

文章编号: 1000-7032(2018)08-1115-08

夏季温室环境下植物生长用 LED 灯具 散热结构的温度分布模型构建与验证

吕北轩¹, 陈豫仁², 熊 峰^{1*}

(1. 上海大学机电工程与自动化学院 上海市智能制造及机器人重点实验室, 上海 200072;

2. 上海大学材料科学与工程学院 电子信息材料系, 上海 200072)

摘要: 以热传导入肋片热量与通过空气与肋片间的对流所散出的热量及湿空气凝结所需热量之和相等作为条件, 构建了可以实际反映温室环境影响下的植物生长用 LED 灯具散热结构的温度分布模型。通过实验结合仿真模拟, 实现对温室环境的物理仿真模型的建立, 并以模型得到了灯具处于最为恶劣的工况下的空气物理参数。结合具体的空气物理参数以及所构建的数学模型, 计算出了悬挂在温室中部 2.5 m 高度处的 150 W 植物生长用 LED 灯具在最为恶劣的工况下的散热结构关键节点的温度数值, 并运用红外热像仪, 对关键温度节点进行了收集。数据表明, 计算值与实验值及仿真值的数值误差均不超过 5%, 验证了模型的正确性, 对具体的植物生长用 LED 灯具的散热结构的设计具有积极的指导作用。

关键词: LED 散热; 光学器件; 温度分布数学模型; 温室环境; 数值仿真

中图分类号: TN312.8

文献标识码: A

DOI: 10.3788/fjxb20183908.1115

Mathematical Calculation Model and Its Verification for Temperature Distribution of LED Lighting's Heatsinks for Plant Growth in The Summer Greenhouse

LYU Bei-xuan¹, CHEN Yu-ren², XIONG Feng^{1*}

(1. Key Laboratory of Manufacturing Intelligent and Robotics of Shanghai, School of Mechatronic Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200072, China;

2. Department of Electronic Information Materials, School of Materials Science and Engineering, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

* Corresponding Author, E-mail: xfeng@staff.shu.edu.cn

Abstract: A mathematic model of LED heatsinks in greenhouses was established by the condition that the heat conducted into the fin heat equals the total heat from the air convection and the condensation of wet air. The air physical parameters under the worst condition were obtained by the physical simulation model of the greenhouse environment established by experiment and simulation. After obtaining the specific air physical parameters, combined with the constructed mathematical model, the temperature values of the key nodes of a 150 W plant growth LED lamp's heatsink suspended at the height of 2.5 m in the middle of the greenhouse were calculated in the worst case. The correctness of the model was verified by experiment and simulation, the data show that the relative error is not more than 5%, thus this has a positive effect for the design of LED lamps' heatsink for greenhouse.

Key words: LED heat dissipation; optical device; mathematical model of temperature distribution; greenhouse environment; numerical simulation

1 引 言

在设施农业中,植物生长用 LED 灯常采用大功率瓦数以满足作物所需光合光子通量密度,且为满足作物正常生长,温室往往采用滴灌、雾培等方式对作物进行栽培,从而造成温室内部温度既高且空气湿度较大^[1-2]。所以,高功率的植物生长用 LED 灯具需在高湿度及高环境温度且弱对流的环境下长时间进行工作,使用环境较为恶劣。当前,对于植物生长用 LED 光照的研究集中在 LED 对于特定植物生长的“光配方”及“智能控制”等领域^[3-5],少有文章阐述植物生长用 LED 散热方面的研究,植物生长用 LED 灯具的散热多以借鉴现有的通用 LED 照明灯具进行设计^[6]。但当前散热结构多以模仿改进、经验设计为主导,缺少理论性指导帮助^[7],且散热结构的设计并没有一个公认的统一设计准则。故此,提出一个可以合理反映散热结构温度分布的计算模型,对设计 LED 灯具散热结构具有积极的意义。总结相关国内外学者近 5 年内相关研究成果如下:国外方面,Avram 运用最少材料法根据组合努赛尔数的实验关联式,得到了该型散热结构与散热性能关联的最优模型,进而指导散热结构设计^[8]。Park 从结构参数的变化对散热片表面努赛尔数及热辐射率的影响作为切入点,得到该类 LED 球泡灯散热片具备最优性能的几何结构参数模型^[9]。Jeong 提出了一种基于响应面曲面法(RSM)对改进开口的水平翅片散热片的几何形状进行优化的数学模型^[10]。国内方面,张建新提出了一种基于等效热路法,可以正确表达散热结构热传导与环境热对流共同作用的温度分布计算模型,并通过迭代计算与实验验证了模型的正确性^[11]。孔亚楠提出了基于闭环主导极点的 LED 的功率-结温模型,并通过 LM-BP 神经网络计算与实验验证了模型的有效性与准确性^[12]。孙厉霞通过提出有效热导率的概念,构建出了 LED 散热结构的温度分布模型,并结合实验验证了该模型的有效性^[13]。

本文以在现代温室内使用的植物生长用 LED 灯具的环境特殊性为切入点,通过热传导流入肋片热量与通过空气与肋片间的对流所散出的热量及湿空气凝结所需热量之和相等作为条件,分别讨论翅片串接与翅片并接两种情形,以热流

传递的连续性作为关联条件,并通过结构基座的温差及翅片顶端的热流为零这一求解条件,推导出了整个散热结构的温度计算求解方程。同时通过实验验证了所构建的温室的物理仿真模型的正确性,而后通过该仿真模型对温室内的难解空气常数进行求解,对散热模型计算提供了数据支撑。并以某型植物用 LED 灯具的铝制散热结构作为分析对象,通过实验和仿真与计算模型求解值进行了对比,验证本文所构建的计算模型的正确性。对实际的 LED 灯具散热结构的设计提出了一种具备一定可操作性的解决方法。

2 湿工况温度分布计算模型

对 LED 灯具在湿空气中使用矩形直肋散热结构进行散热的热稳态进行分析,并作出如下假设以便于对关键问题进行分析:

- (1) 散热结构材质各向同性,导热率不随方向发生改变,且水蒸气的凝结潜热是不变的;
- (2) 与流经翅片侧面的热量相比,流经翅片最外边的热量忽略不计;
- (3) 因气流导致的空气压降影响忽略不计;
- (4) 忽略辐射散热效应;
- (5) 翅片内部自身没有热源;
- (6) 流入与流出翅片的热量与翅片与环境温度的温差呈正比。

2.1 散热结构热流-温度分布模型

图 1 给出了矩形截面的直翅肋片的典型结构,其中 $x = t$ 顶端, $x = b$ 底部,以顶部向着底端的方向为 x 轴正方向。LED 灯具在通过矩形直肋散热结构与湿空气进行换热,同时存在着换热与传质过程。通过对流带走翅片所含部分热能。所以根据傅里叶热传导、牛顿冷却公式及文献[14]得到:

$$(q + dq) + 2 \cdot (H + \delta) \cdot h \cdot (T_a - T) + 2 \cdot (H + \delta) \cdot h_D \cdot i_{fg} \cdot (\omega_a - \omega) \cdot dx - q = 0, \quad (1)$$

式中 q 为散热结构所需耗散的热功率,单位为 W; h 为对流换热系数,单位为 $W/(m^2 \cdot K)$; T 为积分微元处的温度,单位为 K; T_a 为散热结构所处的环境温度,单位为 K; h_D 为传质系数,单位为 $kg/(m^2 \cdot s)$; i_{fg} 为水汽凝结潜热,单位为 J/kg; ω_a 为环境空气湿度比,单位为 kg_w/kg_a ; ω 为翅片表面的空气湿度比。

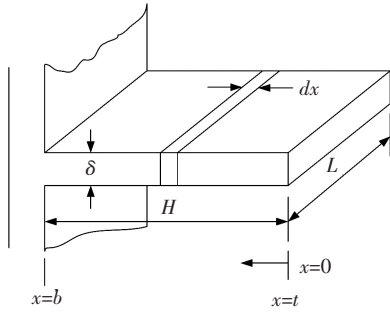


图 1 典型矩形截面直翅肋片

Fig. 1 Typical cross section of rectangular straight fins

进一步得到:

$$k\delta H \frac{dT}{dx} \left[\frac{dT}{dx} \right] dx = 2h(H + \delta)(T - T_a) dx + 2 \cdot (H + \delta) \cdot h_D \cdot i_{fg} \cdot (\omega - \omega_a) dx, \quad (2)$$

其中文献[15]给出,由刘易斯数定义所得到的自然对流条件下的湿空气的对流换热系数 h 与传质系数 h_D 之间的关系为:

$$\frac{h}{h_D} = c_p \cdot Le^{0.48} = c_p \cdot \left(\frac{\alpha}{D} \right)^{0.48}, \quad (3)$$

式中 α 为热扩散系数,单位为 m^2/s ; D 为水蒸气在空气中的热扩散率,单位为 m^2/s 。

因为 $H \gg \delta$,故根据前面假设,将式(2)化简,得到沿着翅片纵向的两点间的温差微分方程为:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2[\theta + N \cdot (\omega - \omega_a)] = 0, \quad (4)$$

其中 m 为散热结构的肋片参数, N 为通过化简得到的考虑湿空气物性的常数,它们的定义如下:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot \delta}}, \quad (5)$$

$$N = \frac{i_{fg}}{c_p Le^{0.48}}, \quad (6)$$

对式(6)求微分,得到:

$$\theta = -N \cdot (\omega - \omega_a) + C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}, \quad (7)$$

对式(7)中 x 求微分,有:

$$\frac{d\theta}{dx} = m[C_1 e^{mx} - C_2 e^{-mx}], \quad (8)$$

由边界条件可知,结构基座的温差 θ_b 为: $\theta_{(x=b)} = \theta_b$,

$$\begin{cases} \theta(x=0) = \theta_t = [\cosh(mH)] \cdot \theta_b - \left[\frac{1}{k\delta Lm} \cdot \sinh(mH) \right] q_b + \left[\frac{1}{k\delta Lm} \cdot \cosh(mH) - 1 \right] \cdot N(\omega - \omega_a), \\ q(x=0) = q_t = -[k\delta Lm \cdot \sinh(mH)] \theta_b + [\cosh(mH)] q_b - \sinh(mH) \cdot N(\omega - \omega_a) \end{cases}, \quad (13)$$

由此可以得到翅片底部与顶部的温度-热流关联公式如下:

$$\begin{bmatrix} \theta_t \\ q_t \end{bmatrix} = A \cdot \begin{bmatrix} \theta_b \\ q_b \end{bmatrix} + D, \quad (14)$$

在翅片顶端的热流为: $q_{(x=0)} = 0$ 。所以有 $\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0} = 0$ 。

故此,本微分方程可以翅片上任意一点的温差与热流作为初始数据进行求解。如果以翅片基座为例,则初始条件为: $\theta_{(x=b)} = \theta_b$ 及 $q_{(x=b)} = q_b$, 结合式(7)与傅里叶公式,得到:

$$\begin{bmatrix} e^{mx} & e^{-mx} & -N \cdot (\omega - \omega_a) \\ k\delta Lm e^{mx} & -k\delta Lm e^{-mx} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_b \\ q_b \end{bmatrix}, \quad (9)$$

考虑到翅片截面积 $A = \delta \cdot L$, 则通过方程组(9)进行求解,有

$$C_1 = \frac{k\delta Lm \cdot [\theta_b + N \cdot (\omega - \omega_a)] \cdot e^{-mH} + q_b \cdot e^{-mH}}{2k\delta Lm}$$

$$\text{及 } C_2 = \frac{k\delta Lm \cdot [\theta_b + N \cdot (\omega - \omega_a)] \cdot e^{mH} - q_b \cdot e^{mH}}{2k\delta Lm}.$$

然后将 C_1 与 C_2 代入式(9)中,则有:

$$\begin{aligned} \theta(x) &= \left[\frac{e^{m(H-x)} + e^{-m(H-x)}}{2} \right] \cdot \theta_b - \frac{1}{k\delta Lm} \cdot \\ &\left[\frac{e^{m(H-x)} - e^{-m(H-x)}}{2} \right] \cdot q_b + \frac{N \cdot (\omega - \omega_a)}{k\delta Lm} \cdot \\ &\frac{e^{m(H-x)} + e^{-m(H-x)}}{2} - N \cdot (\omega - \omega_a), \quad (10) \end{aligned}$$

经过化简,翅片上任意一点的温差可写为:

$$\begin{aligned} \theta(x) &= [\cosh(m(H-x))] \cdot \\ &\theta_b - \left[\frac{1}{k\delta Lm} \cdot \sinh(m(H-x)) \right] q_b + \\ &\left[\frac{1}{k\delta Lm} \cdot \cosh(m(H-x)) - 1 \right] \cdot N(\omega - \omega_a), \quad (11) \end{aligned}$$

对式(11)两边求微分后代入傅里叶方程中,得到:

$$\begin{aligned} q(x) &= k\delta L \frac{d\theta}{dx} = -[k\delta Lm \cdot \sinh(m(H-x))] \theta_b + \\ &[\cosh(m(H-x))] q_b - \sinh(m(H-x)) \cdot \\ &N(\omega - \omega_a), \quad (12) \end{aligned}$$

注意到 $x=0$ 时, $\theta_{(x=0)} = \theta_t$ 及 $q_{(x=0)} = q_t$, 则翅片顶端的温度与热流为:

其中

$$A = \begin{bmatrix} \cosh(mH) & -\frac{1}{k\delta Lm} \cdot \sinh(mH) \\ -k\delta Lm \cdot \sinh(mH) & \cosh(mH) \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} \left[\frac{1}{k\delta Hm} \cdot \cosh(ml) - 1 \right] \cdot N(\omega - \omega_a) \\ -\sinh(ml) \cdot N(\omega - \omega_a) \end{bmatrix}。$$

2.2 翅片串联

图 2 为 n 个翅片首尾相连的简化模型,这里角标 t 表示着翅片的顶部, b 表示着翅片的底部。热流从翅片 n 流向翅片 1。由于热流传递的连续性,对于翅片 1 与翅片 2,可以知道:

$$\begin{bmatrix} \theta_{t2} \\ q_{t2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_{b1} \\ q_{b1} \end{bmatrix}。 \quad (15)$$

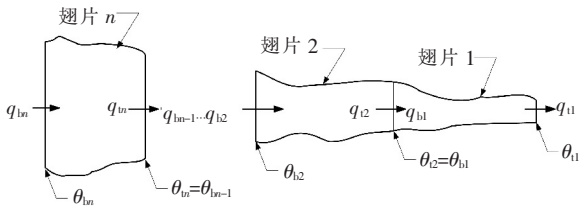


图 2 n 个翅片相连的简化模型

Fig.2 Simplified model of fins in cascade

另外,由式(11)可知,对于翅片 1 有:

$$\begin{bmatrix} \theta_{t1} \\ q_{t1} \end{bmatrix} = A_1 \begin{bmatrix} \theta_{b1} \\ q_{b1} \end{bmatrix} + D_1, \quad (16)$$

同理对于翅片 2 有:

$$\begin{bmatrix} \theta_{t2} \\ q_{t2} \end{bmatrix} = A_2 \begin{bmatrix} \theta_{b2} \\ q_{b2} \end{bmatrix} + D_2, \quad (17)$$

由式(15)的已知条件可知:

$$\begin{bmatrix} \theta_{b1} \\ q_{b1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_{t2} \\ q_{t2} \end{bmatrix} = A_2 \begin{bmatrix} \theta_{b2} \\ q_{b2} \end{bmatrix} + D_2, \quad (18)$$

进一步可以得到:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \theta_{t1} \\ q_{t1} \end{bmatrix} &= A_1 \begin{bmatrix} \theta_{b1} \\ q_{b1} \end{bmatrix} + D_1 = \\ A_1 \begin{bmatrix} \theta_{t2} \\ q_{t2} \end{bmatrix} + D_1 &= A_1 A_2 \begin{bmatrix} \theta_{b2} \\ q_{b2} \end{bmatrix} + A_1 \cdot D_2 + D_1, \end{aligned} \quad (19)$$

由此,可以延展至 n 个翅片相连,最后构建出翅片 n 底部与翅片 1 顶部的温度-热流关联公式:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \theta_{t1} \\ q_{t1} \end{bmatrix} &= A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \cdots A_n \cdot \begin{bmatrix} \theta_{bn} \\ q_{bn} \end{bmatrix} + A_1 \cdot A_2 \cdots A_{n-1} \cdot \\ D_n + \cdots + A_1 \cdot A_2 \cdot D_3 + A_1 \cdot D_2 + D_1 &= \\ A \cdot \begin{bmatrix} \theta_{bn} \\ q_{bn} \end{bmatrix} + D, \end{aligned} \quad (20)$$

其中: $A = A_1 \cdot A_2 \cdots A_n, D = A_1 \cdot A_2 \cdots A_{n-1} \cdot D_n + \cdots + A_1 \cdot A_2 \cdot D_3 + A_1 \cdot D_2 + D_1。$

2.3 翅片并联

图 3 表示翅片 m 与 n 个尺寸相同的翅片相连的情形。由于热流传递的连续性,可以得到条件: $\theta_{ta} = \theta_{b1} = \theta_{b2} = \cdots = \theta_{bn}$ 及 $q_{ta} = q_{b1} + q_{b2} + \cdots + q_{bn}$ 。因这 n 个翅片的尺寸相同,故可视为传热能力相同,因而得到:

$$\begin{bmatrix} \theta_{ta} \\ \frac{1}{n} \cdot q_{ta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{1}{n} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta_{ta} \\ q_{ta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_{b1} \\ q_{b1} \end{bmatrix}, \quad (21)$$

对于翅片 a 与翅片 1 有

$$\begin{bmatrix} \theta_{ta} \\ q_{ta} \end{bmatrix} = A_a \cdot \begin{bmatrix} \theta_{ba} \\ q_{ba} \end{bmatrix} + D_a, \quad (22)$$

$$\begin{bmatrix} \theta_{t1} \\ q_{t1} \end{bmatrix} = A_1 \cdot \begin{bmatrix} \theta_{b1} \\ q_{b1} \end{bmatrix} + D_1, \quad (23)$$

由此有:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \theta_{t1} \\ q_{t1} \end{bmatrix} &= A_1 \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{1}{n} \end{bmatrix} \cdot A_a \cdot \begin{bmatrix} \theta_{ba} \\ q_{ba} \end{bmatrix} + \\ A_1 \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \frac{1}{n} \end{bmatrix} \cdot D_a + D_1. \end{aligned} \quad (24)$$

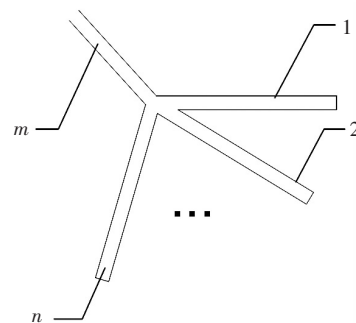


图 3 一个翅片与 n 个翅片相连

Fig.3 Simplified model of fins in cluster

3 温室内微气候变化规律

我们在位于上海市松江区占地为 $8 \text{ m} \times 16 \text{ m}$ 的温室进行了相关实验,具体尺寸如图 4 所示。

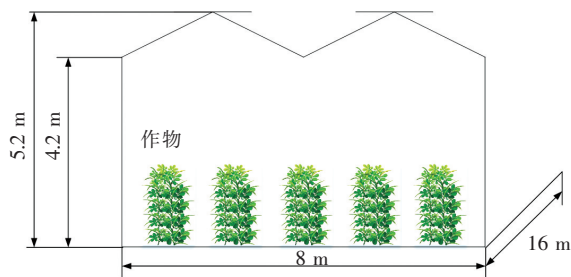


图 4 温室概图及相关尺寸

Fig. 4 Greenhouse overview and related dimensions

3.1 温室温度、湿度、风速实际与仿真验证

对 2017 年 7 月 7 日雷阵雨天气下的温室进行数据收集,运用温度、相对湿度采集仪在离地面 2.5 m 的温室中进行布置,在数据采集过程中(7:00 至 20:00),温室处于开窗通风状态。并且结合当地当天的气象数据,运用 COMSOL Multiphysics 5.3 通过传热、空气中的水分输送及流体湍流构建出温室内的多物理场的耦合,建立了温室的仿真模型。

由图 5 与图 6 可见,温度与相对湿度的仿真值与实测值的变化趋势基本一致。对比两者间的差值,可知温室内温度的实测值与仿真值的最大温差仅为 1.36 °C,最大相对误差为 4.58%;温室内相对湿度的实测值与仿真值之间的最大差值为

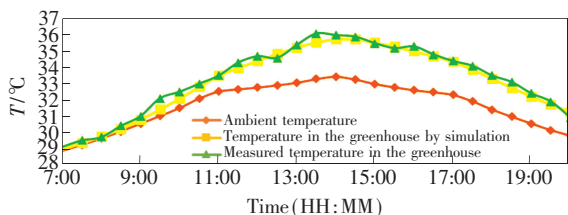


图 5 温室内温度的实测值与仿真值

Fig. 5 Measured and simulated values of temperature in greenhouse

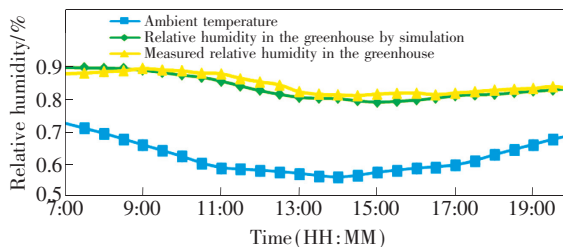


图 6 温室内相对湿度的实测值与仿真值

Fig. 6 Measured and simulated values of relative humidity in greenhouse

3.2%,最大相对误差为 4.3%。由此表明,所建的温室仿真模型的精度较高,可以较为全面地反映温室的实际情况。

3.2 温室内灯具安装位置的自然对流环境分析

由格拉晓夫数的定义式知:

$$Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2}, \quad (25)$$

文献[16]中给出了 K_{Gr} 数在 $3 \times 10^9 \sim 2 \times 10^{10}$ 范围内的努塞尔数的计算公式:

$$Nu = 0.0292 \times (Gr \cdot Pr)^{0.39}, \quad (26)$$

由努塞尔数的定义式知:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k}, \quad (27)$$

根据所建立的温室仿真模型,以 14:00 作为时间节点,此时温室内,在灯具安装位置达到当天的最高温度 36 °C,相对湿度为 85%,属于植物生长用 LED 灯当天工况最为恶劣的情况。取特征长度 L 为 3 m(从作物顶部至温室顶部的距离),并在 COMSOL 中得到了湿空气的相关物理参数,如表 1 所示。

然后根据公式(25)、(26)及(27)计算得到此时温室内的对流换热系数为 $1.85 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,以该物理量表征温室内自然对流情况。

表 1 湿空气物理参数及其他相关参数

Tab. 1 Wet air physical parameters and other relevant parameters

符号	意义	数值	单位
ν	湿空气运动粘度	1.676×10^{-5}	m^2/s
β	湿空气体积膨胀系数	3.235×10^{-3}	1/K
Pr	湿空气普朗特数	0.698 7	1
k	湿空气导热系数	0.027 8	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
ΔT	温室内上下参考面间温差	3.238	K
L	特征长度	3	m

4 植物生长用 LED 灯具散热结构

图 7 为该型 LED 植物补光灯及其散热结构的示意图。为了达到给定面积下的光合光子通

量密度,需将红蓝比设为 4:1,由 150 颗 1 W LED 芯片构成的 LED 植物补光灯安装在温室内距离地面 2.5 m 高的位置。

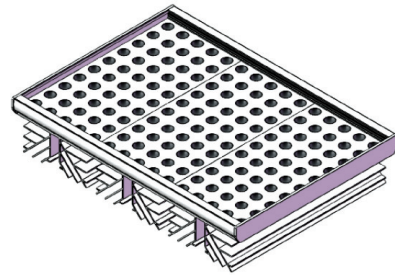
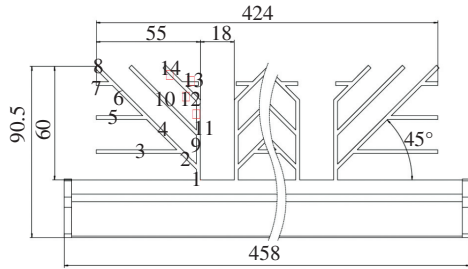


图 7 LED 植物补光灯及其散热结构

Fig. 7 LED lamp for plant growth and its heatsink

5 验证分析

5.1 实验与仿真

我们在对当天温室数据进行采集的同时,也进行了实际灯具的使用实验,并通过红外热像仪

对使用过程中的关键温度节点进行了数据采集。此外,运用 ANSYS Icepak 对处于温室环境内环境温度为 36 ℃、相对湿度为 85% 的 LED 灯具进行仿真,以 LED 芯片转换效率为 20% 计算,相关的结构组件及其热性能如表 2 所示。

表 2 主要部件材料及热性能参数

Tab. 2 Main component's materials and thermal performance parameters

元件	材质	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	导热率/($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	比热容/($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
散热结构	6063 铝合金	2 690	202	900
挡板				
LED 芯片	半导体材料	6 150	130	417
PCB	金属基覆铜板	1 250	0.35	1 300
反光罩	聚碳酸酯	1 200	0.19	1 172
密封橡胶	聚四氟乙烯	2 200	0.24	960
压盖	304 不锈钢	7 930	16.3	500

5.2 结果分析

LED 芯片产生的热功耗,通过如图 7 所示的“1-2-3”、“1-2-4-5”、“1-2-4-6-7”、“1-2-4-6-8”、

“1-9-10”、“1-9-11-12-13”及“1-9-11-12-14”这 7 条热路,通过散热结构将热量导出到环境中。因该型散热片呈典型的对称结构,故仅对 6 个翅片组的

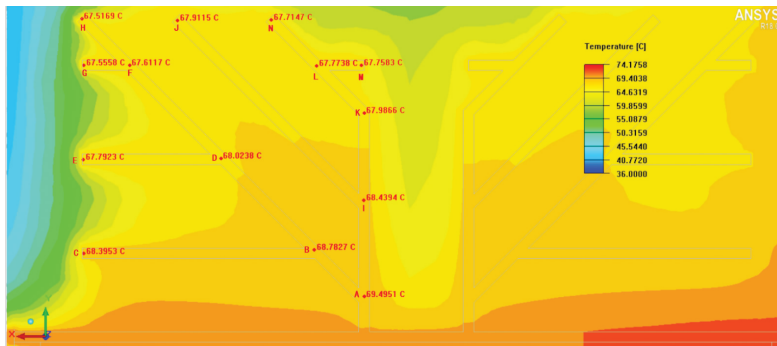


图 8 仿真所得到的散热结构各个节点的温度分布

Fig. 8 Temperature distribution and each node of heatsink by simulation

一组进行分析以减少计算量。由热像仪测得散热结构底部的温度为 $70.4\text{ }^{\circ}\text{C}$, 故而可知散热结构底部与环境温度的温差为 $34.4\text{ }^{\circ}\text{C}$, 为计算简便取 $\theta_b = 34.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。而后以底部温差 $\theta_b = 34.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及翅片末端的热流 $q = 0$ 作为求解条件, 进而解得散热结构各个关键节点的温度。

运用 MATLAB 对本文所构建的数学模型进

行数值求解, 对仿真与实验对散热结构关键节点的温度值进行对比, 具体数值如表 3 所示。图 8 为通过 ANSYS Icepak 的“Surface-Probe”命令得到的散热结构温度分布云图及关键节点温度。通过表 3 和图 8 可知, 计算值与实验值及仿真值的相对误差均在 5% 以内, 验证了本文所构建数学模型的正确性。

表 3 散热结构上各点温度

Tab. 3 Temperature of the each node of heatsink

节点	实验值/ $^{\circ}\text{C}$	计算值/ $^{\circ}\text{C}$	与实验的相对误差	仿真值/ $^{\circ}\text{C}$	与仿真的相对误差
A	70.2	69.225 1	1.39%	69.495 1	0.39%
B	69.1	68.413 6	0.99%	68.782 7	0.54%
C	68.5	67.624 1	1.28%	68.395 3	1.13%
D	68.3	67.326 4	1.43%	68.023 8	1.03%
E	68.1	65.812 6	3.36%	67.792 3	2.92%
F	67.9	67.213 5	1.01%	67.611 7	0.59%
G	68.1	65.763 2	3.43%	67.555 8	2.65%
H	68.2	65.423 4	4.07%	67.516 9	3.10%
I	68.9	67.236 6	2.41%	68.439 4	1.76%
J	68.1	65.213 1	4.24%	67.911 5	3.97%
K	68.2	66.562 4	2.40%	67.986 6	2.09%
L	68.1	66.325 9	2.61%	67.773 8	2.14%
M	68.1	65.235 7	4.21%	67.758 3	3.72%
N	68	65.312 2	3.95%	67.714 7	3.55%

6 结 论

本文以热传导流入肋片热量与通过空气与肋片间的对流所散出的热量及湿空气凝结所需热量之和相等作为条件, 从翅片散热结构的两种基本连接形式, 构建出了考虑环境湿度影响的散热结构温度分布计算模型。通过使用当地气象数据, 结合实验数据验证, 使用 COMSOL 构建出了能较好地反

映实际温室情况的物理仿真模型。并通过该模型, 得到了植物生长用 LED 工况最为恶劣情况下的环境空气物理常数, 并以此作为后续的验证分析数据支撑。通过 MATLAB 结合前期构建的数学模型及仿真所得到的温室内的空气数据, 计算出散热结构关键节点的温度数值, 并与相关的实验及模拟仿真结果进行了对比, 其相对误差均不超过 5%, 以此验证了本文所构建的温度分布模型的正确性。

参 考 文 献:

- [1] SCHUBERT E F, KIM JK. Solid-state light sources getting smart [J]. *Science*, 2005, 308(5726):1274-1278.
 - [2] KWAG D S, SO S H, BAEK S M. Study on thermal and structural stability of high power light-emitting diode lighting system [J]. *J. Nanosci. Nanotechnol.*, 2014, 14(5):3564-3568.
 - [3] 朱舟, 应盛盛, 胡洪钧, 等. LED 植物光源阵列光照分布及均匀性研究 [J]. *浙江农业学报*, 2015, 27(8):1489-1493.
- ZHU Z, YING S S, HU H J, *et al.*. Study on illumination distribution and uniformity for LED plant light source array

- [J]. *Acta Agricult. Zhejiangensis*, 2015, 27(8):1489-1493. (in Chinese)
- [4] 刘彤, 刘雯, 马建设. 可调红蓝光光子比例的 LED 植物光源配光设计方法 [J]. *农业工程学报*, 2014, 30(1):154-159.
LIU T, LIU W, MA J S, *et al.*. Distribution design method for LED plant light source with tunable ratio of red/blue photons [J]. *Trans. Chin. Soc. Agricult. Eng.*, 2014, 30(1):154-159. (in Chinese)
- [5] 徐秀知, 王淑凡, 王巍, 等. 全数字智能 LED 植物补光灯控制系统 [J]. *天津工业大学学报*, 2012, 31(4):57-60.
XU X Z, WANG S F, WANG W, *et al.*. All-digital intelligent control system of LED plant light supplement lamp [J]. *J. Tianjin Polytech. Univ.*, 2012, 31(4):57-60. (in Chinese)
- [6] 刘晓英, 焦学磊, 要旭阳, 等. 水冷式植物工厂 LED 面光源及散热系统的研制与测试 [J]. *农业工程学报*, 2015, 31(17):244-247.
LIU X Y, JIAO X L, YAO X Y, *et al.*. Design and test of LED surface light source used in plant factory with water-cooling system [J]. *Trans. Chin. Soc. Agricult. Eng.*, 2015, 31(17):244-247. (in Chinese)
- [7] 陈杰. 室内照明用 LED 灯具散热建模仿真及散热优化设计应用研究 [D]. 厦门: 厦门大学, 2014:9-10.
CHEN J. *Thermal Modeling Simulation and Application Research on Thermal Optimization Design of Indoor Lighting LED Lamps* [D]. Xiamen: Xiamen University, 2014:9-10. (in Chinese)
- [8] YU S H, LEE K S, YOON S J. Optimum design of a radial heat sink under natural convection [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2011, 54(11):2499-2505.
- [9] MIN W J, JEON S W, KIM Y. Optimal thermal design of a horizontal fin heat sink with a modified-opening model mounted on an LED module [J]. *Appl. Therm. Eng.*, 2015, 91:105-115.
- [10] SUN L, ZHU J, WONG H. Simulation and evaluation of the peak temperature in LED light bulb heatsink [J]. *Microelectron. Reliab.*, 2015, 61:140-144.
- [11] 张建新, 牛萍娟, 李红月, 等. 基于等效热路法的 LED 阵列散热性能研究 [J]. *发光学报*, 2013, 34(4):516-522.
ZHANG J X, NIU P J, LI H Y, *et al.*. Study on the heat dissipation performance of LED array using thermal circuit method [J]. *Chin. J. Lumin.*, 2013, 34(4):516-522. (in Chinese)
- [12] 孔亚楠. 大功率 LED 结温预测模型的研究 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2015:13-56.
KONG Y N. *Study on Prediction Model of High Power LED's Junction Temperature* [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2015:13-56. (in Chinese)
- [13] 王忠锋, 黄伟玲, 白金强. 大功率 LED 灯具散热的优化设计 [J]. *照明工程学报*, 2014, 25(3):84-88.
WANG Z F, HUANG W L, BAI J Q. Heat dissipation optimal design for high power LED luminaire [J]. *China Illumin. Eng. J.*, 2014, 25(3):84-88. (in Chinese)
- [14] SHARQAWY M H, ZUBAIR S M. Efficiency and optimization of a straight rectangular fin with combined heat and mass transfer [J]. *Heat Transfer Eng.*, 2008, 29(12):1018-1026.
- [15] KUEHN T H, RAMSEY J W, THRELKELD J L. *Thermal Environmental Engineering* [M]. Upper Saddle River: Prentice-Hall Inc., 1998:243-261.
- [16] 杨世铭, 陶文铨. *传热学* [M]. 北京: 高等教育出版社, 1998:183-186.
YANG S M, TAO W Q. *Heat Transfer* [M]. Beijing: Higher Education Press, 1998:183-186. (in Chinese)



吕北轩(1990 -), 男, 辽宁朝阳人, 硕士研究生, 2012 年于上海电机学院获得学士学位, 主要从事机械设计理论及 LED 散热技术方面的研究。
E-mail: shurobots@126.com



熊峰(1974 -), 男, 重庆人, 博士, 副研究员, 硕士生导师, 2001 年于重庆大学获得博士学位, 主要从事智能制造技术及 LED 照明系统的研究。
E-mail: xfeng@staff.shu.edu.cn