

基于风机盘管热风供热系统的温室热环境研究*

王 谦 郭泽宇 吉恒松 成 珊 张程程

(江苏大学能源与动力工程学院, 镇江 212013)

摘要: 为进一步提高温室供热系统整体供热效率, 针对生物质锅炉作为热源、风机盘管作为末端散热装置的温室热风供热系统, 建立了试验温室冬季夜间供暖条件下的室内热环境模拟 CFD 模型, 对室内温度场分布进行了数值模拟并与试验结果进行对比。结果表明, 二者所描述的温室内温度场的分布趋势相同, 各点误差均小于 3℃, 计算均方根误差为 0.66℃, 验证了所建 CFD 模型的有效性。模拟结果表明: 采用该热风供热系统可有效提高室内温度, 植物生长区域温度范围为 12~17℃, 植物层温度分布均匀, 无较大梯度变化。

关键词: 温室 热风供热 风机盘管 热环境 计算流体力学

中图分类号: S625.4; TP391.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)08-0219-05

Investigation of Thermal Environment in Greenhouse Based on Fan Coil Unit Forced-air Heating System

Wang Qian Guo Zeyu Ji Hengsong Cheng Shan Zhang Chengcheng
(School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: In order to further improve overall heating efficiency of the greenhouse heating system, a hot air heating system which used the biomass boiler as a heat source and the fan coil as the end of the cooling device was presented. Combined with experiment greenhouse, a CFD model about this greenhouse without plants was set up. After that, a CFD simulation was carried out by using this CFD model. After compared with the simulation results and experimental data, it was found that the overall trend of the temperature in the greenhouse was consistent. Error of each point was less than 3℃, and the root mean square error was 0.66℃. The results indicated that the CFD model was effective. The results showed that the forced-air heating system could effectively improve the indoor temperature. The temperature range of plant growth area was 12~17℃. The plant canopy temperature was evenly distributed without larger gradient.

Key words: Greenhouse Forced-air heating system Fan coil Thermal environment Computational fluid dynamics

引言

温室供热技术与温室微气候有着密切的关系。随着 CFD 技术的飞速发展, CFD 被越来越多地运用于现代温室的微气候研究中。Shklyar 等都将 CFD 模型应用在机械通风和自然通风温室中^[1~2]。国内

童莉等采用 CFX 软件对机械通风和太阳辐射同时作用下的华北型连栋温室三维气流场和温度场进行了数值模拟研究^[3]。陈教料等提出采用 CFD 方法数值模拟基于燃油热风炉供暖系统的玻璃温室三维温度场, 并采集现场试验数据对仿真结果进行验证^[4]。朱文见等采用 CFD 二维模拟的方法对连栋

收稿日期: 2012-08-05 修回日期: 2012-12-17
* 国家自然科学基金资助项目(51076060、51276084)、江苏高校优势学科建设工程资助项目、江苏省工业支撑计划资助项目(BE2010198)和江苏大学研究生科研创新计划资助项目(1291130016)
作者简介: 王谦, 教授, 博士生导师, 主要从事新能源利用研究, E-mail: qwang@ujs.edu.cn

温室内圆翼型散热器以及保温幕的布置方式进行了研究^[5]。但是基于风机盘管空调系统的温室热环境的 CFD 模拟研究还较少。

本文研究以生物质锅炉作为热源、风机盘管为末端散热装置的温室热风供热系统。应用 CFD 模拟软件——STAR-CCM + 对温室内温度分布规律进行 3-D 稳态数值模拟研究。

1 温室热风供热系统结构

试验温室为连栋温室,位于北纬 31°92′,东经 120°26′,共两跨,每跨长度 13 m,温室进深 65 m,脊高 7 m,总面积为 1 690 m²。围护结构材料采用 8 mm 厚的 PC 板。温室内种植观赏花卉,种植方式为吊挂和地面盆栽 2 种。

温室内热风供热系统由生物质锅炉、水输送管道、循环水泵、风机盘管以及各种控制和调节阀门组成,如图 1 所示。其中,风机盘管作为温室热风供热系统的末端散热装置水平布置于温室中心的天沟下方,安装高度为 4 m。该系统中生物质锅炉及风机盘管的相关参数如表 1 所示。

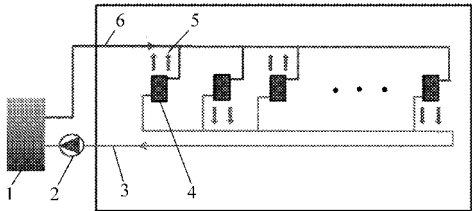


图 1 温室热风供热系统简图

Fig. 1 Greenhouse biomass boiler and hot air heating system
1. 生物质锅炉 2. 循环水泵 3. 回水管 4. 风机盘管 5. 热风 6. 进水管

表 1 系统设备参数

Tab. 1 System equipment parameters	
参数	数值
生物质锅炉数量/台	2
生物质锅炉功率/kW	230
风机盘管数量/台	21
风机盘管额定热功率/kW	20. 25
风机盘管风量(高/中/低)/m ³ ·h ⁻¹	2 380/1 785/1 340

2 温室 CFD 模型

2.1 数学模型和基本控制方程

温室采暖中各种影响因素较为复杂,在数值模拟时,为使问题简化,将物理模型作一定的简化。本文对所研究的温室模型作如下假设:①温室中花卉采用盆栽。根据计算,植物与空气间热量和水蒸气的交换较小,可忽略不计,因此温室中所种植物未考虑在模型内^[6-7]。②试验温室为制造工艺相当成熟

的大型连栋温室,外围护覆盖材料采用 PC 板,其间的缝隙可有效杜绝。寒冷冬季夜间温室内通风的频率与强度较小,所以门窗冷风渗透未考虑在模型内。

温室供热过程中,温室内空气的流动除了风机盘管引起的强迫对流外,还有在浮升力的作用下引起的自然对流。在进行温室内对流换热的数值模拟时,常采用 Boussinesq 假设处理室内由空气温差引起的浮升力项。由于试验温室几何尺寸很大,温室内空气流动产生的瑞利数 Ra 一般大于 10^7 ,具有较高的湍流特性,符合 $k-\varepsilon$ 湍流模型^[8]。因此,本文在研究温室温度场时,采用湍流模型来进行计算模拟并在近壁处采用壁面函数法。

单位质量流体湍流动能 k 传输方程为^[9]

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

式中 ρ ——流体密度 t ——时间
 i, j ——张量的指标形式
 μ ——动力粘度 u_i ——流速向量
 μ_t ——旋涡粘性系数
 σ_k ——常数 ε ——耗散率
 G_k ——由平均速度梯度而产生的湍流动能 k 的产生项
 G_b ——由浮力而产生的湍流动能 k 的产生项
耗散率 ε 传输方程为

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

其中 $G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ (3)

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \tag{4}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{5}$$

式中 T ——当地温度
 Pr_t ——湍流 Prandtl 常数
 β ——空气热膨胀系数
 g_i ——重力加速度在第 i 方向的分量
 $C_\mu, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ ——常数

2.2 网格划分

本文研究的对象是温室内部空气之间不断发生的传热、传质过程,从模型边界条件设置的准确性和难易程度考虑,选取整个温室建立三维计算模型进行模拟研究。试验温室热风供热系统的末端散热装置采用风机盘管,风机盘管在模型中简化为由一一对应的出风口和回风口组成的热风供给单元。

考虑到温室结构的不规则性,采用非结构化多面体网格对计算域进行离散化(图 2)。由于风机盘管附近空气流动状态复杂,风机盘管出风口部分区域温度梯度较大,对风机盘管进出口附近区域进行局部网格加密。整体计算域划分网格完毕后,共生成 151 762 个节点、440 691 个体网格。

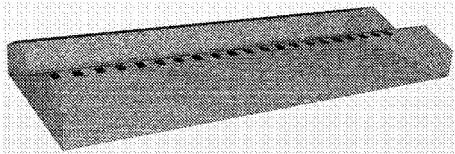


图 2 网格划分

Fig. 2 Grid generated in domain

2.3 边界条件

温室供热系统中传热方式主要是辐射换热和对流换热,因此将地面、外墙及屋顶外表面设为漫灰体壁面。

通常风机盘管模型是单独进行分析的,从风机盘管本身内部结构入手考虑其热工性能以及空气和水流动方式等因素,所建立的模型较为复杂,需要考虑的参数较多,不利于整体供热系统的优化^[10]。本文从风机盘管稳定传热的角度出发,忽略风机盘管由内部结构等因素造成的影响,将风机盘管视为供热系统中一个简单的热风供给单元,对试验温室内所用的风机盘管进行建模。风机盘管模型的建立首先需要对风机盘管内部结构和物理特性进行简化,以得到理想的模型:①将风机盘管内部的空气和水蒸气均视为理想气体,流体热容与密度的变化均忽略。②风机盘管内空气流均匀地通过盘管换热器,空气与盘管换热器外表面的换热系数与传质系数一定,其值只随空气的流速变化。③忽略风机盘管内漏水,进出水流量相等,温度不变。④忽略由风机运行造成的空气流升温^[11]。

基于以上模型假设,风机盘管出风口温度迭代计算公式为

$$T_{in} = T_{out} + \frac{3\ 600P_r}{c_v G_a} \tag{6}$$

其中 $P_r = (1.88 - 0.04T_{out})P_a$ (7)

- 式中 T_{in} ——风机盘管出风口平均温度,℃
 T_{out} ——风机盘管回风口平均温度,℃
 c_v ——空气比定容热容,kJ/(kg·℃)
 G_a ——风机盘管额定风量,m³/h
 P_r ——风机盘管实际热功率,kW
 P_a ——进口空气温度为 21℃ 时的额定热功率,kW

简化后的风机盘管成为输出功率只与出风口风量、出风口温度和回风温度相关的热风供给单元。

应用 STAR-CCM + 软件的 Field Functions 功能将式(6)、(7)编译成迭代函数,调入运行程序,设定风机盘管模型的边界条件。

温室模型中边界条件及初始值的设置主要依据试验温室现场采集的数据,如表 2 所示。

表 2 模型初始参数

Tab. 2 Initial parameters of model

参数	数值
室外空气温度/℃	-6.3
室内空气温度/℃	5.0
空气密度/kg·m ⁻³	1.173
空气导热系数/W·(m·℃) ⁻¹	0.026 8
空气比热容/kJ·(kg·℃) ⁻¹	1.025
室内地面温度/℃	9.4
屋顶对流换热系数/W·(m ² ·℃) ⁻¹	5.5
四面围护结构对流换热系数/W·(m ² ·℃) ⁻¹	5.5

2.4 模型有效性验证

为验证所建立 CFD 模型的有效性,对设计温室进行试验研究,并采集温室内关键位置监测点温度对仿真结果进行验证。

试验温室共两栋,由于温室结构以及风机盘管安装均对称,仅测试其中一栋,另一栋视为对称温室。图 3 为试验温室内关键位置温度监测点分布图。温室内共布置 12 个温度监测点,其中在经过温室中心的纵向平面内布置 8 个温度监测点(图 3a),在经过温室中心线的横向平面南北两侧分别布置两对位置对称的温度监测点(图 3b)。各监测点温度的测量采用 HE400 型温度传感器,其测量范围:-30~70℃,精度:±0.1℃。

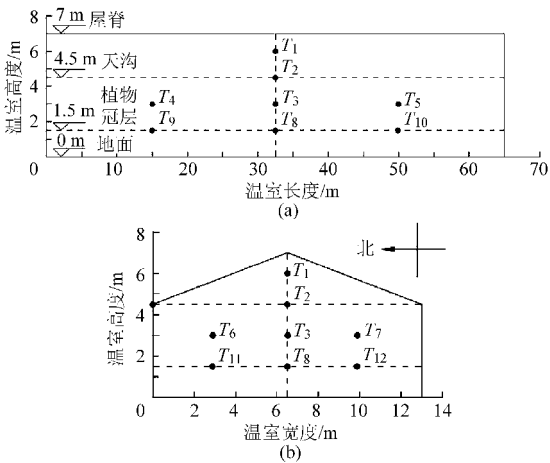


图 3 试验温室内关键位置温度监测点分布图
Fig. 3 Maps of temperature monitoring points at key positions in test greenhouse
(a) 温室中心纵向截面 (b) 温室中心横向截面

试验前先开启风机盘管内循环风机,使室内各点温度尽量均衡。试验期间温室天窗、侧窗、大门全

部关闭,风机盘管开至高挡,风量为 2 380 m³/h。试验时间为 2011 年 12 月 14 日 2:20~3:00,温室供热系统开始工作后,每隔 5 min 观察一次室内各监测点温度,当各测点温度均稳定后,记录其温度。

3 数值仿真与分析

图 4 为温室水平面平均温度随高度变化曲线。从 0.2 m 到 1.5 m 为植物生长区域,从图中可以看到在该区域内的温度范围是 12~17℃。

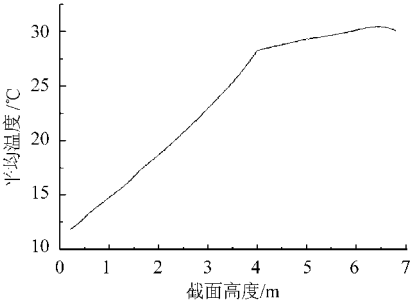


图 4 温室水平向截面平均温度随高度变化曲线
Fig.4 Curves of horizontal section average temperature with height cariation

图 5a 是温室关键位置横纵截面的温度分布图。从 X 轴方向看,在高度方向上可以观察到明显的温度分层,室内温度分布与空间高度相关,随着高度升高、温度增加,说明热浮力作用明显。通过 X 轴方向的截面可以更好地观察温度场在竖直方向的分布情况,从图中可以看出越靠近地面,温度梯度越趋于平缓均匀。

图 5b 反映了风机盘管中心高度水平面温度场分布情况,在该平面上温度基本呈中心线对称分布,与对称的计算域和边界条件设置吻合。风机盘管出口附近由于热负荷较大形成明显的温度梯度。

图 5c 反映了温室中植物冠层高度水平面温度场分布云图。从图中可以看出,该区域内温度分布均匀,无较大梯度变化,整个平面的温度为 13~16℃,温差为 3℃。

温室内关键位置温度监测点模拟值与试验值比较如图 6 所示。从图中可以看出,温室内关键位置温度监测点的试验值与计算值的总体趋势一致,各点误差均小于 3℃。除 T₁外其余各监测点相对误差均在 8% 以内,计算均方根误差为 0.66℃。其中 T₁ 是近壁面监测点,相对误差为 9.43%。近壁面监测点的模拟温度与试验实测值之间的误差大于远壁面,其主要原因是空气与壁面之间复杂的质能交换难以用数学模型准确描述。由于在数值模拟中未考虑室外风速的影响,温室内监测点试验值普遍小于计算值。虽然仿真结果与试验数据在数值上存在一

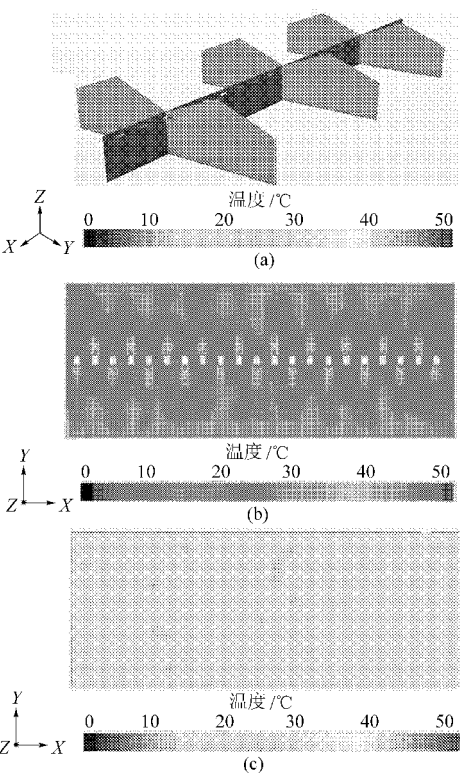


图 5 温室截面温度分布模拟云图
Fig.5 Simulated temperature contours of cross sections
(a) 关键位置横纵截面分布图 (b) Z=4 m 水平分布图
(c) Z=1.5 m 水平分布图

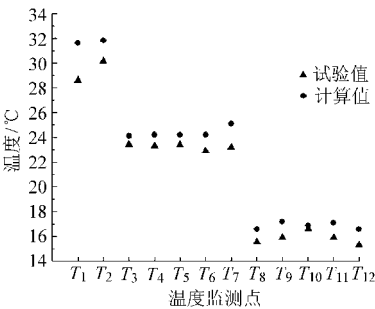


图 6 温度监测点模拟值与试验值比较
Fig.6 Comparison of simulated and experimental values of temperature monitoring point

定差异,但温室内温度场的分布趋势相同,验证了所建 CFD 模型的有效性。该图同时反映了温室内部不同位置之间存在气温差异。监测点 T₃至 T₇位于温室内高度为 3 m 的水平面内,该平面内各监测点之间温差均小于 1.5℃,且各点温度均在 24℃左右,与图 4 对应高度平面的平均温度相吻合。监测点 T₈至 T₁₂位于温室内高度 1.5 m 的水平面内,该平面内各监测点温度均在 16℃左右,且各监测点之间温差均小于 1℃,说明该平面内温度分布较均匀,与图 5c 所示植物冠层高度平面温度场分布云图吻合。监测点 T₁、T₂ 处于高于温室天沟高度的位置,与高度为 1.5 m 及 3 m 的水平面内各监测点温度相比存在明显温差。由各监测点数据知,温室内部不同水

平面内温度有所差异,但在同一水平高度的温度场分布比较均匀,与图 5 温室内截面温度分布模拟云图吻合。

4 结论

(1) 建立了试验温室在冬季夜间供暖条件下的室内热环境模拟 CFD 模型,并对室内温度场分布进行了数值模拟。所得模拟结果与试验值吻合较好,各监测点误差均小于 3℃,除近壁面测点以外其余

各点相对误差均在 8% 以内,计算均方根误差为 0.66℃。说明所建立的 CFD 模型及其边界条件是有效的。

(2)通过对整个试验温室进行热环境模拟,预测了温室内部空气的温度场分布。模拟结果表明:采用该热风供热系统可有效提高室内温度,植物生长区域温度范围是 12~17℃,且植物生长区域温度分布均匀,无较大梯度变化,所设计的温室风机盘管热风供热系统具有一定的实际应用价值。

参 考 文 献

1 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.

2 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.

3 童莉,张政,陈忠购,等. 机械通风条件下连栋温室速度场和温度场的 CFD 数值模拟[J]. 中国农业大学学报,2003,8(6): 33~37.

Tong Li, Zhang Zheng, Chen Zhonggou, et al. Simulation of mechanical ventilation for Huabei-type multispan plastic greenhouse [J]. Journal of China Agricultural University, 2003, 8(6):33~37. (in Chinese)

4 陈教料,胥芳,张立彬,等. 基于 CFD 技术的玻璃温室加热环境数值模拟[J]. 农业机械学报,2008,39(8):114~118.

Chen Jiaoliao, Xu Fang, Zhang Libin, et al. CFD-based simulation of the temperature distribution in glass greenhouse with forced-air heater[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(8):114~118. (in Chinese)

5 朱文见. 冬季供暖条件下连栋温室夜间热环境的 CFD 模拟[D]. 北京:中国农业大学,2005.

Zhu Wenjian. CFD simulation of the heat environment of multi-span greenhouse at night in winter under heating[D]. Beijing: China Agricultural University, 2005. (in Chinese)

6 陈教料,胥芳,张立彬,等. 基于热平衡模型的温室地表水源热泵系统供暖设计与试验[J]. 农业工程学报,2010,27(11): 227~231.

Chen Jiaoliao, Xu Fang, Zhang Libin, et al. Design and experiment of surface water-source heat pump system for greenhouse heating based on thermal balance model[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(11): 227~231. (in Chinese)

7 Boulard T, Wang S. Greenhouse crop transpiration simulation from external climate conditions [J]. Agricultural and Forest Meteorology, 2000, 100(1):25~34.

8 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001.

9 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京:清华大学出版社,2004:120~124.

10 姚晔,连之伟,周湘江. 风机盘管换热器动态换热模型及计算机仿真[J]. 上海交通大学学报,2004,38(2):316~320.

Yao Ye, Lian Zhiwei, Zhou Xiangjiang. Dynamic model and simulation of fan-coil heat exchanger[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2004, 38(2): 316~320. (in Chinese)

11 尹应德,张玲,兰丽,等. 风机盘管的模拟、调节和节能分析[J]. 制冷与空调,2005,5(1):41~45.

Yin Yingde, Zhang Ling, Lan Li, et al. Stable simulation, adjustment and energy-conservation analysis of the fan coil[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2005, 5(1): 41~45. (in Chinese)

(上接第 244 页)

16 孟志军,赵春江,付卫强,等. 变量施肥处方图识别与位置滞后修正方法[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 204~209.

Meng Zhijun, Zhao Chunjiang, Fu Weiqiang, et al. Prescription map identification and position lag calibration method for variable rate application of fertilizer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 204~209. (in Chinese)

17 齐江涛,张书慧,于英杰,等. 基于蓝牙技术的变量施肥机速度采集系统设计[J]. 农业机械学报,2009, 40(12): 200~204.

Qi Jiangtao, Zhang Shuhui, Yu Yingjie, et al. Development of a ground speed collecting system for the variable rate fertilizer machine based on bluetooth[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12):200~204. (in Chinese)

18 苑严伟,张小超,吴才聪,等. 平移式喷灌机同步行走控制雨量分布仿真[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(5):603~608.

Yuan Yanwei, Zhang Xiaochao, Wu Caicong, et al. Simulation of water spraying lateral distribution in synchronously controlled moving linear move irrigators[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(5):603~608. (in Chinese)