

# 大功率LED液冷热沉结构与换热效果研究

田立新<sup>1</sup> 文尚胜<sup>1,2</sup> 黄伟明<sup>1</sup> 夏云云<sup>1</sup> 姚日晖<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>华南理工大学高分子光电材料与器件研究所, 广东 广州 510640

<sup>2</sup>华南理工大学发光材料与器件国家重点实验室, 广东 广州 510640

**摘要** 为了更好地设计LED液冷换热热沉,提高大功率LED热沉的综合换热性能,模拟计算了三种结构热沉的LED芯片最高结温和器件热阻,运用场协同原理分析了不同LED热沉结构的换热原理,以及努塞尔数和摩擦因子随雷诺数的变化规律;并用强化传热因子来表述换热能力和流动阻力的综合换热效果。结果表明,运用30°角矩形翅片的LED结温和器件热阻最低,换热能力最好;菱形翅片次之,垂直平行翅片最差。30°角矩形翅片和菱形翅片由于倾斜角的存在,在增加换热能力的同时也增加了流动阻力;综合分析换热能力和流动阻力,菱形翅片的综合换热性能最好。

**关键词** 光学器件;结温;热阻;强化换热;场协同原理;热沉

**中图分类号** TN312\*.8; TN383\*.1

**文献标识码** A

**doi:** 10.3788/AOS201535.0323003

## Study on the Heat Sink Structure and Heat Transfer Effect of Liquid Cooling System for High Power LEDs

Tian Lixin<sup>1</sup> Wen Shangsheng<sup>1,2</sup> Huang Weiming<sup>1</sup> Xia Yunyun<sup>1</sup> Yao Rihui<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>*Institute of Polymer Optoelectronic Materials and Devices, South China University of Technology, Guangzhou, Guangdong 510640, China*

<sup>2</sup>*State Key Laboratory of Luminescent Materials and Devices, South China University of Technology, Guangzhou, Guangdong 510640, China*

**Abstract** To design the heat sink of liquid cooling system effectively and improve the comprehensive performance of heat transfer for high power LEDs, the LED maximum temperature and thermal resistance of three types of heat sinks are numerically investigated. The mechanism of heat transfer is analyzed by using the field synergy principle, and the variation of the Nusselt number and friction factor are examined with Reynolds number. And using the thermal enhancement factor to express the comprehensive performance of heat transfer between the heat transfer performance and flow resistance. The results show that the LED maximum temperature and thermal resistance using the rectangular fin with the inclined angle of 30° is lowest, the heat transfer enhancement is highest, and rhombic fin is followed, vertical parallel fin is worst. The rectangular fin with the inclined angle of 30° and rhombic fin have the higher flow resistance when they have the higher heat transfer performance, because of the oblique angle. Considering the heat transfer performance and flow resistance, rhombic fin has the highest comprehensive performance of heat transfer.

**Key words** optical devices; junction temperature; thermal resistance; heat transfer enhancement; field synergy principle; heat sink

**OCIS codes** 230.1150; 230.2090; 230.3670; 230.5170

收稿日期: 2014-08-22; 收到修改稿日期: 2014-10-28

基金项目: 广东省科技厅重大科技专项(2011A080801016)、广东省战略性新兴产业专项(2011A081301017, 2012A080304012, 2012A080304001)、广州市科技计划项目(2013J4300021)

作者简介: 田立新(1989-),男,硕士研究生,主要从事LED封装及散热技术方面的研究。E-mail: tlxscut@163.com

导师简介: 文尚胜(1964-),男,博士,教授,主要从事有机及无机半导体材料与器件等方面的研究。

E-mail: shshwen@scut.edu.cn

## 1 引 言

功率型LED具有节能、环保、使用寿命长、响应速度快、易于控制等优点,广泛应用于交通信号灯、LCD背光源、汽车灯和普通照明,特别是大功率LED的应用越来越广泛<sup>[1-2]</sup>。在LED器件中,光输出和热管理是LED能力的重要因素,但由于大功率LED电光转换效率低,在具有高光通量的同时,也产生更多的热量,导致发光波长发生偏移、光通量和使用寿命降低,所以LED的热管理对器件的整体能力至关重要<sup>[3]</sup>。

在现有LED系统级热管理的方法中,为了易于加工且节约成本,主要是在空气的自然对流或强制对流条件下通过增加换热表面积或改变热沉结构来增加LED的换热量<sup>[4-8]</sup>。但由于空气换热系数较低,对热流密度较高的大功率LED来说,带走的热量有限;与空气换热相比,液冷换热具有较大的换热系数<sup>[9-10]</sup>,换热效率较高,因此,液冷换热越来越受到人们的关注。在液冷换热中,不同的结构热沉具有不同的流动特性,所以交换的热量也不相同。Alvarado等<sup>[11]</sup>比较了不同微通道结构热沉之间的流动特性,结果表明最佳的结构热沉能够提高换热能力,增加换热量;Fan等<sup>[12]</sup>提出了一种菱形翅片热沉,指出与垂直平行翅片相比,此结构热沉能够产生次流,明显提高换热能力;Tao等<sup>[13]</sup>利用场协同性说明30°角矩形翅片能够明显提高热沉表面的换热能力。以上研究虽然表明不同热沉结构在增加换热能力的同时,也增加了流动阻力,即增加了液体的驱动功率,甚至造成不必要的功率浪费,但并未从根本上解释不同结构热沉的换热机理,以及换热能力与流动阻力之间的关系。对换热机理以及换热能力与流动阻力之间关系的理解是大功率LED液冷热沉结构设计和优化的根本问题。

本文主要利用Fluent 6.3软件模拟分析了LED器件的菱形翅片、30°角矩形翅片和垂直平行翅片三种结构热沉的换热效果,对结构热沉的换热机理进行了分析和探讨,同时分析了其不同结构热沉的换热能力和流动阻力,并用强化传热因子 $\eta$ 来表述其综合换热效果,为大功率LED热沉结构设计提供了理论指导和参考依据。

## 2 物理模型和理论基础

### 2.1 物理模型

图1为大功率LED液冷封闭系统,有微泵、LED热沉和小型换热器组成。当微泵工作时,液体流经温度较高的LED热沉,由于液体具有较高的表面换热系数,LED阵列产生的热量很容易被液体带走;升温后的液体,经小型换热器与外部环境进行换热,液体温度下降,完成一个循环;低温液体重新流入微泵,进入下一个循环。

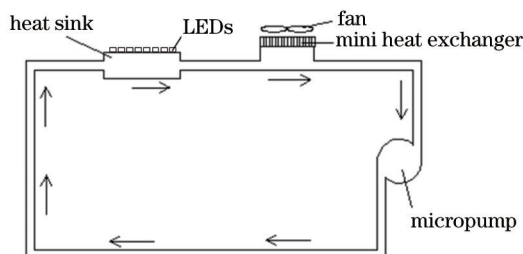


图1 液冷封闭循环系统

Fig.1 Closed-looped liquid cooling system

图2为LED的封装结构模型。图2(a)为8×8的LED阵列,每个LED芯片的输入功率为3 W,设其电热转换效率为80%;图2(b)为LED器件封装结构简化模型,各材料的热导率和几何尺寸如表1所示;热沉剖面结构如图2(c)所示,其通道内液体为水,环境温度为298.15 K。

热沉内部结构不同,其换热能力不同,图3为热沉内三种不同翅片的结构;为了便于表述和分析,菱形翅片热沉、30°角矩形翅片的热沉和垂直平行翅片热沉分别用热沉A、热沉B、热沉C表示。不同结构类型的翅片都以阵列形式等间距的分布在热沉内,其高度与通道高度相同,均为2 mm;剖面结构和翅片尺寸如图4所示,定义30°倾斜角通道为辅助通道,无倾斜角通道为主通道。

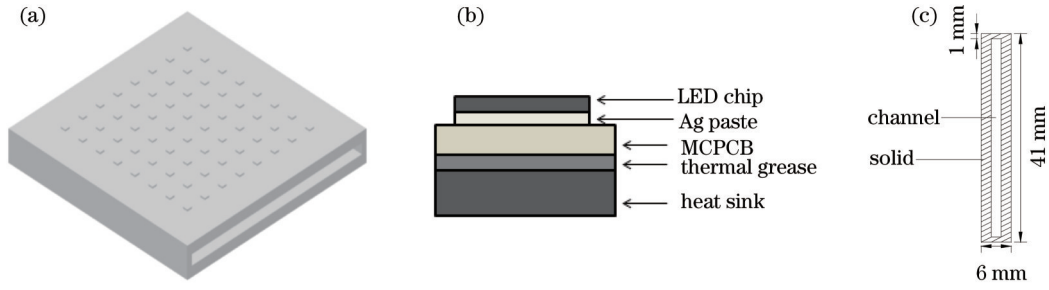


图2 LED封装结构。(a) LED阵列;(b) LED封装简化结构;(c)热沉剖面结构

Fig.2 Structure of LED package. (a) LED arrays; (b) structure of the simplified LED package; (c) cross section of the heat sink

表1 大功率LED封装材料的物理属性和结构尺寸

Table 1 Physical properties and structural dimensions of high power LED package materials

Material	Thermal conductivity $/(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	Size /mm
Chip	30	$1.00 \times 1.00 \times 0.30$
Ag paste	2	$1.00 \times 1.00 \times 0.02$
MCPCB	3	$41.00 \times 41.00 \times 1.50$
Thermal grease	3	$41.00 \times 41.00 \times 0.05$
Heat sink	204	$41.00 \times 41.00 \times 6.00$

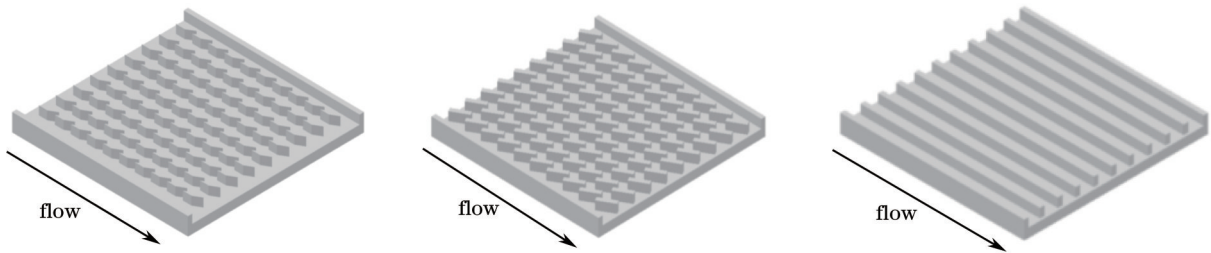


图3 三种结构热沉。(a)热沉A;(b)热沉B;(c)热沉C

Fig.3 Three types of heat sink. (a) Heat sink A; (b) heat sink B; (c) heat sink C

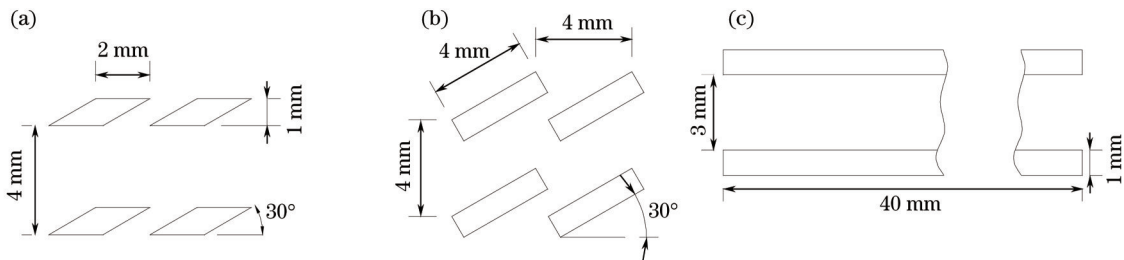


图4 热沉翅片几何尺寸。(a)热沉A;(b)热沉B;(c)热沉C

Fig.4 Profile dimension of heat sink fins. (a) Heat sink A; (b) heat sink B; (c) heat sink C

## 2.2 参数定义

在热沉通道中,雷诺数为

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\eta}, \quad (1)$$

式中  $\rho$ 、 $u_{in}$ 、 $D_h$  和  $\eta$  分别为液体密度、通道入口处平均速度、水力直径和动力粘度。摩擦因子  $f$  和努塞尔数  $Nu$  分别为

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho L u_{in}^2}, \quad (2)$$

$$Nu = \frac{h D_h}{\lambda}, \quad (3)$$

式中  $\Delta p$ 、 $L$ 、 $h$  和  $\lambda$  分别为压降、通道长度、表面换热系数和液体热导率。对于强化传热,通常要考虑换热能力和流动阻力的综合效果,综合换热能力用强化传热因子  $G$  来表示<sup>[14]</sup>

$$G = \frac{Nu/Nu_0}{(ff_0)^{1/3}}, \quad (4)$$

式中下标 0 代表垂直平行翅片。

### 2.3 场协同性原理

努塞尔数和摩擦因子是强化传热的重要参数,目前对强化传热的研究也主要集中在努塞尔数和摩擦因子上<sup>[12,15-16]</sup>,但二者并不能解释热沉换热的机理,更不能有效地指导热沉结构的设计。为了进一步研究强化传热的能力,Guo 等<sup>[17]</sup>提出了场的协同性原理,指出增加速度和温度梯度之间协同性有利于提高换热能力,其场的协同方程可通过对能量方程积分得到,表达式为

$$\int_V \rho c_p (\mathbf{U} \cdot \nabla T) dV = -\lambda \left. \frac{dT}{dn} \right|_{\text{wall}} = h(T_w - T_m), \quad (5)$$

式中  $c_p$ 、 $\mathbf{U}$ 、 $T$ 、 $\nabla T$  和  $\mathbf{n}$  分别为液体的比热容、速度、温度、温度梯度和单位外法向矢量。从(5)式可以看出表面换热系数的大小取决于  $\mathbf{U} \cdot \nabla T$ ,  $\mathbf{U} \cdot \nabla T$  可表示为

$$\mathbf{U} \cdot \nabla T = |\mathbf{U}| |\nabla T| \cos \beta, \quad (6)$$

式中  $\beta$  为液体速度和温度梯度之间的夹角,代表速度场和温度梯度场之间的协同程度,称其为协同角  $\beta$ 。所以由(5)式和(6)式可以得出,液体速度与温度梯度之间的夹角越小,其换热能力越强。

同理,在流动方向上,对动量方程进行积分<sup>[18-19]</sup>得

$$\Delta p = \int_V \rho (\mathbf{U} \cdot \nabla u) dV + \int_0^L \tau_w dL, \quad (7)$$

式中  $\nabla u$  和  $\tau_w$  分别为速度梯度和壁面剪切力。且:

$$\mathbf{U} \cdot \nabla u = |\mathbf{U}| |\nabla u| \cos \alpha, \quad (8)$$

式中  $\alpha$  为液体速度与速度梯度之间的夹角,表示速度场和速度梯度场之间的协同程度,称其为协同角  $\alpha$ 。由(7)式和(8)式可以看出,液体速度与速度梯度之间的夹角越大,在流动方向上的压降越小,带来的流动阻力越小。因此,在固定的液体速度、速度梯度和温度梯度的情况下,增加协同角  $\alpha$  或减小协同角  $\beta$ ,就能减小流动阻力或增加换热能力,其综合换热能力越好。

## 3 结果与讨论

### 3.1 数值验证

采用 Fluent 软件,运用非结构化网格对三种模型进行模拟计算。为了验证计算的可靠性,引用通道内部无翅片热沉进行对比分析。热沉通道内的摩擦因子  $f$  的经验式<sup>[20]</sup>为

$$f = \frac{p_0}{Re}, \quad (9)$$

$$p_0 = 96(1 - 1.3553\alpha_c + 1.9467\alpha_c^2 - 1.7013\alpha_c^3 + 0.9564\alpha_c^4 - 0.2537\alpha_c^5), \quad (10)$$

式中  $p_0$  为泊肃叶数,努塞尔数  $Nu$  的齐德-泰特(Sieder-Tate)经验式<sup>[21]</sup>为

$$Nu = 1.86 \left( \frac{RePr}{l/D_h} \right)^{1/3} \left( \frac{\eta_m}{\eta_w} \right)^{0.14}, \quad (11)$$

式中  $\alpha_c$  为通道高宽比 ( $\alpha_c < 1$ ),  $Pr$  为普朗特数、 $\eta_m$  为液体平均温度下的动力粘度,  $\eta_w$  为壁面温度下的动力粘度。

图 5(a)、(b)分别为 LED 器件无翅片热沉通道内充分发展区域摩擦因子和努塞尔数的经验值与模拟计算值之间的比较,可以看出,摩擦因子和努塞尔数的数值模拟结果与经验值吻合地很好,其误差分别控制在 15% 和 9% 以内,在误差允许范围之内<sup>[16,22]</sup>。因此摩擦因子和努塞尔数的吻合,验证了计算模型的可靠性,满足工程应用的计算要求。

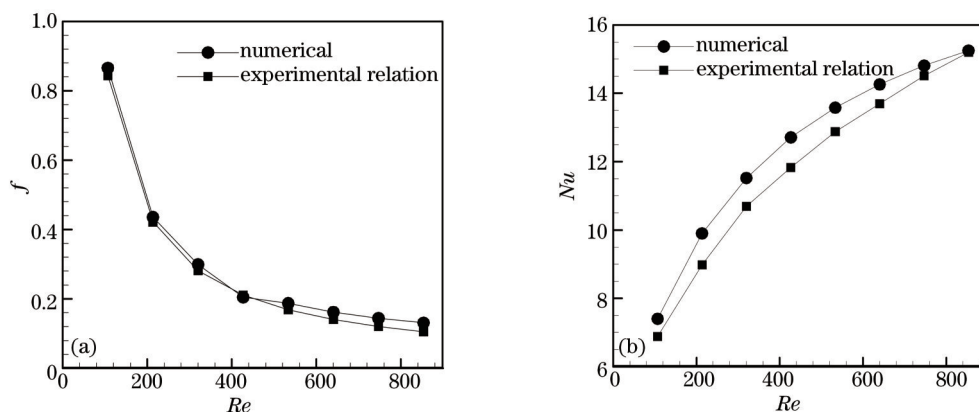


图5 经验值与计算值对比。(a)摩擦因子; (b)努塞尔数

Fig.5 Comparison between empirical data and numerical data. (a) Friction factor; (b) Nusselt number

### 3.2 不同结构热沉的换热效果

结温是指作用在LED芯片内的PN结温度,是整个LED器件换热能力的表现结果,为计算方便,用LED芯片表面的最高温度表示;热沉表面的均匀性是热沉换热能力的表现结果,较高的温度梯度和热点的存在都会产生热应力,导致芯片失效。图6为热沉通道雷诺数为426时,热沉表面温度和LED芯片结温的分布云图;从中可知,热沉B的LED器件最高结温最低,其次为热沉A;热沉B和热沉A的最高结温分别比热沉C的最高结温约低7.3 K和3.9 K,这主要是因为热沉中倾斜角的存在改变了部分液体的流动方向,在辅助通道内产生次流,且在每个辅助通道的入口和出口处,次流与主流的相互作用使速度重新分布,减薄了热边界层,增大换热系数,从而增加换热效果,带走更多的热量。从热沉表面温度分布可知,热沉B具有较好的温度均匀性,也从侧面反映了带走热量较多,其次为热沉A,热沉C温度均匀性最差。但无论其热沉结构如何,其最高结温都分布在液体流动方向的下游,主要是因为沿着液体的流动方向,液体的温度越来越高,在下游时,液体与通道壁之间的温差就越小,带走的热量也就越少。

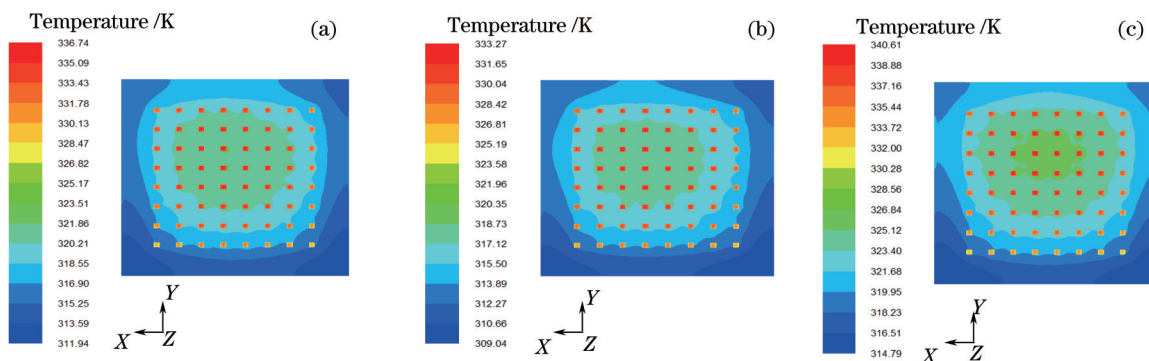


图6 不同结构热沉的大功率LED温度分布。(a)热沉A; (b)热沉B; (c)热沉C

Fig.6 Temperature distributions of high power LEDs with different heat sinks. (a) Heat sink A; (b) heat sink B; (c) heat sink C

热阻是功率型LED换热能力的重要指标,代表LED封装结构的整体换热能力。换热能力的强弱直接影响着功率型LED芯片的稳定性、发光效率和使用寿命。LED的热阻  $R_{th}$  可由下式计算:

$$R_{th} = \frac{T_j - T_s}{P_H}, \quad (12)$$

式中  $R_{th}$  为器件结温与环境温度下的热阻,  $T_j$  为稳态情况下LED的芯片结温,  $T_s$  为周围环境温度,  $P_H$  为热功率。

图7和图8分别为LED最高结温和热阻随雷诺数的变化曲线,可以看出,不同结构热沉的LED最高结温和热阻都随着雷诺数的增加而降低。在相同雷诺数下,换热能力最好的是热沉B,具有较低的最高结温和热阻;其次为热沉A,热沉C的结温和热阻最高。热沉B和热沉A由于固体翅片倾斜角的存在,主通道中的部

分液体被分流到辅助通道,在压力差的作用下注入到相邻的主通道中,破坏主通道的热边界层并使其重新分布,次流的注入使壁面液体的热量更好地传递到主流中心处,液体的混合和良好的热传递使固体表面的温度更低。

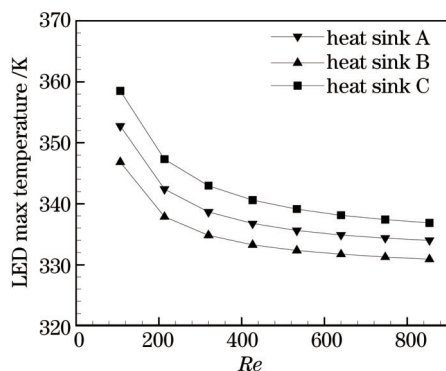


图 7 LED 最高结温随雷诺数的变化

Fig.7 LED maximum junction temperature as a function of the Reynolds number

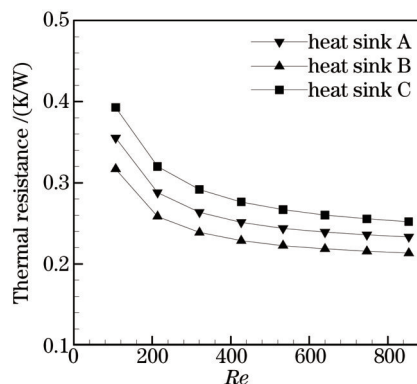


图 8 LED 器件热阻随雷诺数的变化

Fig.8 Thermal resistance as a function of the Reynolds number

### 3.3 不同结构热沉的综合换热能力

#### 3.3.1 场协同原理分析

LED是对热比较敏感的器件,对LED结构热沉换热机理分析有利于能量的有效传递和对热沉结构的优化设计,达到更好的换热效果,符合LED节能环保的要求。图9为不同结构热沉在雷诺数为426时,中间平面( $Z=3\text{ mm}$ , $X=18.5\sim 22.5\text{ mm}$ )沿液体流动方向( $Y=17\sim 24\text{ mm}$ )的局部协同角 $\alpha$ 分布。从图中可以清晰看出,热沉C具有较大的 $\alpha$ 角, $\alpha$ 角越大,压降越小,所以热沉C具有较小的压降值,即具有较小的流动阻力;其次为热沉A,其流动阻力介于热沉C和热沉B之间,流动阻力最大的为热沉B;且从图9可知,由于辅助通道的存在,液体在每个入口处速度都要重新分布,虽减小了热边界层,但同时也增加了流动阻力。从图9(a)中可以看出,在辅助通道中的 $\alpha$ 大于下游主通道中的 $\alpha$ 角,这说明压降主要集中在下游主通道,辅助通道对下游的主通道造成较大的流动阻力。从图9(b)中得知,热沉B速度矢量和速度梯度之间的协同性遭到严重的破坏,增加了液体流动阻力。

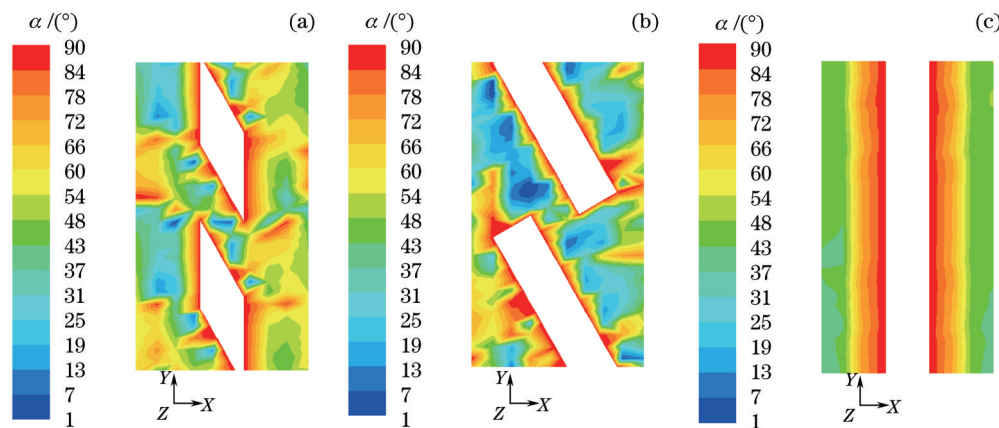


图 9 协同角  $\alpha$  分布。(a)热沉 A; (b)热沉 B; (c)热沉 C

Fig.9 Distributions of the synergy angle  $\alpha$ . (a) Heat sink A; (b) heat sink B; (c) heat sink C

图 10 为中间平面的局部协同角  $\beta$  的分布,热沉 B 具有较小的平均协同角  $\beta$ ,角  $\beta$  越小,速度矢量与速度梯度之间的协同性就越好,换热能力就越好;其次为热沉 A,热沉 C 的换热能力最差。在热沉 A 中,小  $\beta$  角主要集中在主通道和辅助通道的液体之间,有利于主流与次流之间的换热,热沉 B 的小  $\beta$  角主要集中在近翅片横宽的始端和末端处,即翅片壁和液体之间,有利于翅片壁和液体之间的换热。并得知与热沉 C 相比,

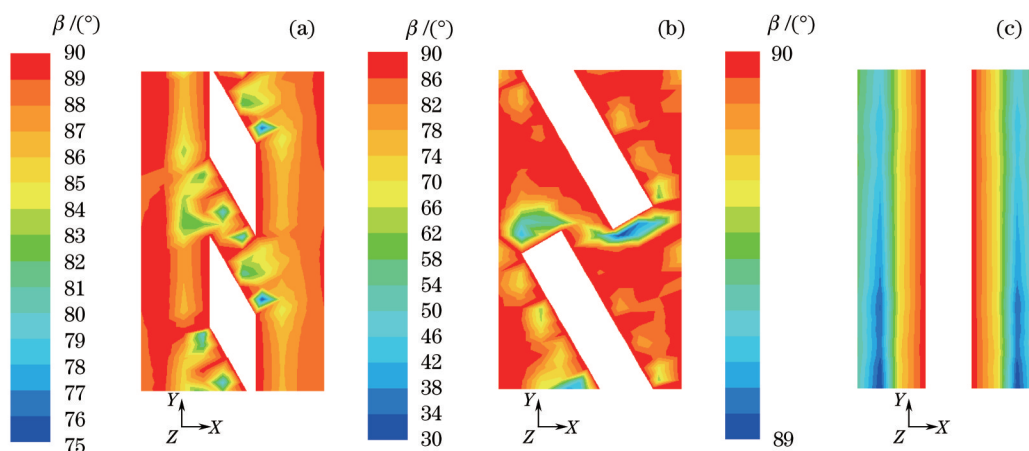


图 10 协同角  $\beta$  分布。(a)热沉 A; (b)热沉 B; (c)热沉 C

Fig.10 Distribution of the synergy angle  $\beta$ . (a) Heat sink A; (b) heat sink B; (c) heat sink C

热沉 A、热沉 B 都破坏了热边界层,由此带来的换热能力都比热沉 C 好。

### 3.3.2 综合换热能力分析

由以上讨论可知,不同的结构热沉具有不同场协同性和局部换热特性。但由(5)式和(7)式可知,单一的场协同并不能充分说明不同结构的热沉综合换热能力,因为换热能力和流动阻力不仅与场的协同性有关,还与不同结构热沉中的液体速度的大小、速度梯度及温度梯度有关。

如图 11 和图 12 分别为换热能力和阻力特性随雷诺数的变化曲线。由图 11 知,随着雷诺数的增加,  $Nu/Nu_0$  先迅速增加,其后基本保持不变;说明随雷诺数的增加,热沉 A 和热沉 B 的努塞尔数的增加量大于热沉 C 的增加量,且热沉 B 增加明显。又因其  $Nu/Nu_0 > 1$ ,说明热沉 A 和热沉 B 的努塞尔数都大于热沉 C 的努塞尔数,且热沉 B 的  $Nu/Nu_0$  较高,所以热沉 B 的换热能力远大于热沉 A 的换热能力。由图 12 可以看出,随着雷诺数的逐渐增加,热沉 B 的  $ff_0$  逐渐增加,这是由于其热沉结构对液体的流动方向改变量较大,随着雷诺数的增加带来了较大的流动阻力,尤其是当  $106 < Re < 212$  时,其流动阻力增加量更加明显,而热沉 C 随着雷诺数的增加,其方向基本无改变,流动阻力变化较小,所以热沉 A 和热沉 B 分别与热沉 C 的流动阻力比值  $ff_0$  变化明显。在雷诺数较小时,热沉 A 流动阻力较小,随着雷诺数的增加,其流动阻力增加量大于热沉 C 流动阻力增加量,这主要是次流与主流的相互作用减小了液体速度与速度梯度之间的夹角,使二者之间的协同性变得更差。同时可以得出在相同雷诺数下,热沉 A 比热沉 B 更加节省液体驱动功率。

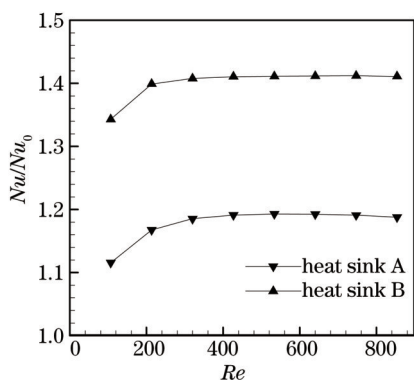


图 11 换热特性随雷诺数的变化

Fig.11 Characteristics of the heat transfer as a function of the Reynolds number

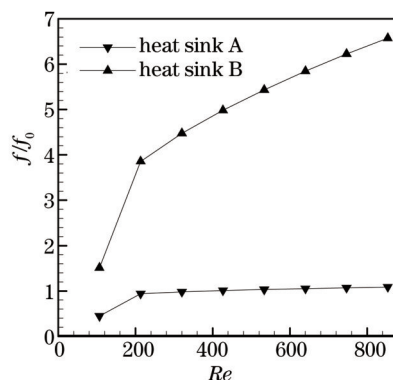


图 12 阻力特性随雷诺数的变化

Fig.12 Characteristics of the flow resistance as a function of the Reynolds number

由以上讨论可知,热沉 A 和热沉 B 在增加换热能力的同时,也增加了流动阻力。图 13 为不同结构热沉的综合换热能力随雷诺数的变化曲线,从中可以看出,热沉 A 具有较好的综合换热能力,且  $G$  值始终大于 1; 而热沉 B 随着雷诺数的增加  $G$  值小于 1,说明热沉 B 随着液体驱动功率的增加,将造成大量的功率浪费。结

合图 11 和图 12 知,虽然热沉 B 具有较高的努塞耳数,但与此同时也带来了较大的流动阻力,且流动阻力对热沉 B 综合换热能力的影响更加明显。

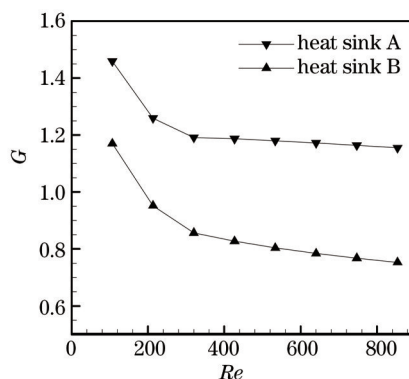


图 13 强化传热因子随雷诺数的变化

Fig.13 Enhanced thermal factor as a function of the Reynolds number

## 4 结 论

研究了大功率 LED 结构热沉的换热效果,运用场协同原理探讨了不同结构热沉的换热能力和流动阻力,并对其综合换热能力进行了评估。在相同雷诺数下,30°角矩形翅片热沉 LED 最高结温和热阻最低,换热能力最好,其次为菱形翅片热沉,垂直平行翅片热沉的换热效果最差,这主要是因为倾斜角使部分液体产生次流,与主流的相互作用破坏热边界层,增大了换热能力。同时,倾斜角的存在也改变了液体的流动方向,增加了流动阻力,尤其是 30°角矩形翅片热沉的流动阻力增加量更加明显。综合考虑换热能力和流动阻力,运用强化传热因子来评价不同结构热沉的综合换热能力,结果表明,菱形翅片热沉综合换热能力最好,且始终高于垂直平行翅片热沉,但 30°角矩形翅片热沉在较高的雷诺数时,综合换热能力低于垂直平行热沉,造成了功率浪费。本文对结构热沉换热机理的分析和探讨,为大功率 LED 液冷热沉的结构设计提供理论指导和参考依据。

## 参 考 文 献

- 1 A Mills. Solid state lighting—a world of expanding opportunities at LED 2002 [J]. III-Vs Rev, 2003, 16(1): 30–33.
- 2 Xiao Si, Li Lin. A designing of LED stage lighting for long distance [J]. Acta Optica Sinica, 2011, 31(s1): s100307.  
肖 思, 李 林. 大功率 LED 舞台灯的照明设计[J]. 光学学报, 2011, 31(s1): s100307.
- 3 T Cheng, X Luo, S Huang, *et al.*. Thermal analysis and optimization of multiple LED packaging based on a general analytical solution [J]. Int J Therm Sci, 2010, 49(1): 196–201.
- 4 A Christensen, S Graham. Thermal effects in packaging high power light emitting diode arrays[J]. Appl Therm Eng, 2009, 29(2): 364–371.
- 5 H H Cheng, D S Huang, M T Lin. Heat dissipation design and analysis of high power LED array using the finite element method [J]. Microelectron Reliab, 2012, 52(5): 905–911.
- 6 K Zhang, D G W Xiao, H Fan, *et al.* Novel cooling solutions for LED solid state lighting [C]. IEEE ICEPT-HDP 2011, 2011: 1–5.
- 7 H H Wu, K H Lin, S T Lin. A study on the heat dissipation of high power multi-chip COB LEDs [J]. Microelectr J, 2012, 43(4): 280–287.
- 8 L Yin, L Yang, W Yang, *et al.*. Thermal design and analysis of multi-chip LED module with ceramic substrate [J]. Solid State Electron, 2010, 54(12): 1520–1524.
- 9 P Anithambigai, K Dinash, D Mutharasu, *et al.* Thermal analysis of power LED employing dual interface method and water flow as a cooling system [J]. Thermochim Acta, 2011, 523(1): 237–244.
- 10 Y Lai, N Cordero, F Barthel, *et al.* Liquid cooling of bright LEDs for automotive applications [J]. Appl Therm Eng, 2009, 29(5): 1239–1244.
- 11 B Ramos-Alvarado, P Li, H Liu, *et al.* CFD study of liquid-cooled heat sinks with microchannel flow field configurations for



- electronics, fuel cells, and concentrated solar cells [J]. Appl Therm Eng, 2011, 31(14): 2494–2507.
- 12 Y Fan, P S Lee, L W Jin, *et al.*. A simulation and experimental study of fluid flow and heat transfer on cylindrical oblique-finned heat sink [J]. Int J Heat Mass Tran, 2013, 61: 62–72.
- 13 W Q Tao, Z Y Guo, B X Wang. Field synergy principle for enhancing convective heat transfer – its extension and numerical verifications [J]. Int J Heat Mass Tran, 2002, 45(18): 3849–3856.
- 14 D L Gee, R L Webb. Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes [J]. Int J Heat Mass Tran, 1980, 23(8): 1127–1136.
- 15 Z Li, X Huai, Y Tao, *et al.*. Effects of thermal property variations on the liquid flow and heat transfer in microchannel heat sinks [J]. Appl Therm Eng, 2007, 27(17): 2803–2814.
- 16 Y Rao, S Zang. Flow and heat transfer characteristics in latticework cooling channels with dimple vortex generators [J]. J Turbomach, 2014, 136(2): 021017.
- 17 Z Y Guo, D Y Li, B X Wang. A novel concept for convective heat transfer enhancement [J]. Int J Heat Mass Tran, 1998, 41(14): 2221–2225.
- 18 L Wei, L Zhichun, M Tingzhen, *et al.*. Physical quantity synergy in laminar flow field and its application in heat transfer enhancement [J]. Int J Heat Mass Tran, 2009, 52(19): 4669–4672.
- 19 W Liu, Z C Liu, Z Y Guo. Physical quantity synergy in laminar flow field of convective heat transfer and analysis of heat transfer enhancement [J]. Chinese Sci Bull, 2009, 54(19): 3579–3586.
- 20 Y L Zhai, G D Xia, X F Liu, *et al.*. Heat transfer in the microchannels with fan-shaped reentrant cavities and different ribs based on field synergy principle and entropy generation analysis[J]. Int J Heat Mass Tran, 2014, 68: 224–233.
- 21 Tao Wenquan. Heat Transfer [M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2006: 224.  
陶文铨. 传热学 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2006. 224.
- 22 C Bi, G H Tang, W Q Tao. Heat transfer enhancement in mini-channel heat sinks with dimples and cylindrical grooves [J]. Appl Therm Eng, 2013, 55(1): 121–132.

栏目编辑: 韩 峰