

基于 CFD 技术的玻璃温室加热环境数值模拟^{*}

陈教料 胥芳 张立彬 盛军强

【摘要】 提出采用 CFD 技术数值模拟温室热风供热条件下的温度环境三维场分布。采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型和 PSIO 算法的有限体积法对流场微分方程进行离散,并考虑辐射模型,选择 Fluent 软件进行温室加热环境的模拟与仿真。通过在 Venlo 型玻璃温室中试验现场采集关键点温度数据,与仿真结果比较的均方根误差为 0.67 K,且在温室内温度场的总体趋势是一致的。验证了建立 CFD 模型的正确性,以及采用 Fluent 软件进行夜间热风加热条件下的温室热环境数值分析是可行的。

关键词: 温室 温度场 热风供热 模拟

中图分类号: S625.5 **文献标识码:** A

CFD-based Simulation of the Temperature Distribution in Glass Greenhouse with Forced-air Heater

Chen Jiaoliao Xu Fang Zhang Libin Sheng Junqiang

(Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032, China)

Abstract

The modeling method of the temperature distribution in glass greenhouse with forced-air heater based on the CFD technique was proposed. The flow regime proved to be turbulent and it was modeled by using the standard $k-\epsilon$ turbulence model, and the non-gray DO model of radiation model was also applied. The numerical solution was made by applying a finite volume discretization code with the pressure implicit with splitting of operators (PISO) algorithm. The temperature data of the key position were collected in a three-span Venlo glasshouse. By using the root mean squares error (RMSE) algorithm, the error between simulated value in Fluent and measured value was simulated and analyzed. The results indicate that the CFD-based model can provide reliable estimation of the temperature distribution in the greenhouse during the forced-air heater working.

Key words Greenhouse, Temperature distribution, Forced-air heater, Simulation

引言

国内外许多研究者采用 CFD 技术对温室自然通风进行了研究,如 Kacira M、Boulard T、Molina-Aiz F D、沈明卫、李永欣^[1~5]等已经利用 CFD 技术对各种温室不同开窗类型进行了通风量模拟、预测和温室内流场分析,Teitel M、Fatnassi H 等^[6~7]利

用 CFD 的模拟分析了装有防虫网的通风对温室流场的效率影响及优化研究。但目前 CFD 技术尚未对温室加热环境进行模拟研究。戴剑锋^[8]等根据温室能量平衡的原理,建立基于小气候模型的温室春冬季加温基础能耗预测系统,但是只能得到总的消耗量,没有对温室加热环境流场进行模拟分析。本文采用 CFD 方法数值模拟热风供热的玻璃温室

收稿日期: 2007-07-05

^{*} 国家重大基础研究前期研究专项资助项目(项目编号:2005CCA04600)、浙江省重大科技专项重点项目(项目编号:2006C12040)和浙江省重中之重学科开放基金资助项目

陈教料 浙江工业大学机电工程学院 讲师, 310032 杭州市

胥芳 浙江工业大学机电工程学院 教授

张立彬 浙江工业大学机电工程学院 教授 博士生导师

盛军强 浙江工业大学机电工程学院 硕士生

三维温度场,并采集现场实验数据对仿真结果进行验证。

1 实验测试及方法

实验温室为浙江工业大学校园内的 Venlo 型玻璃温室,位于东经 120°09',北纬 30°14'。温室面积 230.4 m²(24 m×9.6 m),屋脊为东西走向 3 跨,每跨 3.2 m,温室四周及屋顶覆盖材料为 4 mm 厚浮法玻璃,加热设备为 2.1×10⁵ kJ 燃油热风炉供暖系统。

实验时间为 2007 年 3 月 5 日,室外温度较低且相对平稳,其中加热从 03:30 开始 04:00 停止。数据采集系统采用浙江工业大学开发的温室监控系统和室外气象站的数据采集仪,数据每隔 1 min 记录 1 次。传感器型号、测量范围及精度为:①瑞典 DS18B20 型温度传感器,测量范围 -20~100℃,精度 ±0.3℃。②芬兰 VAISALA HMW61Y 型温湿度传感器,温度测量范围 0~60℃,精度 ±0.1℃。

③室外环境参数采用自动气象站(美国 HOBO 公司)采集,其中温度测量范围 -20~50℃,精度 ±0.5℃;风速范围与精度 0~44 m/s,±0.5 m/s(<17 m/s),±3%(17~30 m/s),±4%(30~44 m/s);辐射测量范围及精度 0~1 280 W/m²,±5%。

温室内共布置 13 个空气温度监测点,其中在温室纵面平面中心沿垂直方向布了 5 个测点,自上而下位置为:温室屋脊(4 650 mm)、保温幕上方(3 760 mm)、保温幕下方(3 660 mm)、温室中间高度(2 400 mm)及植物冠层高度(1 200 mm);在温室纵向平面中心东西两侧各布置了 2 个点对温度进行实时监测(图 1a)。考虑温室空间结构的对称性,在温室中心横向截面南半侧布置 4 个温度测点,其中 2 个靠南侧墙,另 2 个距南侧墙 2.4m 位置(图 1b)。另外,为消除温室内由于空间存在温差,使模拟初始温度设置引起偏差,采用预先开启内循环风机使室内空间各点温度均衡。

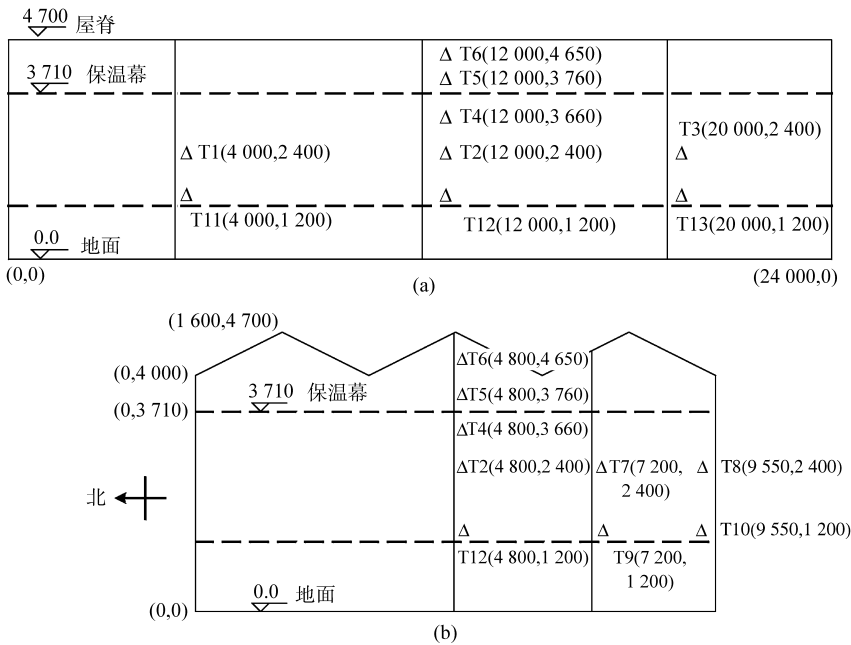


图 1 温室内温度测量点分布图

Fig.1 Position distribution of temperature measurement points in greenhouse
(a) 温室纵向中心截面(mm) (b) 温室横向中心截面(mm)

2 温室数学模型

2.1 CFD 技术基础

温室热风采暖是以热风风机为热源对温室内的空气进行加热。该过程中空气的流动除热风风机吹出热风与温室内的空气产生强迫对流外,还有高温气体在浮升力作用下产生的自然对流。在进行封闭腔内自然对流换热的数值计算时,为便于处理由于温差而引起的浮升力项,常采用 Boussinesq 假设。由于温室一般尺度很大,使得瑞利数也很大。由于

热风供热同时存在热压与风压并且在温室边界的限制下将不可避免地引起湍流,以及根据 CFD 方法研究温室自然通风的文献分析^[1-8],加热条件下温室内部气流可看成湍流流动。由于标准 $k-\epsilon$ 优越的收敛性能和合理的精确度,可以对此进行较好的模拟计算。

单位质量流体湍流动能 k 传输方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (1)$$

耗散率 ϵ 传输方程为

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2)$$

其中 $G_k = \mu_i \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_i}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

式中 G_k ——由平均速度梯度引起的湍流动能 k 的产生项

G_b ——由浮力引起的湍流动能 k 的产生项

μ_t ——旋涡粘性系数 ρ ——流体密度

\mathbf{u} ——流速向量 μ ——动力粘度

β ——空气热膨胀系数

i, j ——张量的指标形式,取值范围(1,2,3)

g_i ——重力加速度在第 i 方向分量

Pr_t ——湍流 Prandtl 常数,可取 0.85

$C_{\mu}, \sigma_k, \sigma_\epsilon, C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}$ ——常数,分别取 0.09、1.00、1.30、1.44、1.92

2.2 辐射模型

温室与外部环境之间的热辐射比大多数建筑要强烈,热辐射是温室夜间热量损失的主要机理之一。当辐射换热量与导热、对流换热量相比较小时,应该考虑在其计算中包含由辐射传热过程。对于具有吸收、发射、散射性质的介质,在位置 \mathbf{r} 、沿方向 \mathbf{s} 的辐射传播方程(RTE)为^[9]

$$\frac{dI(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} + (a + \sigma_s) I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int I(\mathbf{r}, \mathbf{s}') \Phi(\mathbf{s}, \mathbf{s}') d\Omega' \quad (6)$$

式中 \mathbf{r} ——位置向量 \mathbf{s} ——方向向量

\mathbf{s}' ——散射方向向量 σ_s ——散射系数

s ——沿程长度(行程长度)

a ——吸收系数 n ——折射系数

σ ——斯蒂芬-玻耳兹曼常数,

$$5.672 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$$

I ——辐射强度,依赖于位置(\mathbf{r})与方向(\mathbf{s}')

T ——当地温度 Φ ——相位函数

Ω' ——空间立体角

综合考虑光学深度($a + \sigma_s$) s 、散射与发射、气体与颗粒之间的辐射换热、半透明介质与镜面边界、局部热源等影响因素,决定选取离散坐标辐射(DO)模型来建立温室加热环境模型。DO模型把沿 \mathbf{s} 方向

传播的辐射方程(RTE)视为某个场方程。方程(6)转换为

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

2.3 软件选择

对于在求解域内建立的偏微分方程,由于所处理问题自身的复杂性,造成很难获得方程的真解,可用数值方法来定解。采用具有 PISO(the pressure implicit with splitting of operators)算法的有限体积法对流场微分方程进行离散。PISO算法与标准的 SIMPLE 算法相比,具有较高的计算效率。PISO算法可看作是对 SIMPLE 的扩展,包含 1 个预测过程和 2 个附加的相邻校正和偏斜校正。本文采用 Fluent 软件来进行温室加热环境的模拟仿真,软件包括 Gambit 在 Windows 环境下运行平台 Exceed 7.1,前处理软件 Gambit 2.0.4 及通用 CFD 解算器 Fluent 6.0。

2.4 计算域与网格划分

对温室整体内空气相互之间不断发生的传质传热过程,以及边界条件设置的难易程度与准确性,将温室的整体建立三维计算域进行研究分析(图 2)。由于加热系统基本在夜间开启,作物蒸腾量可忽略。室内种植观赏凤梨尚在苗期,叶面积指数较小,因此作物的传热因素可以可忽略^[10]。为了提高计算的效率和精度,不考虑保温幕对加热环境的影响,实验时收拢保温幕。实验温室加热系统采用 2 个热风出口,分别设置在(3 200, 200, 24 00 mm)和(6 400, 200, 2 400 mm)。热风风机出风口在模型中简化成 2 个热风喷口,回风口则用 1 个出气口替代。

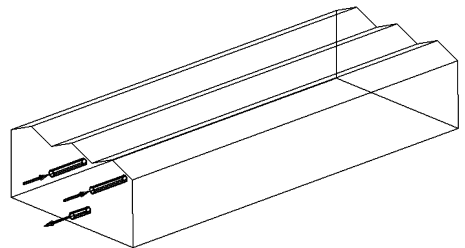


图 2 温室 CFD 模型计算域

Fig.2 Greenhouse computational domain using Gambit

对流动与传热问题进行数值计算时,其中很重要的一步就是生成网格,既要空间上连续的计算区域进行剖分,划分成为许多个子区域,并确定每个区域中的节点。流动与传热问题数值计算结果最终的精度及计算过程的效率,主要取决于所生成的网格和所采用的算法。计算域采用适应于不规则区域离散划分的非结构化、非均匀网格,在入口和出口附近流场变化梯度较大的区域进行网格加密处理

(图 3),生成 13 136 个节点,63 082 个体网格。

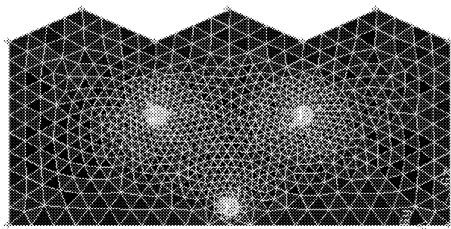


图 3 网格划分(局部)

Fig. 3 Grid generated in the domain (part)

2.5 边界条件

网格划分完成后,在 Gambit 中设置计算域的边界类型,2 个速度入口、1 个压力出口及壁面类型,并将整个计算域定义为流体域类型。由于温室内气温相对室外气温高,要损失热量,在建立 CFD 模型时以单独温室为计算域,温室热量的散失以设置壁面热传导系数方法实现。温室壁面材料与室内空气的物理属性与测量的环境等初始参数和边界条件如表 1 所示。地面设置为绝热的壁面,在设置边界条件时主要依据采集的实验数据。由于实验期间室外温度较稳定,故设置为固定值。

3 仿真与讨论

模拟仿真在 Pentium(R) 4 CPU 2.93 GHz, DDR 2G 的内存计算机上进行计算。采用自适应步

表 1 模型的初始参数及边界条件

Tab.1 Basic parameters and boundary condition of simulated model

参数	数值
空气密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1.225
导热系数 $\lambda/\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	0.022 5
热膨胀系数 β/K^{-1}	3.356×10^{-3}
比热容 $C_p/\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	1.005
动力粘度 $\mu/\text{kg}\cdot(\text{m}\cdot\text{s})^{-1}$	1.83×10^{-5}
玻璃密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	2 500
玻璃导热系数 $\lambda/\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	0.74
入口速度 $/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	6
入口温度 /K	320.6
出口温度 /K	283.2
流场初始温度 /K	283.2
室外温度 /K	278.6

长法经过 200 个时间步计算(每个时间步长内最多迭代次数为 20)达到稳定,平均每次计算需 24 h 左右,模拟结果如图 4、5 所示。

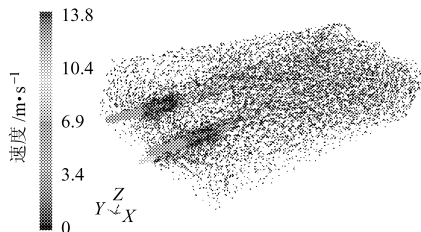


图 4 温室速度场矢量模拟图

Fig. 4 Simulated airflow velocity vectors in greenhouse

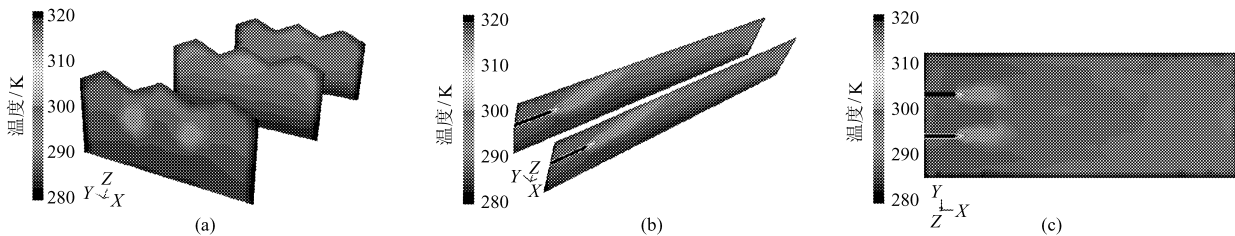


图 5 温室截面温度分布模拟云图

Fig. 5 Simulated temperature contours of cross sections

(a) $X=4\ 000,12\ 000,20\ 000\ \text{mm}$ 截面 (b) $Y=3\ 200,6\ 400\ \text{mm}$ 截面 (c) $Z=2\ 400\ \text{mm}$ 截面

出风口温度为 320 K 左右,随着气体的扩散与热传导加剧,离出风口位置越远温度越低。速度场区域间气流速度差别很大,很难达到温度场的均匀分布;而且温室内高度越低,气流速度越小(图 4)。另外,温室内流场温度分布的梯度变化非常明显,尤其是近壁区的等温面非常狭小,温差较大(图 5)。从 X 轴方向看(图 5a),截面上可以观察到明显的温度分层,除近壁区,温室内温度分布随着空间高度的升高而增长,热浮力作用明显。通过 Y 轴方向的一个断面可以更好地观察温度场在竖直方向的分布情况(图 5b)。在风速低于 2 m/s 条件下能够观察到热浮力对温室通风的影响,而风速低于 0.5 m/s 时

热浮力是温室通风的主要驱动力,本次模拟计算时考虑了热浮力的影响。喷射管内气流速度为 6 m/s,气流喷出风管后马上呈上升趋势,温室内热气沿屋顶下表面向远方扩散。图 5c 反映了热气喷射口中心高度($Z=2\ 400\ \text{mm}$)的水平面上温度场分布情况,流场基本上呈中心线对称,与对称的计算域及边界条件设置吻合。

温室内测量点仿真温度值与实测值比较如图 6 所示,其中横坐标数值表示测量点标号,纵坐标表示模拟值与实验实测温度值。从 13 个点的数据看出,模拟温度值相对实测值偏低,计算均方根误差为 0.67 K,说明基本吻合。且数值模拟所得温室内各

测点温度与实验温室内现场采集的数据在总体上是一致的。

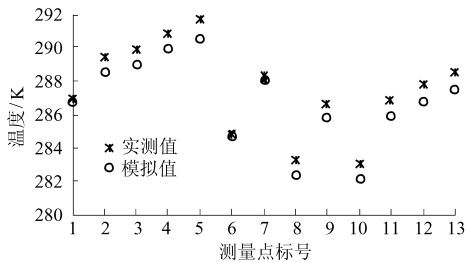


图6 温度模拟值与实验实测值比较

Fig.6 Comparison of measured and simulated temperatures

4 结论

(1)数值模拟所得温室内各测点温度与温室内

现场采集的数据在总体上是一致的。虽然数值模拟的温室内温度分布与现场实测结果在数值上存在差异,最大误差为 1.2 K,误差不超过 5%,而且从空间分布的总体趋势来看是一致的,说明对温室热环境的数值模拟是成功的,所建立的 CFD 模型及其边界条件是有效的,采用 Fluent 软件进行夜间热风加热条件下的温室热环境数值分析是可行的。

(2)在温室加热条件下,速度场区域间气流速度差别很大,很难达到温度场的均匀分布。另外温室内流场温度分布的梯度变化非常明显,尤其是近壁区的等温面非常狭小,温差较大。因此需要在温室内加装热风管道,实现室内均匀的温度场。

参 考 文 献

- Kacira M, Sase S, Okushima L. Optimization of vent configuration by evaluating greenhouse and plant canopy ventilation rates under wind induced ventilation[J]. Transactions of the ASAE, 2004, 47(6): 2 059~2 067.
- Boulard T, Wang S. Experimental and numerical study on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2002, 34(1~3): 173~190.
- Molina-Aiz F D, Valera D L, Alvarez A J. Measurement and simulation of climate inside Almeria-type greenhouses using computational fluid dynamics[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 2004, 125(1~2): 33~51.
- 沈明卫, 郝飞麟. 连栋塑料温室自然通风流场的稳态模拟——防虫网对温室内流场的影响[J]. 浙江大学学报:工学版, 2006, 40(11): 1 582~1 587.
Shen Mingwei, Hao Feilin. Static simulation of airflow distribution inside multi-span plastic greenhouse: influence of insect-proof screens on airflow inside greenhouse[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2006, 40(11): 1 582~1 587. (in Chinese)
- 李永欣, 李保明, 李真, 等. Venlo 型温室夏季自然通风降温的 CFD 数值模拟[J]. 中国农业大学学报, 2004, 9(6): 44~48.
Li Yongxin, Li Baoming, Li Zhen, et al. Simulation of a naturally ventilating cooling process for a Venlo greenhouse in summer[J]. Journal of China Agricultural University, 2004, 9(6): 44~48. (in Chinese)
- Teitel M, Tanny J, Ben-Yakir D, et al. Airflow patterns through roof openings of a naturally ventilated greenhouse and their effect on insect penetration[J]. Biosystems Engineering, 2005, 92(3): 341~353.
- Fatnassi H, Boulard T, Ponce C T, et al. Optimization of greenhouse insect screening with computational fluid dynamics [J]. Biosystems Engineering, 2006, 93(3): 301~312.
- 戴剑锋, 罗卫红, 李永秀, 等. 基于小气候模型的温室能耗预测系统研究[J]. 中国农业科学, 2006, 39(11): 2 313~2 318.
Dai Jianfeng, Luo Weihong, Li Yongxiu, et al. A microclimate model-based energy consumption prediction system for greenhouse heating[J]. Scientia Agricultura Sinica, 2006, 39(11): 2 313~2 318. (in Chinese)
- Fluent Inc.. Fluent user's guide[M]. Fluent Inc., 2003.
- 胥芳, 张立彬, 陈教科, 等. 玻璃温室小气候温湿度动态模型的建立与仿真[J]. 农业机械学报, 2005, 36(11): 102~105, 131.
Xu Fang, Zhang Libin, Chen Jiaoliao, et al. Modeling and simulation of subtropical greenhouse microclimate in China[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(11): 102~105, 131. (in Chinese)