

LED 散热器三角槽扩展表面散热性能

田红, 胡学功*, 王际辉

中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190

摘要 对大功率 LED 太阳花散热器肋片三角槽扩展表面的散热性能进行了数值模拟与分析, 并对肋片长度方向的温度分布进行了实验验证。在考虑自然对流和辐射模型的条件下, 研究了肋片表面三角槽的顶角 α 、槽宽 s 和槽深 d 对散热器肋片顶部最高温升 ΔT_{\max} 、平均对流换热系数 h 和对流换热热阻 R 的影响。结果表明: 顶角 α 在 $90^\circ \sim 120^\circ$ 范围内、向肋片根部倾斜的三角槽在增加散热面积的同时, 改善了流场分布, 从而显著地增强了太阳花散热器的散热性能; 相比于槽宽 s , 槽深 d 对平均对流换热系数 h 影响更为显著, 较小或较大的槽深会因平均对流换热系数 h 的大幅降低而恶化散热效果。

关键词 光学器件; 太阳花散热器; 三角槽; 散热性能

中图分类号 TN312

文献标识码 A

doi: 10.3788/AOS201838.1223002

Heat Transfer Performance of LED Radiator with Triangular Groove Extended Surface

Tian Hong, Hu Xuegong*, Wang Jihui

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

Abstract The heat transfer performances of a sunflower radiator with triangular groove extended surfaces for high-power LEDs are numerically simulated and analyzed. The temperature distribution in the direction of fin length is experimentally tested. Under the condition that the natural convection and radiation model is considered, the effects of apex angle α , groove width s and groove depth d on the maximum temperature rise ΔT_{\max} at the top of fins, average convective heat transfer coefficient h and convective thermal resistance R are investigated. The results show that the existence of triangular grooves with apex angles of $90^\circ \sim 120^\circ$ and inclining to fin root increases the heat dissipation area and also improves the fluid-flow distribution, and thus the heat transfer performances of sunflower radiator are significantly enhanced. Compared with that of groove width s , the influence of groove depth d on the average convective heat transfer coefficient h is more remarkable. A small or large groove depth deteriorates the heat transfer performance due to the significantly decreased average convective heat transfer coefficient h .

Key words optical devices; sunflower radiator; triangular grooves; heat transfer performance

OCIS codes 230.1150; 230.2090; 230.3670; 230.5170

1 引 言

作为第 4 代照明光源, LED 因具有高效低耗、寿命长、绿色环保等显著优势而在照明领域得到了广泛的应用^[1]。目前, LED 光电转换效率较低, 约有 80% 的输入功率被转化为热能^[2-3]。随着户外照明、专业照明等领域对上百瓦大功率高功率密度 LED 应用的需求日益迫切, LED 光源集成度不断提高, 使得 LED 的发热热流密度迅猛增加, 若产生的热量不能及时有效地散出, 则芯片结温会升高, 影响

LED 的光效和寿命, 并且对峰值波长、光功率、显色指数和色温等诸多光学性能参数造成严重的影响^[4-6]。因此, 散热问题是大功率 LED 大规模推广应用急需解决的关键问题。

目前, 散热器被广泛应用于 LED 热管理, 其结构设计对 LED 散热性能至关重要, 国内外学者在这方面进行了大量的研究。Dialameh 等^[7]模拟研究了翅片的长度、高度、厚度以及间距对散热器换热特性以及空气流动特性的影响, 并提出了以翅片间距为特征长度的努塞尔数 Nu 与瑞利数 Ra 、高长比、

收稿日期: 2018-06-21; 修回日期: 2018-08-06; 录用日期: 2018-08-13

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFB0403200)

* E-mail: xuegonghu@iet.cn

高厚比等无量纲数的关联式。Kim^[8]研究发现,相比于等截面肋片,截面积沿肋长度方向逐渐增加的肋片自然对流热阻会减小 10%。田立新等^[9]运用场协同原理分析了菱形翅片、30°矩形翅片和垂直平翅片的综合换热能力,并发现 30°矩形翅片热沉 LED 结温和热阻最低。Feng 等^[10]提出了一种长短肋片垂直交叉排列的新型板式散热器,自然对流换热系数比传统的高 15%。Li 和 Byon^[11]模拟分析了太阳花散热器翅片的高度、半径、平均间距、数量和倾斜角度等参数对 Nu 的影响,总结出了 Nu 与无量纲翅片长度和间距的关联式,并通过实验进行了验证。唐帆等^[12-13]基于烟囱效应,通过在空心圆柱形基板内部加入蜂巢散热器或在传统太阳花散热器外侧加装圆筒壁对 LED 散热器进行优化设计,显著提高了自然对流换热效果。Jang 等^[14]对长短翅片的排列方式、长度和高度的研究发现,增加最外层翅片的高度以及采用交错排列的方式均可获得较好的散热效果。侯绿等^[15]通过在塑料散热器的斜肋片上增加翅片,增大了对流换热面积,提高了塑料散热器的性能。韦香妮^[16]对圆柱型散热器翅片表面采用粗糙化处理,在获得更大的散热面积的同时增强了肋片表面对空气流动的扰动作用,使散热器表

面的最高温度降低了 3.0%,在几乎不增加金属消耗的前提下进一步提高了散热器的性能。Kwak 等^[17-18]研究发现采用三角形翅片能够减小圆筒形散热器的热阻和质量。唐帆等^[19-20]利用开缝交错的设计方法有效地延缓了热边界层的形成,改善了流场分布,增强了散热器性能。

国内外学者对散热器肋片表面粗糙化结构的研究甚少,基于此,本文采用数值模拟的方法,针对大功率 LED 太阳花散热器肋片表面的三角槽结构,深入研究了三角槽的顶角 α 、槽宽 s 、槽深 d 等参数对散热面积和自然对流换热系数的影响规律,并结合流动特性,分析了各参数对太阳花散热器散热能力的影响,旨在为大功率 LED 太阳花散热器优化设计提供新的理论依据。

2 数值模型

2.1 物理模型

图 1(a)给出了 LED 太阳花散热器的结构,该结构由中间密闭的相变腔和 36 个沿周向均匀分布的带有三角槽扩展表面的肋片组成。因散热器具有对称性,计算模型采用一组翅片,经计算确定空气域的半径为 $1.2r_o$,散热器上下空气域的高度分别为

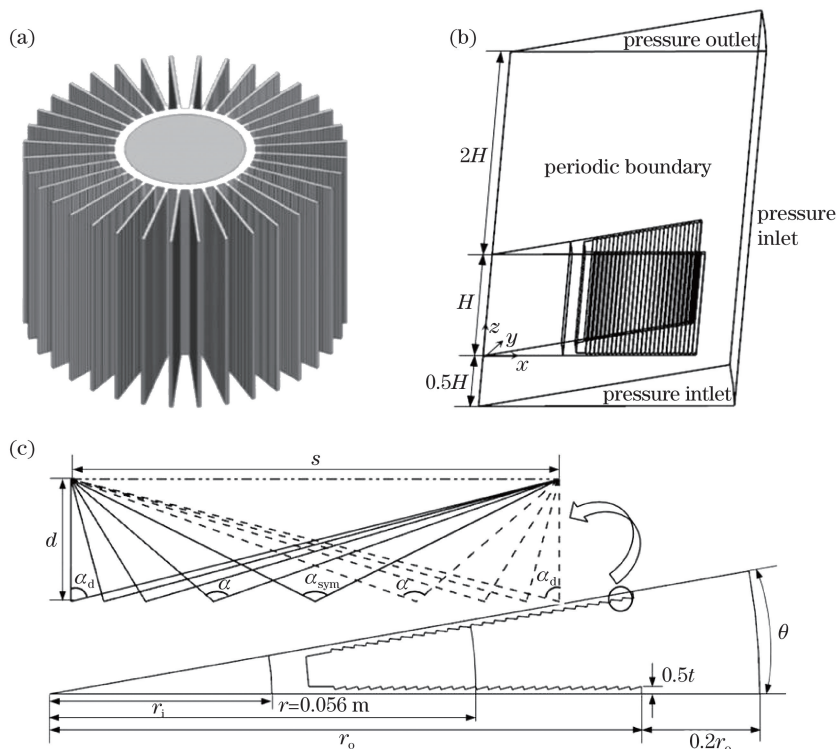


图 1 LED 太阳花散热器结构与计算区域示意图。(a)太阳花散热器结构;(b)计算区域侧视图;(c)计算区域俯视图
Fig. 1 Schematic of LED sunflower radiator and computational domains. (a) Structural diagram of sunflower radiator; (b) side view of computational domain; (c) top view of computational domain

2H 和 0.5H, 整个计算区域如图 1(b)、(c)所示, 其中散热器高度 $H = 100$ mm, 相变腔内径 $r_i = 30$ mm, 散热器半径 $r_o = 80$ mm, 肋片间角度 $\theta =$

10° , 肋片顶端厚度 $t = 2$ mm. 肋片表面三角槽的结构与参数如图 1(c)和表 1 所示, 表中 A 是散热器肋片面积。

表 1 肋片表面三角槽的结构参数

Table 1 Structural parameters of triangular grooves on fin surface

s /mm	d /mm	α /($^\circ$)	A /m ²	s /mm	d /mm	α /($^\circ$)	A /m ²
1.6	0.4	126.9	0.389	1.6	0.3	138.9	0.374
		120.0	0.394			120.0	0.385
		105.0	0.406			105.0	0.394
		90.0	0.421			90.0	0.405
		76.0	0.432			79.4	0.415
2.0	0.4	136.4	0.377	1.6	0.2	90.0	0.389
		120.0	0.386	1.6	0.5	90.0	0.435
		105.0	0.397	1.6	0.6	90.0	0.449
		90.0	0.409	1.2	0.4	90.0	0.441
		78.7	0.420	2.4	0.4	90.0	0.398

2.2 数值模型

计算过程中考虑自然对流和辐射, 散热器的输入功率 P 为 100 W, 环境温度为 25 $^\circ\text{C}$, 以散热器高度 H 为特征长度的格拉晓夫数 Gr 的数量级为 10^6 , 因此空气流动为层流流动。辐射换热用 DO 辐射模型^[10,21]来求解。考虑到温差引起的浮升力的作用, 计算中引入 Boussinesq 假设^[22]。三维不可压缩稳态流动的控制方程如下:

空气侧连续性方程可表示为

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0, \quad (1)$$

式中 ∇ 为散度, ρ 为密度, \mathbf{V} 为速度矢量。

动量方程可表示为

$$\nabla \cdot (\rho u \mathbf{V}) = -\partial p / \partial x + \mu \nabla^2 u, \quad (2)$$

$$\nabla \cdot (\rho v \mathbf{V}) = -\partial p / \partial y + \mu \nabla^2 v, \quad (3)$$

$$\nabla \cdot (\rho w \mathbf{V}) = -\partial p / \partial z + \mu \nabla^2 w + g(\rho - \rho_\infty), \quad (4)$$

式中 u, v, w 分别为 x, y, z 方向的速度, p 为压力, g 为重力加速度。

能量方程可表示为

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{V} T) = \lambda / c_p \nabla^2 T + S, \quad (5)$$

式中: c_p 为定压比热容; λ 为导热系数; c_p 和 λ 均设为常数; ρ_∞ 为参考密度, $\rho_\infty = 1.225$ kg/m³; S 为辐射能量源项; T 为温度。

固体侧能量方程可表示为

$$k \nabla^2 T + S_h = 0, \quad (6)$$

式中 k 为散热器基体及肋片的导热系数, S_h 为散热器的体积热源。

辐射传递方程(DO 辐射模型)可表示为

$$\nabla \cdot [I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) \mathbf{s}] + (a + \sigma_s) I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) =$$

$$an^2 \sigma T^4 / \pi + \sigma_s / 4\pi \int_0^{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}') \Phi(\mathbf{s}, \mathbf{s}') d\Omega', \quad (7)$$

式中 \mathbf{r} 为位置矢量, \mathbf{s} 和 \mathbf{s}' 分别为辐射方向矢量和散射方向矢量, σ 为 Stefan-Boltzmann 常数, Φ 为相函数, Ω 为立体角, I 为辐射强度, a, σ_s 和 n 分别为吸收系数、散射系数和折射率。对于空气, a, σ_s 和 n 分别设置为 0, 0, 1; 假设散热器为不透明体, 则 a, σ_s 和 n 的数值对计算结果没有影响。假设各辐射表面均为漫灰表面, 散热器表面的发射率设为 0.2。

散热器相变腔内采用相变散热技术^[23-24], 具有取热热流密度高、均温性强的特点, 因此在数值计算时, 将相变腔简化为具有均匀体积热源的高导热性实体圆柱^[25]。当量导热系数 λ_e 的计算式为

$$\lambda_e = PH / [(T_h - T_c) A_c], \quad (8)$$

式中 A_c 为相变腔横截面面积, T_h 和 T_c 分别为相变腔蒸发端和冷凝端表面的平均温度。

运用 ICEM 软件对计算区域进行结构网格划分, 三角槽表面采用细网格, 网格尺寸为 0.05 mm, 对每种三角槽结构均进行了网格无关性验证, 从而使结果误差小于 1%。计算域的边界条件如图 1(b)所示, 空气域底面和右侧面为压力进口, 顶面为压力出口, 空气域、散热器和相变腔前后面均为周期性边界。运用 Fluent 软件并采用 SIMPLE 算法进行求解计算。为提高计算精度, 动量、能量与辐射方程均为二阶迎风离散格式, 且收敛标准分别为 10^{-5} , 10^{-6} , 10^{-5} 。

3 实验验证

为验证数值模型的准确性,搭建了散热器温度测量实验台,如图 2 所示,主要包括太阳花散热器、陶瓷加热片、聚四氟乙烯绝热层、直流稳流稳压电源、K 型热电偶、安捷伦 34970A 数据采集仪等。直流稳流稳压电源输出电压和电流的精度分别为 ± 0.02 V 和 ± 0.02 A、K 型热电偶经过标定后的测量精度为 ± 0.3 K。用陶瓷加热片模拟 LED 光源发热。散热器与陶瓷加热片之间均匀涂抹导热硅脂,以减小接触热阻。测量散热器温度时,在一根肋片的顶部与底部,沿肋片长度方向从肋根到肋端分别布置 3 个热电偶,温度测点如图 2(b) 所示,将两根热电偶放置于空气中以测量环境温度。实验选用的是肋片表面三角槽斜向肋根、 $s = 1.6$ mm、 $d = 0.4$ mm、 $\alpha = 90^\circ$ 的太阳花散热器。实验测得的散热器各测点的温度和环境温度的差值 ΔT 与数值计算结果的对比如图 3 所示,从对比结果可以看出,计算值与实验值的相对误差在 $\pm 3\%$ 以内,验证了数值模型的准确性,表明数值模型可以用来预测三角槽扩展表面的换热特性。

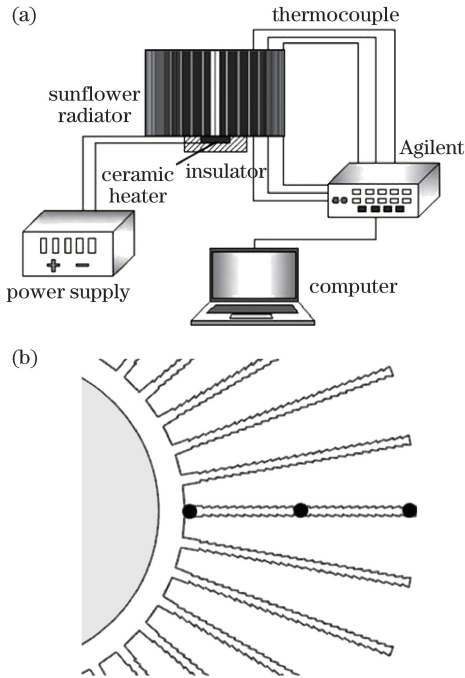


图 2 实验系统示意图。(a)实验台;(b)温度测点
Fig. 2 Schematic of experimental system. (a) Experiment platform; (b) temperature measurement points

4 结果与分析

经过模型验证后,对表 1 中的不同结构三角槽

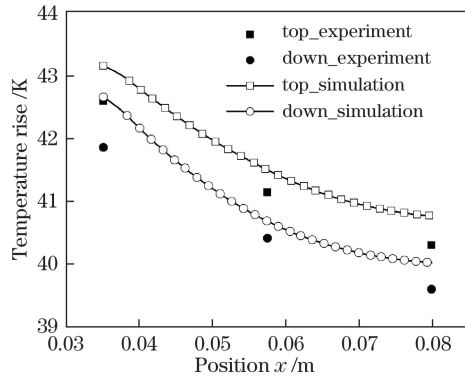


图 3 实验值与模拟值对比

Fig. 3 Comparison between experimental and simulation results

对太阳花散热器散热性能的影响进行了计算,并分析了其对散热器肋片顶部最高温升 ΔT_{\max} 、平均对流换热系数 h 和对流换热热阻 R 的影响, h 和 R 可分别表示为

$$h = (q_{\text{total}} - q_{\text{rad}}) / \Delta T_{\text{ave}}, \quad (9)$$

$$R = 1 / (hA), \quad (10)$$

式中 q_{total} 为总热流, q_{rad} 为辐射热流, ΔT_{ave} 为散热器肋片平均温度。

4.1 三角槽顶角 α 对散热效果的影响

如图 1(c) 所示, s 和 d 一定时,三角槽的形状因 α 不同而不同。定义对称三角槽的顶角为 α_{sym} ,此时顶角最大;以 d 作为一条边的三角槽的顶角为 α_d ,此时顶角最小。对于 $s = 1.6$ mm、 $d = 0.4$ mm, $s = 2.0$ mm、 $d = 0.4$ mm, $s = 1.6$ mm、 $d = 0.3$ mm 的三角槽,在 α_{sym} 和 α_d 之间分别取 90° 、 105° 、 120° 进行研究,且规定三角槽向肋片顶端倾斜的 α 为正,向肋片根部倾斜的 α 为负。

从图 4 所示的结果可以看出, s 与 d 一定时,不论三角槽的倾斜方向如何,从顶角最大的 α_{sym} 开始,随着 α 的减小,肋片顶部最高温升 ΔT_{\max} 均呈现出先降低后升高的趋势,且 $|\alpha|$ 相同时,向肋片根部倾斜的三角槽 ΔT_{\max} 较小。图 5 给出了 α 对 h 和 R 的影响,随着 α 的减小, h 先增加后减小, R 则呈现相反的变化趋势。

以散热性能较好的 $s = 1.6$ mm、 $d = 0.4$ mm 的三角槽为例进行分析。散热器顶部肋片间 $r = 0.056$ m[位置如图 1(c) 所示]处流体的速度分布如图 6 所示。从图 6(a) 可以看出,相比于 $\alpha_{\text{sym}} = 126.9^\circ$ 的对称三角槽, α 为 -90° 、 -105° 和 -120° 的三角槽中的流体从近壁处起便有较高的速度,增强了扰动,使其相应的 h 分别提高了 1.82%、4.62% 和

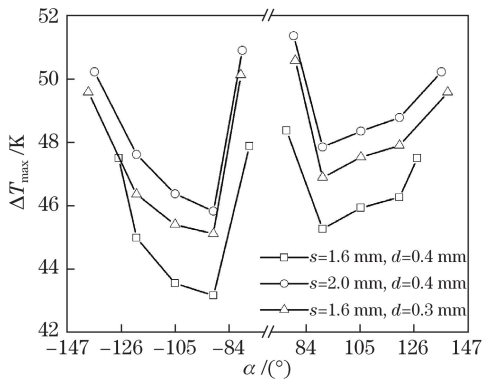


图 4 α 对 ΔT_{\max} 的影响

Fig. 4 Effect of α on ΔT_{\max}

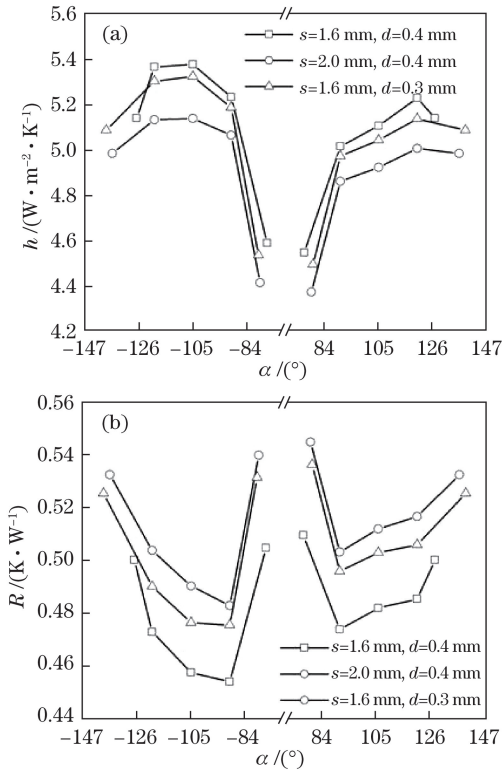


图 5 α 对 h 和 R 的影响。(a) α 对 h 的影响;

(b) α 对 R 的影响

Fig. 5 Effect of α on h and R . (a) Effect of α on h ;

(b) effect of α on R

4.40%，如图 5 所示，肋片间换热增强，降低了肋片温度；对于 $\alpha = -90^\circ$ 的三角槽，虽然 h 只提高了 1.82%，但 8.22% 的散热面积的增加使 R 降低了 9.25%，整体而言获得了最佳的散热效果，肋片顶部最高温度降低了 4.35 K。图 6(b) 的结果显示，相比于 $\alpha_{\text{sym}} = 126.9^\circ$ 的对称三角槽， $\alpha = 120^\circ$ 时流体速度 v 略大，使 h 提高了 1.73%，而 α 为 90° 和 105° 的三角槽由于流体速度较小，减弱了扰动效果， h 分别降低了 2.44% 和 0.67%，由于肋片散热面积的增加，

R 分别减小 5.29% 和 3.65%，依然表现出优于对称三角槽的散热效果。 $\alpha_d = \pm 76^\circ$ 时，虽然散热面积均增加了 11.06%，但由于顶角较小，近壁处易形成流动阻塞， h 分别降低了 10.78% 和 11.63%，使相应的 R 分别升高 0.93% 和 1.90%，表现出最差的散热效果。

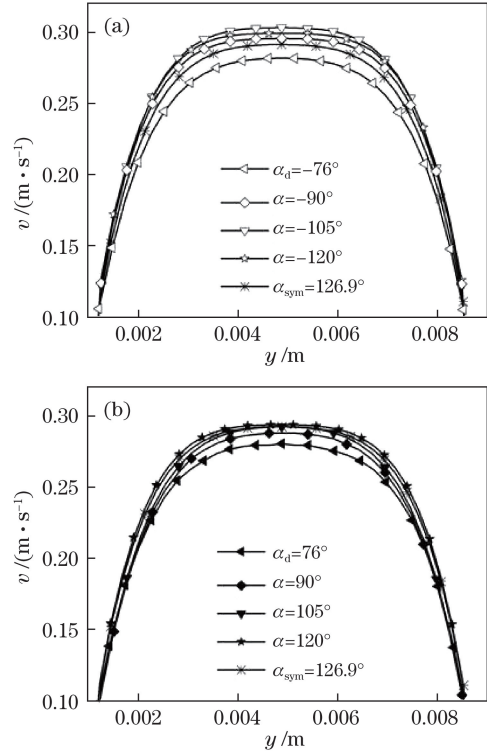


图 6 α 对 $r = 0.056$ m 处流体速度分布的影响。

(a) $\alpha < 0$; (b) $\alpha > 0$

Fig. 6 Effect of α on fluid velocity distribution at

$r = 0.056$ m. (a) $\alpha < 0$; (b) $\alpha > 0$

4.2 三角槽槽宽 s 对散热效果的影响

在研究 α 的基础上，对图 7 所示的 $\alpha = 90^\circ$ 、 $d = 0.4$ mm 三角槽的 s 进行了计算分析。图 8 表明，随着 s 的增加， ΔT_{\max} 逐渐增加。如图 9 和图 10 所示，相对于 $s = 1.6$ mm 的三角槽， $s = 1.2$ mm 时， h 基本不变， ΔT_{\max} 较小是因为肋片散热面积的增加使 R 减小 4.80%； s 为 2.0 mm 和 2.4 mm 时，流速的降低使得 h 分别减小了 3.24% 和 5.13%，加上肋片散热面积的减小， R 分别减小了 6.37% 和 11.18%，最终导致 ΔT_{\max} 升高。

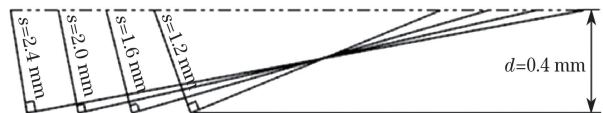


图 7 不同槽宽的三角槽

Fig. 7 Triangular grooves with different groove widths

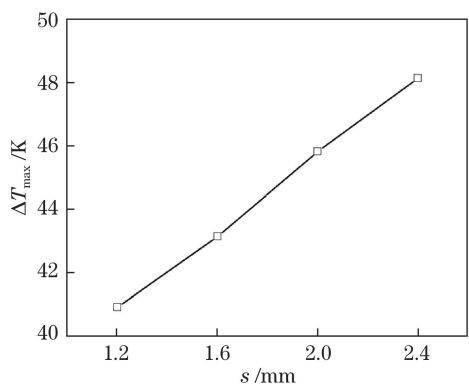


图 8 s 对 ΔT_{\max} 的影响

Fig. 8 Effect of s on ΔT_{\max}

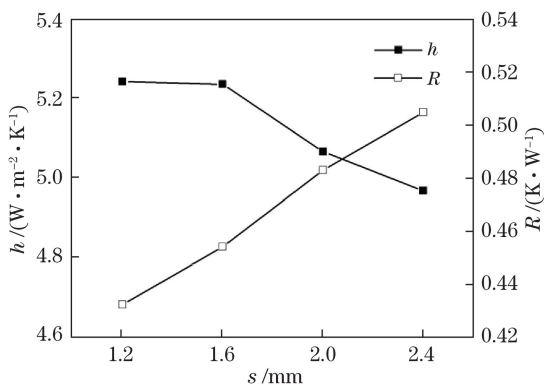


图 9 s 对 h 和 R 的影响

Fig. 9 Effect of s on h and R

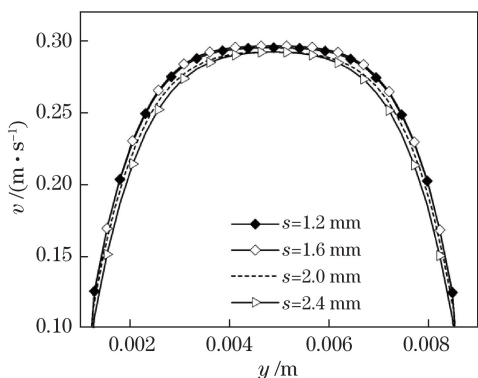


图 10 s 对 $r=0.056$ m 处流体速度分布的影响

Fig. 10 Effect of s on fluid velocity distribution

at $r=0.056$ m

4.3 三角槽槽深 d 对散热效果的影响

对图 11 所示的 $\alpha=90^\circ$ 、 $s=1.6$ mm 三角槽的槽深 d 进行了计算分析。图 12 和图 13 表明,随着 d 的增加, ΔT_{\max} 与 R 均先减小后增大, d 为 0.4 mm 和 0.5 mm 时 ΔT_{\max} 与 R 均较小, h 先增大后减小, d 为 0.3~0.5 mm 时 h 较大。如图 14 所示,相对于 $d=0.4$ mm 的三角槽, $d=0.2$ mm 的三角槽减弱了空气扰动,使得 h 降低 5.38%, 散热面积减小 7.46%,

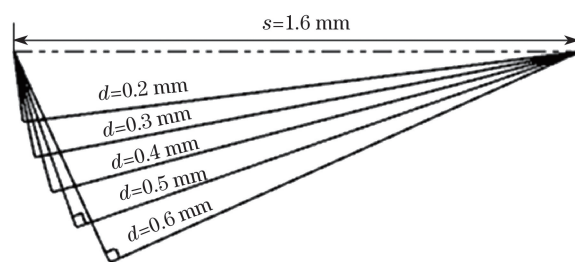


图 11 不同槽深的三角槽

Fig. 11 Triangular grooves with different groove depths

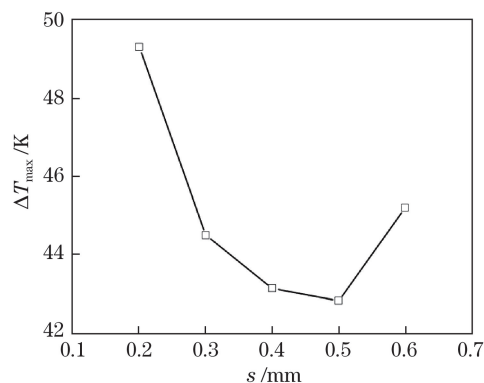


图 12 d 对 ΔT_{\max} 的影响

Fig. 12 Effect of d on ΔT_{\max}

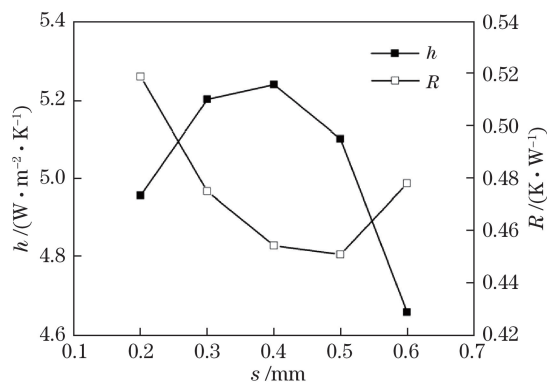


图 13 d 对 h 和 R 的影响

Fig. 13 Effect of d on h and R

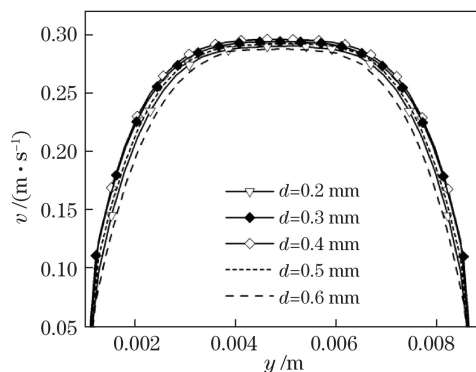


图 14 d 对 $r=0.056$ m 处流体速度分布的影响

Fig. 14 Effect of d on fluid velocity distribution at $r=0.056$ m

最终导致 R 升高 14.20%，恶化了散热效果； $d = 0.6$ mm 时，较深的三角槽因流动速度的降低而导致 h 减小的现象更为显著， h 减小了 11.06%，不过由于散热面积增加了 6.84%，最终 R 只升高了 5.22%，散热效果相对 $d = 0.2$ mm 较好。

5 结 论

采用数值模拟的方法研究了大功率 LED 太阳花散热器三角槽扩展表面的换热特性，着重探讨了三角槽的顶角 α 、槽宽 s 和槽深 d 对散热器肋片顶部最高温升 ΔT_{\max} 、平均对流换热系数 h 和对流换热热阻 R 的影响，并得出如下结论：

1) 从顶角最大的对称三角槽 α_{sym} 开始，随着 α 的减小，肋片顶部最高温升 ΔT_{\max} 均呈现出先降低后升高的趋势，且 $|\alpha|$ 相同时，相比于 $\alpha > 0$ 的情形， $\alpha < 0$ 时对流体的扰动更为强烈，因此 ΔT_{\max} 更小，即向肋片根部倾斜的三角槽散热效果优于向肋片顶端倾斜的三角槽。

2) 与对称三角槽 α_{sym} 相比，对于 $-120^\circ < \alpha < 120^\circ$ 的三角槽，平均对流换热系数 h 和肋片散热面积的增加使其具有较好的散热效果； $90^\circ < \alpha < 105^\circ$ 的三角槽虽然减弱了对流体的扰动效果，引起 h 减小，但肋片散热面积的增加使得对流换热热阻 R 减小，散热效果也得到了提升；槽深 d 作为一条边时的三角槽虽然面积增加较大，但较小顶角 α_d 引起的近壁处流动阻塞使 h 大幅降低，增加了 R ，显著恶化了散热效果。

3) 斜向肋片根部顶角 α 为 90° 的三角槽，肋片顶部最高温升 ΔT_{\max} 随槽宽 s 的增加而逐渐增大。 $s > 1.6$ mm 时，平均对流换热系数 h 和肋片散热面积的减小使其 ΔT_{\max} 较大，影响散热效果。

4) 斜向肋片根部顶角 α 为 90° 的三角槽，槽深 d 为 $0.3 \sim 0.5$ mm 时对流体的扰动较为强烈，具有较大的平均对流换热系数 h ，进一步增加或减小槽深 d 均会因流动速度的降低而导致 h 显著减小，进而影响散热性能。

参 考 文 献

- [1] Schubert E F, Kim J K. Solid-state light sources getting smart[J]. Science, 2005, 308(5726): 1274-1278.
- [2] Cheng T, Luo X B, Huang S Y, *et al.* Thermal analysis and optimization of multiple LED packaging based on a general analytical solution[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(1): 196-201.
- [3] Petroski J. Thermal challenges facing new-generation light-emitting diodes (LEDs) for lighting applications[C]. Solid State Lighting II. International Society for Optics and Photonics, 2002, 4776: 215-223.
- [4] Chang M H, Das D, Varde P V, *et al.* Light emitting diodes reliability review[J]. Microelectronics Reliability, 2012, 52(5): 762-782.
- [5] Chen Y C, Wen S S, Wu Y X. Thermal analysis for LED chip on board package based on plastic radiator without substrate[J]. Acta Optica Sinica, 2013, 33(8): 0823005.
陈颖聪, 文尚胜, 吴玉香. 基于塑料散热器无基板上芯片封装的 LED 热分析[J]. 光学学报, 2013, 33(8): 0823005.
- [6] Tian L X, Wen S S, Yao R H, *et al.* Research on the heat-release performance of high power LED using slotted plate[J]. Acta Optica Sinica, 2014, 34(11): 1123002.
田立新, 文尚胜, 姚日晖, 等. 基于开缝基板的大功率 LED 散热性能研究[J]. 光学学报, 2014, 34(11): 1123002.
- [7] Dialameh L, Yaghoubi M, Abouali O. Natural convection from an array of horizontal rectangular thick fins with short length[J]. Applied Thermal Engineering, 2008, 28(17/18): 2371-2379.
- [8] Kim D K. Thermal optimization of plate-fin heat sinks with fins of variable thickness under natural convection[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(4): 752-761.
- [9] Tian L X, Wen S S, Huang W M, *et al.* Study on the heat sink structure and heat transfer effect of liquid cooling system for high power LEDs[J]. Acta Optica Sinica, 2015, 35(3): 0323003.
田立新, 文尚胜, 黄伟明, 等. 大功率 LED 液冷热沉结构与换热效果研究[J]. 光学学报, 2015, 35(3): 0323003.
- [10] Feng S S, Shi M, Yan H B, *et al.* Natural convection in a cross-fin heat sink[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 132: 30-37.
- [11] Li B, Byon C. Experimental and numerical study on the heat sink with radial fins and a concentric ring subject to natural convection[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 90: 345-351.
- [12] Tang F, Wang D, Guo Z N. Design and experiment of special-shaped LED lamp with honeycomb radiator[J]. Laser & Optoelectronics Progress, 2017, 54(6): 062301.
唐帆, 王丹, 郭震宁. LED 异形灯蜂巢散热器设计与实验[J]. 激光与光电子学进展, 2017, 54(6): 062301.
- [13] Tang F, Guo Z N. Design and experiment of LED

- cylindric sunflower radiator[J]. *Laser & Optoelectronics Progress*, 2017, 54(9): 092303.
- 唐帆, 郭震宁. LED 圆筒太阳花散热器设计与实验[J]. *激光与光电子学进展*, 2017, 54(9): 092303.
- [14] Jang D, Yook S J, Lee K S. Optimum design of a radial heat sink with a fin-height profile for high-power LED lighting applications[J]. *Applied Energy*, 2014, 116: 260-268.
- [15] Hou L, Chen H, Zhou X L. Design and optimization of a new type LED lamp radiator based on thermal conductive plastics[J]. *Chinese Journal of Luminescence*, 2016, 37(9): 1103-1108.
- 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.
- [16] Wei X N. Development of new high-power LED lamp heat sink and thermal characteristic analysis[D]. Shandong: Shandong University, 2014: 37-39.
- 韦香妮. 新型大功率 LED 灯散热器开发及散热特性研究[D]. 山东: 山东大学, 2014: 37-39.
- [17] Kwak D B, Noh J H, Lee K S, *et al.* Cooling performance of a radial heat sink with triangular fins on a circular base at various installation angles[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2017, 120: 377-385.
- [18] Kwak D B, Kwak H P, Noh J H, *et al.* Optimization of the radial heat sink with a concentric cylinder and triangular fins installed on a circular base[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(1): 505-512.
- [19] Tang F, Guo Z N. Slotted and staggered design of LED sunflower radiator[J]. *Acta Optica Sinica*, 2018, 38(1): 0123001.
- 唐帆, 郭震宁. LED 太阳花散热器开缝交错设计[J]. *光学学报*, 2018, 38(1): 0123001.
- [20] Wang L X, Yu B, Shen Z J, *et al.* Optimization design of LED lamp with heat pipe radiator[J]. *Electronic Design Engineering*, 2016, 24(10): 108-110.
- 王林习, 虞斌, 沈中将, 等. LED 路灯热管散热器翅片开缝优化设计[J]. *电子设计工程*, 2016, 24(10): 108-110.
- [21] Shen Q, Sun D, Xu Y, *et al.* Orientation effects on natural convection heat dissipation of rectangular fin heat sinks mounted on LEDs[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 75: 462-469.
- [22] Tao W Q. Numerical heat transfer[M]. 2nd ed. Xi'An: Xi'An Jiaotong University Press, 2001: 241-244.
- 陶文铨. 数值传热学[M]. 第二版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 241-244.
- [23] Hu X G, Yan X H, Zhao Y H. Application of micro capillary groove evaporator to electronic chip cooling[J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)*, 2005, 56(3): 412-416.
- 胡学功, 颜晓虹, 赵耀华. 微槽群蒸发器在电子芯片冷却方面的应用[J]. *化工学报*, 2005, 56(3): 412-416.
- [24] Zhao Y H, Liu J R, Diao Y H, *et al.* An experimental investigation on heat transfer characteristics for micro capillary evaporator[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2008, 29(5): 825-827.
- 赵耀华, 刘建荣, 刁彦华, 等. 微槽群相变散热器传热性能的实验研究[J]. *工程热物理学报*, 2008, 29(5): 825-827.
- [25] Xiang J H, Zhang C L, Chen S, *et al.* Numerical optimization of phase-change radiator for high-power LED[J]. *Journal of Guangzhou University (Natural Science Edition)*, 2015, 14(2): 61-65.
- 向建化, 张春良, 陈胜, 等. 大功率 LED 太阳花相变散热器数值优化研究[J]. *广州大学学报(自然科学版)*, 2015, 14(2): 61-65.