

文章编号: 1000-7032(2019)06-0781-07

大功率 LED 散热器自然对流方向效应实验

单 龙, 胡学功*, 王际辉, 田 红

(中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

摘要: 为了研究采用微槽群复合相变换热技术的大功率太阳花散热器多角度投光的方向效应及综合散热性能, 实验研究了散热器高度、功率以及采用微槽群复合相变换热技术后的过余温度、平均对流换热系数随出光倾角的变化规律, 并获得了出光倾角的 Ra 与 Nu 关联式。研究表明: 出光倾角小于 90° 时, 微槽群散热器热源过余温度大幅低于型材散热器, 在高度为 90 mm, 出光倾角为 30° , 输入功率为 80, 100, 120, 200 W 时热源温度分别降低了 11.6, 13.3, 18.9, 26.7 K, 呈现出功率越大降幅越大的趋势; 出光倾角大于 90° 时, 微槽群散热器热源过余温度略高于型材散热器, 原因是微槽群散热器内部的真空环境影响散热器的均温性; 输入功率越高, 方向效应越明显; 散热器高度越低, 平均对流换热系数越大, 对比高度 60 mm 与高度 90 mm, 在出光倾角为 0° 时, 功率为 80, 100, 120 W 时分别提高了 27.5%、23.8% 和 24.2%。因此, 设计 LED 灯具散热器时应综合考虑散热器的方向效应。

关键词: 大功率 LED; 方向效应; 微槽群; 自然对流; 太阳花散热器

中图分类号: TK124 文献标识码: A DOI: 10.3788/fgxb20194006.0781

Orientation Effects Experiment on Natural Convection of High Power LED Heat Sink

SHAN Long, HU Xue-gong*, WANG Ji-hui, TIAN Hong

(Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

* Corresponding Author, E-mail: xuegonghu@iet.cn

Abstract: In order to study the orientation effects and the comprehensive heat dissipation performance of the high power radiator heat sink with the phase-change heat transfer in capillary microgrooves heat sinks, the experiment studies the variation of height, power and whether using the phase-change heat transfer in capillary microgrooves heat sinks on excess temperature and the mean convection heat transfer coefficient with the installation angles. And the correlations between the Ra and Nu are obtained. The results show that when the installation angle is less than 90 degrees, the excess temperature of heat source for microgrooves heat sinks is much lower than that of the section heat sink. When the installation angle is 30 degrees, the height is 90 mm, the input power is 80, 100, 120, 200 W, the heat source excess temperature 11.6, 13.3, 18.9, 26.7 K are reduced respectively, and the greater the input power, the greater the reduction. When the installation angle is greater than 90 degrees, the excess temperature of the microgrooves heat sinks is slightly higher than that of the section heat sink, and the reason is that the vacuum environment inside the microgrooves heat sinks affects the temperature uniformity, the higher the input power, the more obvious the orientation effects. The lower the height is, the greater the mean convection heat transfer coefficient is.

收稿日期: 2018-06-27; 修订日期: 2018-10-20

基金项目: 国家重点研发计划(2017YFB0403200)资助项目

Supported by National Key R&D Program of China(2017YFB0403200)

When the installation angle is 0° , the input power is 80, 100, 120 W, compared with height 60 mm and height 90 mm, the mean convection heat transfer coefficient increased by 27.5%, 23.8% and 24.2%. Therefore, the orientation effects of the radiator should be considered when designing the radiator for LED lamps.

Key words: high power LED; orientation effects; microgrooves; natural convection; radiator

1 引 言

节能环保已成为本世纪的主旋律,LED 以高效、节能、长寿命、环境友好等优点受到广泛关注。目前 LED 尚未达到理想的电光转化效率,同时为了追求更高的光照强度,LED 芯片的集成度越来越高,大功率 LED 芯片的热流密度甚至超过 300 W/cm^2 ^[1],但 LED 作为半导体器件,对温度十分敏感,如此高的热流密度若不采取有效、可靠的散热措施将导致芯片结温急剧升高,引起光谱红移、芯片热应力累积、光强和效能下降^[2]等,结温的升高还会导致灯具使用寿命和可靠性呈指数级衰减^[1]。因此,随着 LED 向高功率、高集成度方向发展,高效、优化的散热技术成为大功率 LED 可靠运行的关键。

微槽群复合相变换热技术是一种利用微槽群结构形成的毛细压力梯度驱动液体在微槽群内流动,在扩展弯月面薄液膜区域高强度蒸发、厚液膜区域核态沸腾的微细尺度高强度取热换热技术。LED 灯具作为一种照明设备,需满足多样化的使用需求和使用环境,像投光灯、外墙灯、探照灯、投射灯等特别需要变换照射角度,即调节灯具的出光倾角(安装角度)以实现理想的照明效果。对于采用微槽群复合相变换热技术的太阳花散热器,调节灯具的出光倾角会导致:(1)散热器的自然对流散热能力与换热表面形状、大小、换热表面与流体运动方向的相对位置以及换热表面特性有密不可分的关系,表现出强烈的方向效应^[3-5],改变出光倾角必然影响散热器外部自然对流散热能力;(2)散热器内部液体分布受重力和毛细力的共同作用,改变出光倾角必然影响微槽群内的液体分布,影响微槽群的取热能力。因此,研究出光倾角对采用微槽群复合相变换热技术的太阳花散热器取热散热能力的影响非常有必要。

针对自然对流条件下散热器的方向效应,研究人员采用实验或数值模拟等方法分析了方向效

应、散热面积的匹配性及散热器结构参数等对散热性能的影响^[6-8],对空心或实心的径向散热器^[9]、太阳花散热器^[10]、射孔径向散热器^[11-12]等进行了出光倾角、自然对流传热特性的研究。还针对 LED 灯具散热研究了导热塑料^[13]、热电制冷^[14]、叠片散热器^[15]等的自然对流散热能力。对于微槽群复合相变换热技术已开展了如微槽群换热特性及气泡动力学^[16]、机械振动作用下微槽群热沉内换热特性^[17]、微槽群热沉液体润湿长度^[18]等研究工作。

国内外关于倾斜角度对热管类散热器散热性能的研究较少,对于采用微槽群复合相变换热技术的太阳花散热器(以下简称微槽群散热器)出光倾角对散热器散热性能影响的研究鲜有报道。本文通过实验方法研究太阳花型材散热器与微槽群散热器在不同散热器高度、功率的散热性能随出光倾角的变化规律,获得散热器的综合换热性能,用于指导太阳花散热器及热管类散热器设计与优化。

2 实 验

出光倾角 θ 的定义如图 1 所示,热源朝下时 θ 定义为 0° ,热源朝上时 θ 定义为 180° 。对于翅片向外辐射状的太阳花散热器,该定义方式可涵盖 LED 灯具的全部出光倾角。实验使用的太阳花散热器由内腔、上下盖板构成封闭空腔,由若干沿径向延伸的翅片构成扩展表面。实验时将旋转

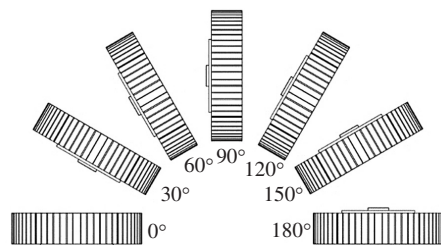


图 1 出光倾角 θ 的定义

Fig. 1 Definition of the installation angle θ

轴左侧中间及右侧中间的翅片分别定义为 A 翅片和 B 翅片, 翅片上布置 12 根热电偶测量径向和轴向各测点的温度, 测点位置如图 2 所示。

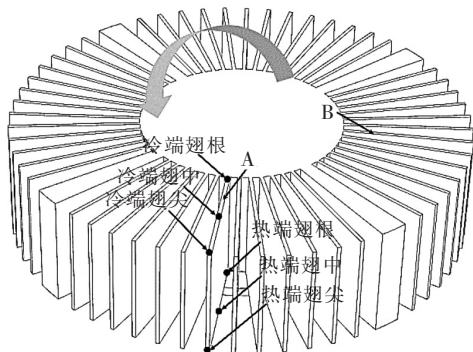


图2 测点位置示意图

Fig. 2 Location of measuring points



图3 出光倾角测试实验台

Fig. 3 Test bench of installation angle

图3为出光倾角测试实验台, 主要由固定支架、旋转轴、指针和角度盘组成。工作原理是: 散热器与指针固定在旋转轴上, 实现散热器与指针的旋转角度一致, 通过固定在支架上的角度盘读取指针转过的角度即可获得对应图1中的出光倾角。

散热器光源面贴附陶瓷加热片作为 LED 的模拟热源, 陶瓷加热片与散热器光源面之间涂抹导热硅脂减小接触热阻, 聚四氟乙烯 (PTFE) 板作为隔热材料减少陶瓷加热片向其他方向的热量传递。陶瓷加热片由精密直流稳压电源供电, 热源温度通过在陶瓷加热片正下方的散热器光源面布置 0.1 mm 的极细热电偶测量得出。在 PTFE 表面布置热电偶计算热损失。

使用陶瓷加热片作为模拟热源具有以下优点: (1) 直接使用 LED 作为散热器的实验热源既发光又对外辐射散热, 因此无法获得散热器的净输入功率, 而陶瓷加热片的输入功率减去 PTFE

热损失即为散热器的净输入功率; (2) 无光污染, 对实验人员友好; (3) 排除了 LED 内部热阻随温度变化导致的散热器净输入功率的变化。在实验开始前进行了热源温度相等的情况下陶瓷加热片 (输入功率 100 W) 与 LED 光源 (输入功率约为 162 W) 的对比测试, 各测点温度最大偏差约 0.8 °C, 陶瓷加热片可替代 LED 进行实验。

为了计算散热器的净输入功率, 对 PTFE 板的热损失进行了计算:

$$Q_{\text{total}} = UI, \quad (1)$$

$$Q_{\text{loss}} = \lambda_{\text{PTFE}} A_{\text{PTFE}} \frac{(T_{\text{PTFE}} - T_{\infty})}{\delta_{\text{PTFE}}}, \quad (2)$$

$$Q_{\text{net}} = Q_{\text{total}} - Q_{\text{loss}}, \quad (3)$$

公式(1)~(3)中, Q_{total} 、 Q_{loss} 和 Q_{net} 分别为散热器总输入功率、热损失和净输入功率, U 和 I 分别对应输入电压和电流, λ_{PTFE} 、 A_{PTFE} 、 δ_{PTFE} 分别为 PTFE 的导热系数、截面面积及厚度, T_{∞} 为环境温度。在本实验研究中, 估计最大热损失小于总输入热量的 0.1%。

过剩温度定义为:

$$\Delta T = T - T_{\infty}, \quad (4)$$

其中, T 为被测点温度。

根据牛顿冷却公式, 翅片的平均表面对流换热系数 h_{avg} 定义为:

$$h_{\text{avg}} = \frac{Q_{\text{net}}}{A(T_{\text{avg}} - T_{\infty})}, \quad (5)$$

其中, A 为散热器总散热面积, T_{avg} 为散热器各测点的平均温度。

Nu (Nusselt number) 定义为:

$$Nu = \frac{h_{\text{avg}} H}{\lambda_{\text{air}}}, \quad (6)$$

其中, H 为翅片 (散热器) 高度^[10], λ_{air} 为空气导热系数。

引入与自然对流相关的无量纲数 Ra 数:

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu\alpha}, \quad (7)$$

其中, g 、 β 、 ν 、 α 分别为重力加速度、流体的体膨胀系数、运动粘度和热扩散系数。

3 结果与讨论

实验进行了型材散热器和微槽群散热器各测点温度测量, 型材散热器作为微槽群散热器的对照组, 两者主要区别是微槽群散热器经过注液和

抽真空封装,两者在其他方面如外形尺寸、结构、测点位置则完全一致。

3.1 各测点 ΔT 随 θ 的变化规律

图 4 为型材散热器, $H = 90 \text{ mm}$, $Q = 100 \text{ W}$ 时翅片各测点 ΔT 随 θ 的变化规律。从图 4 翅片 A、B 冷端肋根到肋尖的 ΔT 可以看出,沿翅片径向向外温度梯度逐渐变小。随着 θ 的增大, ΔT 先增大后减小, $\theta = 90^\circ$ 时 ΔT 最大,散热性能最差。对比 A 翅片和 B 翅片各测点 ΔT , $\theta < 90^\circ$ 时,B 翅片 ΔT 普

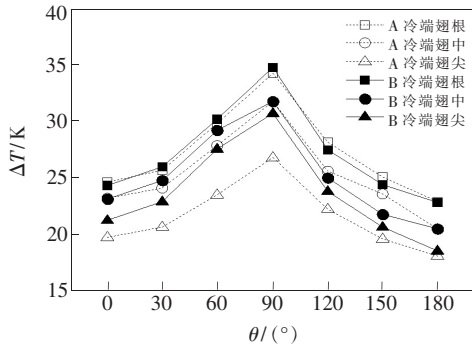


图 4 型材, $H = 90 \text{ mm}$, $Q = 100 \text{ W}$ 时翅片各测点 ΔT 随 θ 的变化规律。

Fig. 4 Section heat sink, the variation of ΔT at each measuring point with θ when $H = 90 \text{ mm}$, $Q = 100 \text{ W}$.

遍大于 A 翅片 ΔT , $\theta > 90^\circ$ 时规律相反。原因是 $\theta < 90^\circ$ 时随着散热器的旋转及热空气向上半球空间运动,A 翅片旋转至下半球空间成为冷空气进口,B 翅片旋转至上半球空间成为热空气出口,B 翅片所处位置周围的空气温度高于 A 翅片,因而导致 B 翅片 ΔT 偏大。

图 5 为型材和微槽群散热器, $Q = 100 \text{ W}$ 时不同 H 的热源 ΔT 随 θ 的变化规律。图 6(a)、(b)为

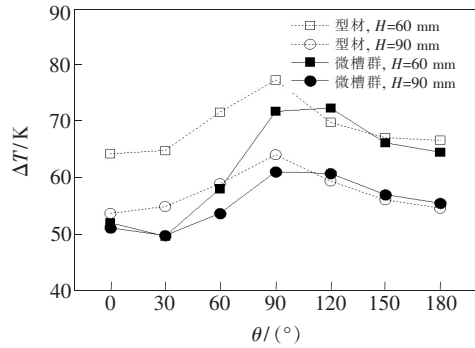


图 5 型材和微槽群, $Q = 100 \text{ W}$ 时不同 H 的热源 ΔT 随 θ 的变化规律。

Fig. 5 Microgrooves and section heat sink, the variation of heat source ΔT with θ under different H conditions when $Q = 100 \text{ W}$.

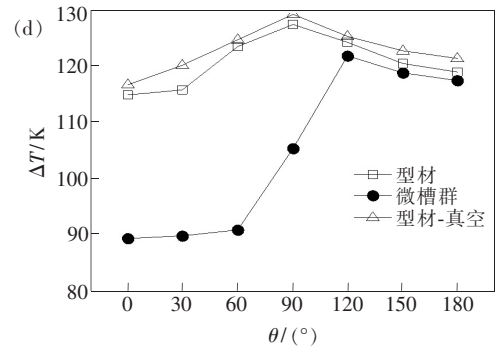
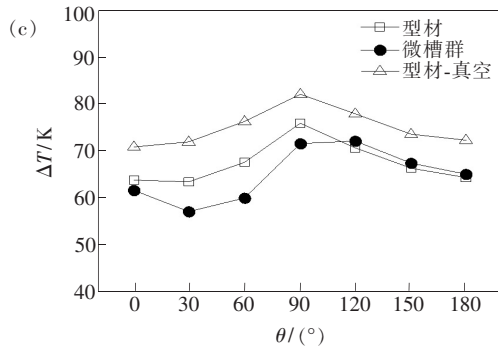
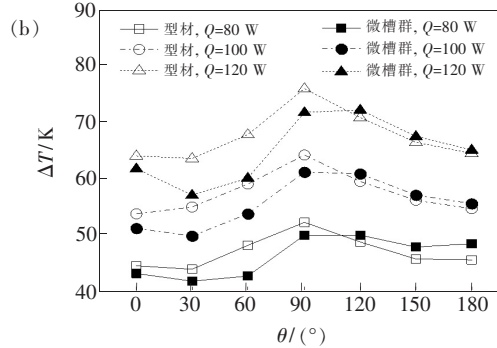
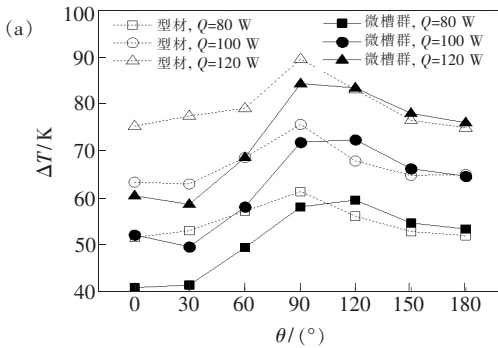


图 6 型材和微槽群, $H = 60 \text{ mm}$ (a) 和 $H = 90 \text{ mm}$ (b) 时不同 Q 的热源 ΔT 随 θ 的变化规律;型材、微槽群和型材-真空, $H = 900 \text{ mm}$, $Q = 120 \text{ W}$ (c) 和 $Q = 200 \text{ W}$ (d) 时热源 ΔT 随 θ 的变化规律。

Fig. 6 Microgrooves and section heat sink, the variation of heat source ΔT with θ under different Q conditions when $H = 60 \text{ mm}$ (a) and $H = 90 \text{ mm}$ (b). Section, microgrooves and section-vacuum heat sink, the variation of heat source ΔT with θ when $H = 900 \text{ mm}$, $Q = 120 \text{ W}$ (c) and $Q = 200 \text{ W}$ (d).

型材和微槽群散热器, $H = 60$ mm、 90 mm 时不同 Q 的热源 ΔT 随 θ 的变化规律。从图 5 和图 6 可以看出, $\theta > 90^\circ$ 时, 微槽群散热器热源 ΔT 略高于型材散热器, 为了分析出现该现象的原因, 进行了 $H = 90$ mm、 $Q = 120$ W 时的散热器内腔抽真空 (型材-真空) 实验以及 $H = 90$ mm、 $Q = 200$ W 时的型材、微槽群、型材-真空实验, 实验结论如图 6(c)、(d) 所示。可以看出, 散热器抽真空后, 在任意 θ 其热源 ΔT 最高, 散热器取热散热性能最差, 随着输入功率的增加, 微槽群散热器热源 ΔT 逐渐低于型材及型材-真空散热器, 说明增大功率后, 微槽群散热器内的蒸汽具备一定的换热能力。因此 $\theta > 90^\circ$ 时, 微槽群散热器热源 ΔT 略微高于型材散热器可做如下解释: 对于同一款散热器, 热源 ΔT 不只受 θ 的影响, 还与散热器内的真空环境、液体分布 (受重力及毛细力的综合影响) 有关。当 $\theta > 90^\circ$ 时, 微槽群散热器内的液体受重力作用全部汇集到冷端, 功率较低时, 液体所在区域的温度低于液体的沸点 (饱和温度) 而未沸腾, 此时内腔处在真空或蒸汽稀薄状态, 内腔壁面基本处于绝热状态; 而型材散热器内腔充满空气, 因存在温差形成腔内空气自然对流, 增强了腔内的换热能力, 散热器均温性相对更好一些。散热器均温性越好其外部自然对流换热效率越高, 因而出现 $\theta > 90^\circ$ 时型材散热器热源 ΔT 低于微槽群散热器热源 ΔT 的现象。

从图 5 和图 6 还可以看出, $\theta \leq 90^\circ$ 时, 随 θ 的增加微槽群散热器热源 ΔT 大幅低于型材散热器, 如在 $H = 90$ mm、 $\theta = 30^\circ$ 时, $Q = 80, 100, 120, 200$ W 时分别降低了 11.6、13.3、18.9、26.7 K, 呈现出功率越大降低程度越大的趋势, 微槽群散热器表现出优异的取热散热性能。

3.2 h_{avg} 随 θ 的变化规律

图 7 和图 8 为型材、微槽群散热器, 不同 H 、 Q 条件下, h_{avg} 随 θ 的变化规律。从图 7 可看出, 对于不同的 H 、 Q , h_{avg} 在 $\theta = 90^\circ$ 时最差且差距很小。 $H = 90$ mm 的 $\theta = 90^\circ$ 与 $\theta = 0^\circ$ 相比, $Q = 80, 100, 120$ W 的 h_{avg} 降低了 25.1%、29.0%、31.6%, 说明对于特定的散热器, 功率越高 h_{avg} 随 θ 的变化程度越大, 其方向效应越明显。 h_{avg} 随高度的增加而降低, $\theta = 0^\circ$ 时的 $H = 60$ mm 与 $H = 90$ mm 相比, $Q = 80, 100, 120$ W 的 h_{avg} 分别提高了 1.42 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、1.31 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 和 1.39 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 百分比为 27.5%、

23.8% 和 24.2%, 原因是热边界层沿翅片高度方向不断发展, 因自然对流流速低, 热边界层不容易破坏, 导致对流换热系数降低, 因此在进行大功率 LED 散热器设计时, 不能为了增大换热面积而无限地增加散热器高度。

从图 8 可以看出, 在 $\theta \leq 90^\circ$ 时微槽群散热器的 h_{avg} 好于型材散热器的 h_{avg} , 这是因为这两种散热器的外形尺寸完全一致, 微槽群散热器的均温性好于型材散热器, 平均对流换热系数较高, 因此散热器的散热效率高。

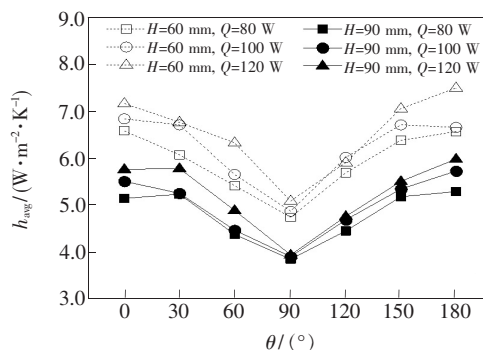


图 7 型材, 不同 H 、 Q 条件下, h_{avg} 随 θ 的变化规律。

Fig. 7 Section heat sink, the variation of h_{avg} with θ under different H and Q conditions.

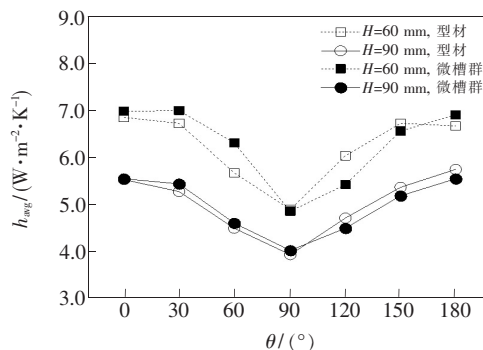


图 8 型材、微槽群, $Q = 100$ W, 不同 H 条件下, h_{avg} 随 θ 的变化规律。

Fig. 8 Microgrooves and section heat sink, the variation of h_{avg} with θ under different H conditions when $Q = 100$ W.

3.3 Ra 与 Nu 的变化关系

通过实验方法对太阳花型材散热器与微槽群散热器在不同功率、散热器高度的散热性能随出光倾角的变化规律进行了研究, 获得了表征散热器自然对流换热特性的特征数 Ra 与 Nu 的关联式^[4]:

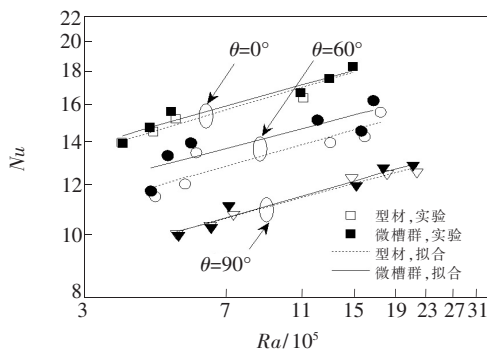
$$Nu = CRa^m, \quad (8)$$

表 1 给出了公式 (8) 中出光角度 θ 对应的 C 和 m , 拟合可信度为 95%。图 9 给出了 θ 为 0° 、 60° 、 90° 时的实验数据及拟合值。

表 1 公式(8)中的系数

Tab. 1 Coefficients in equation (8)

θ	型材		微槽群	
	C	m	C	m
0°	1.380	0.180	1.612	0.170
30°	0.751	0.223	1.738	0.164
60°	1.267	0.172	1.657	0.1567
90°	1.169	0.164	1.025	0.174
120°	1.549	0.158	0.747	0.206
150°	1.510	0.172	3.291	0.114
180°	0.895	0.214	2.567	0.136

图 9 型材、微槽群, Nu 数随 Ra 数的变化关系。Fig. 9 Section and microgroove heat sink, the relationship between Nu number and Ra number.

4 结 论

本文以太阳花散热器为研究对象,实验研究

了太阳花型材散热器与微槽群散热器不同功率、不同高度的过余温度、平均对流换热系数随出光倾角的变化规律,分析了散热器的综合换热性能,并获得了各出光倾角 Ra 与 Nu 关联式。研究结果表明:沿翅片径向向外温度梯度逐渐变小;出光倾角 $\theta \leq 90^\circ$ 时,微槽群散热器热源过余温度 ΔT 大幅低于型材散热器,如在高度 $H = 90 \text{ mm}$ 、出光倾角 $\theta = 30^\circ$ 时,功率 $Q = 80, 100, 120, 200 \text{ W}$ 热源过余温度分别降低了 11.6, 13.3, 18.9, 26.7 K, 呈现出功率越大降低程度越大的趋势,微槽群散热器表现出优异取热散热性能;出光倾角 $\theta > 90^\circ$ 时,微槽群散热器热源过余温度 ΔT 略高于型材散热器,其原因是散热器内部的真空环境影响散热器的均温性;对于不同高度 H 、功率 Q , 平均对流换热系数 h_{avg} 在出光倾角 $\theta = 90^\circ$ 时最差且差距较小;对于特定的散热器,功率越高平均对流换热系数 h_{avg} 随出光倾角 θ 的变化程度越大,其方向效应越明显,如高度 $H = 90 \text{ mm}$, 出光倾角 $\theta = 90^\circ$ 与出光倾角 $\theta = 0^\circ$ 相比,功率 $Q = 80, 100, 120 \text{ W}$ 的平均对流换热系数 h_{avg} 分别降低了 25.1%、29.0% 和 31.6%;散热器高度越高,其平均对流换热系数越小, $\theta = 0^\circ$ 时的 $H = 60 \text{ mm}$ 与 $H = 90 \text{ mm}$ 相比, $Q = 80, 100, 120 \text{ W}$ 的 h_{avg} 分别提高了 1.42, 1.31, 1.39 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 百分比为 27.5%、23.8% 和 24.2%。因此,在设计大功率 LED 灯具散热器时要充分考虑散热器散热效率(对流换热系数)、输入功率、方向效应等之间的关系。

参 考 文 献:

- [1] CHRISTENSEN A, GRAHAM S. Thermal effects in packaging high power light emitting diode arrays [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2009, 29(2-3):364-371.
- [2] LIU J, TAM W S, WONG H, et al.. Temperature-dependent light-emitting characteristics of InGaN/GaN diodes [J]. *Microelectron. Reliab.*, 2009, 49(1):38-41.
- [3] SERTKAYA A A, BILIR S, KARGICI S. Experimental investigation of the effects of orientation angle on heat transfer performance of pin-finned surfaces in natural convection [J]. *Energy*, 2011, 36(3):1513-1517.
- [4] SHEN Q, SUN D M, XU Y, et al.. Orientation effects on natural convection heat dissipation of rectangular fin heat sinks mounted on LEDs [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2014, 75:462-469.
- [5] WANG J C. Thermal module design and analysis of a 230 W LED illumination lamp under three incline angles [J]. *Microelectron. J.*, 2014, 45(4):416-423.
- [6] MENG X R, ZHU J, WEI X L, et al.. Natural convection heat transfer of a straight-fin heat sink [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2018, 123:561-568.
- [7] JANG D, YOON S J, LEE K S. Optimum design of a radial heat sink with a fin-height profile for high-power LED lighting applications [J]. *Appl. Energy*, 2014, 116:260-268.

- [8] 张建新, 杨庆新, 牛萍娟, 等. LED 板状肋片散热器性能的方向效应 [J]. 发光学报, 2015, 36(7): 846-853.
ZHANG J X, YANG Q X, NIU P L, *et al.*. Orientation effects on heat dissipation performance of plate-fin heat sink for LED application [J]. *Chin. J. Lumin.*, 2015, 36(7): 846-853. (in Chinese)
- [9] EFFENDI N S, KIM K J. Orientation effects on natural convective performance of hybrid fin heat sinks [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2017, 123: 527-536.
- [10] JANG D, PARK S J, YOON S J, *et al.*. The orientation effect for cylindrical heat sinks with application to LED light bulbs [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2014, 71: 496-502.
- [11] LI B, BYON C. Investigation of natural convection heat transfer around a radial heat sink with a concentric ring [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2015, 89: 159-164.
- [12] LI B, JEON S, BYON C. Investigation of natural convection heat transfer around a radial heat sink with a perforated ring [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2016, 97: 705-711.
- [13] 侯绿, 陈华, 周兴林. 基于导热塑料的新型 LED 灯散热器设计与优化 [J]. 发光学报, 2016, 37(9): 1103-1108.
HOU L, CHEN H, ZHOU X L. Design and optimization of a new type LED lamp radiator based on thermal conductive plastics [J]. *Chin. J. Lumin.*, 2016, 37(9): 1103-1108. (in Chinese)
- [14] 张建新, 韩变华, 杨庆新, 等. 热电制冷 LED 自然对流散热的设计与优化 [J]. 发光学报, 2018, 39(4): 523-533.
ZHANG J X, HAN B H, YANG Q X, *et al.*. Thermal design and optimization of LED integrated with thermoelectric cooler in natural convection [J]. *Chin. J. Lumin.*, 2018, 39(4): 523-533. (in Chinese)
- [15] 何凡, 陈清华, 刘娟芳, 等. 集成芯片 LED 场地照明灯新型叠片散热器热分析 [J]. 发光学报, 2014, 35(6): 742-747.
HE F, CHEN Q H, LIU J F, *et al.*. Thermal analysis of high mast integrated LED lamp with new heatsink structure of laminated pure aluminum plate [J]. *Chin. J. Lumin.*, 2014, 35(6): 742-747. (in Chinese)
- [16] YU D, HU X G, GUO C H, *et al.*. Visualization of microbubble dynamic behaviors in open rectangular microgrooves heat sinks under saturated boiling condition [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2015, 80: 424-435.
- [17] GUO C H, HU X G, CAO W, *et al.*. Effect of mechanical vibration on flow and heat transfer characteristics in rectangular microgrooves [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2013, 52(2): 385-393.
- [18] NIE X L, HU X G, TANG D W. Modeling study on axial wetting length of meniscus in vertical rectangular microgrooves [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2013, 52(2): 615-622.



单龙(1989 -), 男, 山东枣庄人, 硕士, 助理工程师, 2016 年于沈阳航空航天大学获得硕士学位, 主要从事大功率 LED 灯具散热技术及微槽群复合相变热管理与节能系统方面的研究。

E-mail: shanlong@iet.cn



胡学功(1968 -), 男, 湖南保靖人, 博士, 研究员, 2005 年于中国科学院工程热物理研究所获得博士学位, 主要从事微尺度相变传热和大功率电子电气器件的先进散热技术的基础与应用的研究。

E-mail: xuegonghu@iet.cn