LED} 、 R_b 、 R_g 受到制造工艺及材料物性的限制, 很难有效减少, 因此 R_h 对降低结温有着重要意义。

4 结果与讨论

4.1 热管传热与散热器热阻分析

4.1.1 充液率的影响

热管充液率是指工作介质体积占热管空腔体积的比值, 充液率的多少往往对热管工作状态及性能有较大的影响。图 4、图 5 分别是充液率为 0、20%、30%、40% 时, 热管温差及散热器热阻随功率的变化规律。实验中散热器倾角 $\theta = 0^\circ$, 即圆柱热管与地面垂直。从图 4 可以看出, 无工质时温度的传导完全依靠铝合金本身有限的热传导

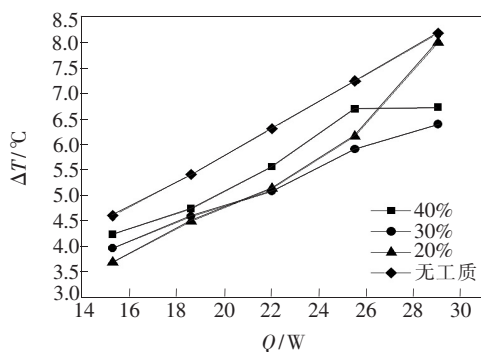


图 4 不同充液率下的热管温差图

Fig. 4 Temperature difference of heat pipe with different filling ratios vs. heat load

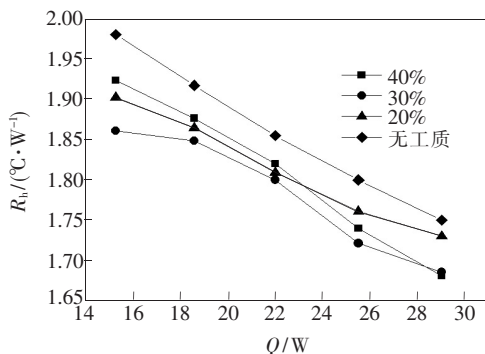


图 5 不同充液率下的散热器热阻

Fig. 5 Thermal resistance of heat sink with different filling ratios vs. heat load

能力, 管壁温差最大, 并随功率成线性增加, 热管结构则表现出了优秀的传热能力。

当充液率为 40% 时, 温差较大, 一方面是由于过大的充液率占用工质蒸汽的流动空间, 另一方面, 蒸发端也需要更高的温度使工质达到沸腾相变状态。当功率超过 25 W 时, 更多的工质参与了气液循环, 温差得到明显改善, 热管传热性能逐渐改善。当充液率为 20% 时, 热管在大功率下发生了烧干现象, 即工质在冷凝回流过程中就再次全部蒸发, 热管底部无液池存在, 此时的充液量仅能满足热管内的气液循环。蒸发端的干涸导致热管底部壁面温度上升, 温差迅速增加, 热管传热恶化。从图中可以看出, 30% 充液率的热管在所有功率下都保持了较小的温差。

从图 5 中可以看出, 添加工质使热阻得到了明显改善。热管散热器工作时, 聚集在散热器底板中心的热量通过热管内部高效的气液相变循环, 迅速传递至整个热管管壁, 翅片竖直方向的根部温度分布更加均匀, 提高了翅片肋效率, 翅片与空气之间对流换热得到增强。相比于仅依靠铝材质传热的无工质散热器, 添加工质可散发更多的热量, 有效降低 T_a 。散热器热阻随热源功率增加而减少, 这是由于散热器表面温度上升, 翅片对流散热能力增强, 同时热量驱动更多工质沸腾相变, 使附着在吸液芯中的液膜厚度变薄, 热管自身相变热阻减少。由图可知, 在本实验功率范围内, 30% 的充液率可获得最好的散热器性能。

4.1.2 倾角的影响

LED 灯具有时需要倾斜安装, 因此有必要研究散热器在一定倾角下的性能。在散热器热管工作时的气液循环过程中, 工质冷凝后的回流依靠本身的重力以及铜丝网的毛细力。放置倾角的变化会对散热器产生两方面的影响: 一是工质沿管壁流动方向与重力方向夹角变化, 工质通过重力获得的回流能力减小, 管内工质流动与分布将受到影响; 二是翅片周围空气流动受阻, 外部冷空气不能顺利进入翅片间隙, 有效对流换热面积减少, 即倾角越大, 翅片的对流换热能力越差。由于充液率为 30% 时的散热器具有最佳性能, 因此以下实验均采用 30% 充液率。图 6、图 7 分别热管温差及散热器热阻在 $0^\circ \sim 75^\circ$ 倾角下随功率的变化规律。

在图 6 中, 随着倾角的增大, 热管温差大致呈

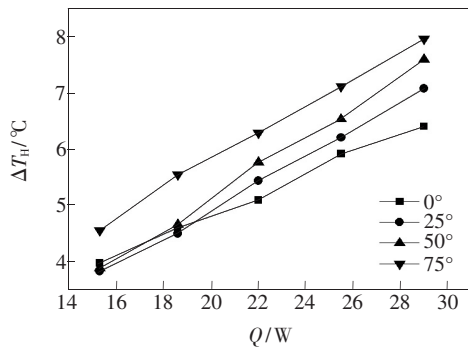


图 6 不同倾角下的热管温差

Fig. 6 Temperature difference of heat pipe with different inclination angles vs. heat load

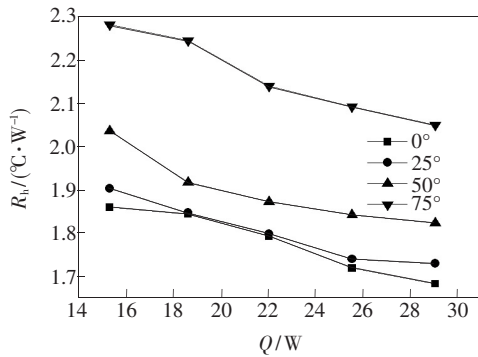


图 7 不同倾角下的散热器热阻

Fig. 7 Thermal resistance of heat sink with different inclination angles vs. heat load

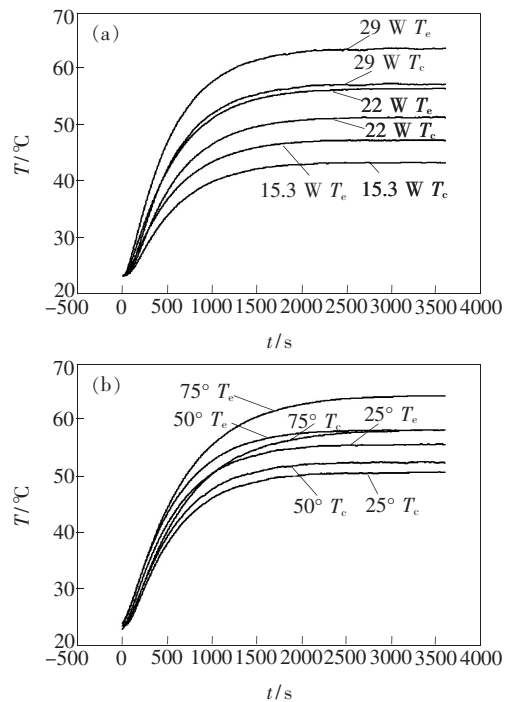
逐步增大的规律。在 0° 、 25° 、 50° 3 种倾角下,热功率小于 20 W 时的热管温差变化不大,表明热管传热未受倾角变化的影响。这是由于小功率使热源温度较低,一方面热管腔体内参与气液循环的工质较少,重力与毛细力作用可使得冷凝后的工质及时回流;另一方面蒸汽上升速度较小,即上升气流与回流液滴间的剪切作用较小。随着功率的进一步增大,蒸汽流上升更快,与回流液体产生较大的剪切作用,同时倾角使可供回流的工质减小,冷凝后工质不能及时回流并滞留在管壁,蒸发端得不到及时冷却温度上升,最终使热管性能恶化。在 75° 倾角下,即便是小功率,热管温差也显著增加,这表明此时重力与毛细力已不足以支持工质顺利回流。

从图 7 可以看出,散热器竖直放置时的热阻最小。 25° 倾角下的热阻相比于 0° 增加不大,这是由于小角度下热管传热性能未严重恶化,小倾角也使翅片对流换热能力受到的影响较小。但随着倾角的增大,热管性能下降,翅片也不能与空气

进行有效的对流散热,散热器热阻迅速恶化。

4.2 启动性能分析

图 8 是不同功率及角度下, T_e 、 T_c 在热源启动 1 h 内随时间的变化曲线。散热器上的温度都经历了一个迅速爬升然后逐渐趋于平缓并最终稳定的过程。同一功率或倾角下, T_c 温升要滞后于 T_e 。温度上升速度及稳定后数值都会随功率及倾角的增加而增大。其中倾角增大,散热器性能下降,更多热量聚集在散热器底部,使热管更快启动,同时散热器表面温度上升加快,稳定后的散热器温度也更高。

图 8 (a) 不同功率下的散热器温升曲线 ($\theta = 0^\circ$); (b) 不同倾角下的散热器温升曲线 ($Q = 22$ W)。Fig. 8 (a) Start-up of the heat sink at different heat loads ($\theta = 0^\circ$). (b) Start-up of the heat sink with different inclination angles ($Q = 22$ W).

由图 8(a) 可以看出,散热器上温度进入稳定状态的时间即启动时间,在各功率下基本一致,约为 30 min,表明散热器对不同功率具有良好的适应性能。在图 8(b) 中,较小倾角下的启动时间变化依然不大,但在 75° 倾角时,散热器 40 min 后才进入稳定状态。由上节分析可知,此时热管传热性能及翅片对流换热恶化严重,热量需要更多时间从底板中心传递至翅片表面并散发。

4.3 结温分析

为分析本文散热器的实用价值,我们利用式

(1) 计算出 LED 芯片结温, 并与两种常见的翅片散热器进行比较。表 2 是 3 种散热器的相关信息。

图 9 为 3 种散热器在 22 W 热功率(相当于 30 W 的 LED 器件)下, 不同倾角时的结温比较, 其中平行板翅片散热器倾斜平面与翅片垂直。从表 2 可以看出, 整体式热管散热器虽然表面积及质量最小, 芯片结温却为三者最低。即便是在散

热性能最差的 75° 倾角下, 结温仍保持在 78 °C 内, 更低的结温可有效提高 LED 的寿命和可靠性。整体式热管散热器能获得优异散热性能, 主要原因如下: 热管的高效传热能力使翅片根部温度分布更均匀, 提高翅片肋效率, 强化对流换热, 增加散热量; 采用整体加工, 消除热管与翅片间接触热阻, 保证了热量传导的通畅; 本文散热器更合理的翅片结构以及铝合金 6063 较高的导热率, 在

表 2 3 种散热器的相关信息

Table 2 Relevant information of three heat sinks

散热器种类	材质			表面积/ (10^5 mm^2)	质量/ g	表面处理
	牌号	密度/ ($\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$)	导热率/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$)			
整体式热管散热器	6063	2.7	209	0.97	242.3	粗糙表面
平行板翅片散热器	6061	2.9	180	1.08	300.9	氧化
太阳花翅片散热器	6061	2.9	180	1.33	283.7	氧化

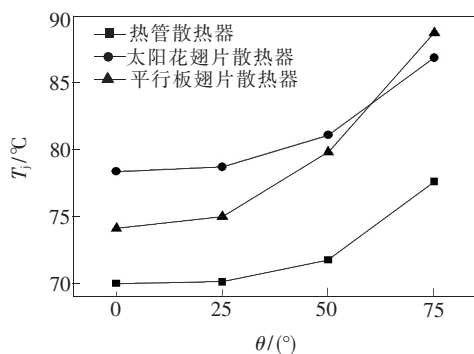


图 9 3 种散热器的芯片结温比较

Fig. 9 Comparison of LED junction temperatures of three heat sinks

一定程度上增强了翅片对流换热能力。

5 整体式热管散热器的进一步改进

与常见的平行板及太阳花翅片散热器相比, 虽然整体式热管散热器在各倾角下都能获得最低结温, 散热性能最好, 但通过对本文散热器设计、加工及实验结果的分析, 发现其具有进一步改进的空间。

首先, 散热器的翅片结构需要进一步优化, 增加翅片散热面积, 提高散热能力。在自然对流换热中翅片的结构参数, 如宽度、数目、厚度等都会影响翅片的总散热面积及外部冷空气的流动状况, 最终改变翅片换热能力。但是一味通过改变翅片结构增大散热面积也会增加散热器的体积与

质量, 提高加工成本, 因此需要寻找最优的结构参数。可利用数值仿真的方法, 针对不同的 LED 功率, 分析结构参数对翅片散热能力的影响规律, 结合质量和体积因素, 选取最合适的翅片结构。

其次, 热管的结构及制作方式需要改进, 以充分发挥其高效传热的作用。本文散热器中的热管管壁过厚, 大大超过了传热极限校核中所允许的管壁厚度, 不少热量依然直接通过管壁的铝合金传导至翅片根部。热管内真空利用加热排气法获得, 同时为方便工质的反复灌装, 采用螺纹机械密封, 真空度不高且密封性较差, 这些都会影响热管的传热能力。对于热管结构, 可在传热极限和加工允许范围内, 选取最佳壁厚及高度; 利用真空泵系统完成抽真空与注入工质, 并在端口封焊保持管内真空度。最后, 对翅片表面可以进行阳极氧化提高发射率、增加辐射散热量, 可以用铜粉烧结液芯代替黄铜丝网提高毛细力, 这些措施都可以进一步降低散热器热阻并提高散热能力。

6 结 论

针对 LED 集成芯片光源提出一种圆柱热管与翅片阵列整体加工的新型散热器, 结合热管的高效传热与翅片对流换热, 有效降低散热器热阻, 并在自然对流下进行了实验研究。当充液率为 30% 时, 热管可获得最佳传热性能, 散热器热阻也最小。在 0° ~ 50° 倾角范围内, 热管传热在热源

功率较小时受倾角影响小,但在较大功率下,传热性能会显著下降。散热器热阻在 $0^\circ \sim 25^\circ$ 倾角下变化不大,但随着倾角的进一步增大而迅速增加。当倾角为 75° 时,热管传热性能明显恶化,散热器热阻增大。散热器启动时间约为 30 min,且几乎

不受功率大小影响,但在 75° 倾角下,需要 40 min 才能进入稳定状态。实验结果表明,散热器可完全满足 30 W 的 LED 器件散热需求。最后结合实验效果,在理论分析的基础上,提出了整体式散热器设计的改进方向与措施。

参 考 文 献:

- [1] He F, Chen Q H, Liu J F, *et al.* Thermal analysis of high mast integrated LED lamp with new heat sink structure of laminated pure aluminum plate [J]. *Chin. J. Lumin.* (发光学报), 2014, 35(6):742-747 (in Chinese).
- [2] Yung K C, Liem H, Choy H S, *et al.* Thermal performance of high brightness LED array package on PCB [J]. *Int. Commun. Heat Mass*, 2010, 37(9):1266-1272.
- [3] Guo L X, Zuo D W, Sun Y L, *et al.* Heat dissipation technology of LED and its research progress [J]. *China Illumin. Eng. J.* (照明工程学报), 2013, 24(4):64-70 (in Chinese).
- [4] Zang J X, Niu P J, Li H, *et al.* Study on the heat dissipation performance of LED array using thermal circuit method [J]. *Chin. J. Lumin.* (发光学报), 2013, 34(4):516-522 (in Chinese).
- [5] Lan K, Jong H C, Sun H J, *et al.* Thermal analysis of LED array system with heat pipe [J]. *Thermochimica Acta*, 2007, 455(1):21-25.
- [6] Lu X Y, Hua T C, Liu M J, *et al.* Thermal analysis of loop heat pipe used for high-power LED [J]. *Thermochimica Acta*, 2009, 493(1):25-29.
- [7] Li J, Lin F, Wang D M, *et al.* A loop heat pipe heat sink with parallel condensers for high-power integrated LED chips [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2013, 56(1):18-26.
- [8] Lin Z R, Wang S F, Huo J P, *et al.* Heat transfer characteristics and LED heat sink application of aluminum plate oscillating heat pipes [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2011, 31:2221-2229.
- [9] Li Z, Jia L. Experimental study on natural convection cooling of LED using a flat-plate pulsating heat pipe [J]. *Heat Transf. Res.*, 2013, 44(1):133-144.
- [10] Hsieh J C, Huang H J, Shen S C. Experimental study of microrectangular groove structure covered with multi mesh layers on performance of flat plate heat pipe for LED lighting module [J]. *Microelectron. Reliab.*, 2012, 52(6):1071-1079.
- [11] Wang, J C, Wang R T, Chang T L, *et al.* Development of 30 Watt high-power LEDs vapor chamber-based plate [J]. *Int. Commun. Heat Mass*, 2010, 53:3990-4001.
- [12] Zhuang J, Zhang H. *Heat Pipe Technology and Engineering Application* [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2000:7-8 (in Chinese).
- [13] Chen Y T, Kang S W, Hung Y H, *et al.* Feasibility study of an aluminum vapor chamber with radial grooved and sintered powders wick structures [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2013, 51:864-870.
- [14] Wang X, Li Y, Yang X W. Thermal design of solar observer at L1 Lagrangian point in sun-earth system [J]. *Chin. Opt.* (中国光学), 2013, 6(6):930-938 (in Chinese).
- [15] Lei S J, Ma Q, Yoon D K, *et al.* Heat dissipation of LED back light units based on TRIZ [J]. *Chin. J. Liq. Cryst. Disp.* (液晶与显示), 2012, 27(1):56-60 (in Chinese).



周驰(1990 -),男,江苏盐城人,硕士研究生,2012年于南京航空航天大学获得学士学位,主要从事LED散热技术方面的研究。
E-mail: zc6282850@163.com



左敦稳(1962 -),男,安徽人,教授,1990年于日本国立熊本大学获得博士学位,主要从事精密加工、智能加工、金刚石膜及超硬工具等方面的研究。
E-mail: zuodw@nuaa.edu.cn