DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.01.029

机械通风条件下玻璃温室热环境数值模拟*

吴飞青[1,2]　张立彬[1]　胥　芳[1]　陈教料[1]　陈　晓[1]

(1. 浙江工业大学机械制造及自动化省部共建教育部重点实验室,杭州 310032;
2. 浙江大学宁波理工学院信息科学与工程分院,宁波 315100)

【摘要】 利用 CFD 方法对机械通风条件下温室内热环境进行建模,在模型中考虑了作物、太阳辐射和热辐射,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型和 SIMPLE 算法的有限体积法对流场微分方程进行离散,对室内流场和温度变化以及分布进行了数值模拟。通过在 Venlo 型温室采集关键位置的温度和速度数据,与仿真结果比较发现测试点的温度误差除少数外均控制在 3 ℃之内,相对误差控制在 10% 之内,验证了建立 CFD 模型的有效性。

关键词: 玻璃温室　机械通风　热环境　计算流体动力学　数值模拟

中图分类号: S625.5+1; TP391.9　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2010)01-0153-06

Numerical Simulation of the Thermal Environment in a Mechanically Ventilated Greenhouse

Wu Feiqing[1,2]　Zhang Libin[1]　Xu Fang[1]　Chen Jiaoliao[1]　Chen Xiao[1]

(1. *Key Laboratory of Mechanical Manufacture and Automation, Ministry of Education & Zhejiang Province, Zhejiang University of Technology, Hangzhou* 310032, *China*
2. *School of Information Science and Engineering, Ningbo Institute of Technology, Zhejiang University, Ningbo* 315100, *China*)

Abstract

A modeling method of the thermal distribution in glass greenhouse with mechanical ventilation was proposed based on the CFD technique. The flow regime, which was proved to be turbulent, was modelled by using the standard turbulence model, as well as the crop model, solar radiation and thermal radiation model. The numerical solution was made by applying a finite volume discretization code with the SIMPLE algorithm, and then the velocities and temperatures at key points were measured in a Venlo-type greenhouse. The temperature error and the mean absolute temperature error were controlled in 3 ℃ and 10% respectively except few data. The results indicate that the CFD-based model is effective.

Key words　Glass greenhouse, Mechanical ventilation, Thermal environment, Computational fluid dynamics, Numerical simulation

引言

温室夏季通风降温有自然通风或机械通风 2 种方式。自然通风操作较简单、能耗较少,但对华东地区夏季高温炎热的天气,自然通风降温效果有限;机械通风能够对温室的内部环境进行主动有效的控制,虽存在着能耗大和保养费用高等缺点,但降温效果良好,且便于自动控制,是目前较先进的通风降温方式。在众多的温室降温方式中,湿帘风机降温已在温室系统中被广泛应用。国内外对于机械通风降温系统的研究较少[1~2],对于空间较大的玻璃温室机械通风对 Venlo 型玻璃温室环境的影响还未见报道。本文采用 CFD 技术来预测其室内温度和气流的动态变化,分析室内微气候环境的变化特点。

收稿日期: 2009-03-19　修回日期: 2009-09-14

*科技部重大基础研究前期研究专项(2005CCA04600)、浙江省科技厅重大专项(20060374)和浙江省重中之重实验室开放基金资助项目(JDKF006)

作者简介: 吴飞青,博士生,浙江大学宁波理工学院讲师,主要从事温室智能控制和温室环境数值模拟研究,E-mail: wfq2006@sohu.com

通讯作者: 张立彬,教授,博士生导师,主要从事农业机械化、温室智能控制和温室环境数值模拟研究,E-mail: zhanglb@zjut.edu.cn

1 试验材料与方法

1.1 试验温室

试验温室位于浙江工业大学校园内(东经120°09′、北纬30°14′),温室为南北朝向,主体骨架为优质双面热镀锌钢材结构,覆盖材料为4 mm厚国产优质浮法玻璃(透光率大于85%),顶部及四周为专用铝合金型材(GB/T5237—2000)。温室采用文洛式一跨三屋脊结构,栋宽9.6 m,栋长24 m,总面积230.4 m^2,开间4.0 m,天沟高4.0 m,顶高4.7 m。温室西墙装2台380 V 0.75 kW轴流风机,扇叶直径1 250 mm、排风量40 000 m^3/h,风机中心点:X = 2 400 mm,Y = 1 400 mm,东墙装湿帘(9 000 mm × 100 mm × 1 500 mm),湿帘安装高度650 mm。

1.2 测试方法

试验时间为2007年7月22日,室外温度较高且相对平稳,其中降温从11:30开始,13:30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0 ~ 1 280 W/m^2,精度 ±5%。④SWEMA3000型气流测量仪,风速范围0.05 ~ 20 m/s,精度 ±3%。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个测温点,其中2个靠南侧墙,另2个距南侧墙2.4 m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[3]。

2 模型与计算条件

2.1 基本控制方程

温室机械通风是通过风机强制实现温室内外空气的交换,从而调节温室内环境。由于受到较强的

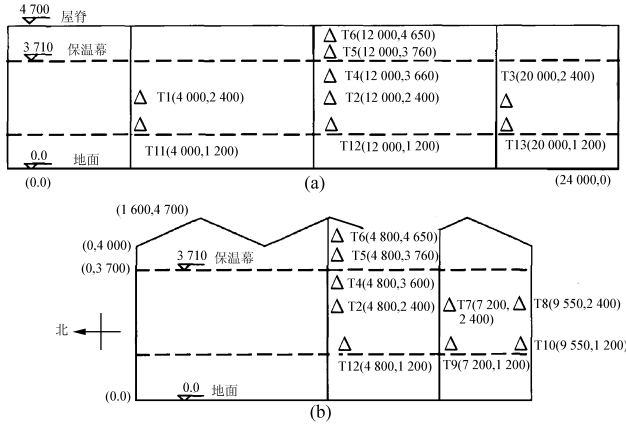

图1 温室内温度测量点分布图

Fig. 1 Position distribution of temperature measurement points in greenhouse

(a) 温室纵向中心截面 (b) 温室横向中心截面

太阳辐射的影响,在机械通风过程中空气的流动除了强迫对流外,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。室内空气在风机强制通风并且在温室边界的限制下将不可避免地引起湍流,以及根据文献[1 ~ 2],室内气流可看成湍流流动。由于标准 $k-\varepsilon$ 模型优越的收敛性能和合理的精确度,可以对此进行较好地模拟计算,并在近壁处采用壁面函数法。在此基础上,计算域内的空气流动及传热满足[4]:

连续性方程

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{1}$$

动量方程

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial(\rho uu)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho uv)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho uw)}{\partial z}=\\
&\mu_{\text{eff}}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)-\frac{\partial p}{\partial x}\\
&\frac{\partial(\rho vu)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho vv)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho vw)}{\partial z}=\\
&\mu_{\text{eff}}\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)-\frac{\partial p}{\partial y}\\
&\frac{\partial(\rho wu)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho wv)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho ww)}{\partial z}=\\
&\mu_{\text{eff}}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)-\frac{\partial p}{\partial z}-\rho g\beta(T-T_{\text{ref}})
\end{aligned} \tag{2}$$

能量方程

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial(\rho uT)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho vT)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho wT)}{\partial z}=\\
&\frac{q}{C_p}+\frac{\lambda_{\text{eff}}}{C_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)
\end{aligned} \tag{3}$$

湍流能量耗散方程

$$\frac{\partial(\rho uK)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho vK)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho wK)}{\partial z}=\Gamma_K\left(\frac{\partial^2 K}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 K}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 K}{\partial z^2}\right)+S_K \quad (4)$$

湍流能量耗散率方程

$$\frac{\partial(\rho u\varepsilon)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v\varepsilon)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w\varepsilon)}{\partial z}=\Gamma_\varepsilon\left(\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial z^2}\right)+S_\varepsilon \quad (5)$$

其他参数值的选用详见文献[5]。

2.2　软件选择与网格划分

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，很难获得方程的真解，可用数值方法来求解。本文采用 Fluent 软件进行温室机械通风环境的模拟仿真，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 6.3。采用具有 SIMPLE 算法的有限体积法对流场微分方程进行离散。SIMPLE 算法是采用“猜测-修正”过程，在交错网格的基础上来计算压力场，从而达到求解动量方程的目的。

对温室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 2a）。实验温室基于长度方向上呈中心面对称，因而在不影响计算精度的前提下，为减少计算机的存储量和提高计算效率，将温室的一半作为实际的计算域。同时为提高计算的效率和精度，不考虑遮阳网对降温影响，实验时收拢内外遮阳网。实验温室降温系统中湿帘在模型中采用速度入口，风机在模型中用速度出口替代。

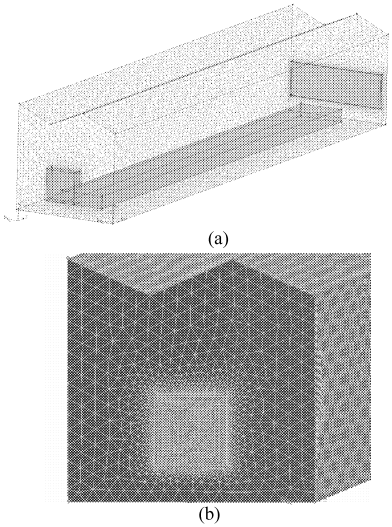

图 2　温室的三维 CFD 模型计算域网格及局部网格加密

Fig. 2　Mesh in the simulated greenhouse and grid refinement in the domain

（a）三维 CFD 模型计算域网格　（b）局部网格加密

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，既要对空间上连续的计算区域进行剖分，划分成为许多个子区域，本计算域划分成 4 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。Venlo 型玻璃温室的屋顶坡面呈锯齿型分布，考虑到其结构的不规整性，计算域采用适应于不同规则区域的离散划分的非结构化、非均匀网格，此外，风机和湿帘附近的流动状况较复杂，于是对风机出口和湿帘入口部分进行了适当地网格加密，在靠近壁面的区域由于巨大的变化梯度对流动造成的影响，对近壁面区域也作了处理（图 2b），生成 123 728 个节点，694 360 个体网格。

2.3　辐射模型

在夏季，太阳辐射是影响夏季机械通风温室内温度场与流场分布的重要因素。当强烈的太阳射线照射到温室的覆盖层时，一部分被其表面反射或折射，一部分被其吸收，其余的则进入温室。进入温室的太阳辐射，一部分被空气介质吸收，其余的被四周固体表面和地面吸收。Fluent 6.3 版本提供了两种太阳加载模型（太阳射线跟踪算法和 DO 辐照算法），能用于计算进入计算域的太阳射线的辐射影响[6]。温室空间的太阳辐射的影响采用太阳射线跟踪算法。在太阳射线跟踪算法中需设置的主要参数：东经 120°09′，北纬 30°14′，时区为 +8，北方方位为[-1,0,0]，东方方位为[0,0, -1]。需注意的是，在加载太阳辐射模型前要用命令行/define/models/radiation/solar-parameters > sol-adjacent-fluidcells 设置为允许用户将太阳载荷应用到毗邻流体的单元。

温室除了受到太阳辐射外，还受到热辐射的影响。在辐射热交换中，温室围护结构表面及土壤表面均假设为具有漫射特性的灰体。本文在辐射换热计算中认为温室内的空气是光学薄的，在这种条件下，辐射能量可以通过很大的距离而不被吸收和散射掉，认为气体不参与辐射换热[7]。Fluent 6.3 软件采用的热辐射模式有多种，由于其中的离散坐标热辐射模式可对材质做不透明和半穿透的处理，而所有热辐射模式中唯有离散坐标热辐射模式可以处理这种效应，故选用离散坐标热辐射（DO）模型。

对一材质于位置 $\boldsymbol{r}$、沿方向 $\boldsymbol{S}$ 的吸收、发射和散射可表示为[8]

$$\frac{\mathrm{d}I(\boldsymbol{r},\boldsymbol{S})}{\mathrm{d}s}+(a+\sigma_s)I(\boldsymbol{r},\boldsymbol{S})=an^2\frac{\sigma T^4}{\pi}+\frac{\sigma_s}{4\pi}\int_0^{4\pi}I(\boldsymbol{r},\boldsymbol{S})\Phi(\boldsymbol{S},\boldsymbol{S}')\mathrm{d}\Omega' \quad (6)$$

式中 $\boldsymbol{r}$——位置矢量 $\boldsymbol{S}$——方向矢量

$\boldsymbol{S}'$——散射方向矢量

s——沿程长度(行程长度)

a——吸收系数 n——折射系数

σ_s——散射系数

σ——Stetan - Boltzman 常数(5.672×10^{-8} W/(m^2·K^4))

I——辐射强度,依赖于位置($\boldsymbol{r}$)与方向($\boldsymbol{S}$)

T——当地温度 Φ——相位函数

Ω'——空间立体角

2.4 边界条件

数值计算的精度取决于边界条件的精度和在数字模型中所使用的方法。

在模型计算中,作物作为多孔介质来模拟。为了反映作物对流体有拖动效应,作物的空气阻力采用层流边界层理论,通过基本控制方程的动量方程的源项体现出来,这个源项有两部分构成,一部分是粘性损失即 Darcy 定律,另一部分是内部阻力损失。对于同质多孔介质来说,可描述为[9]

$$S_\phi=\frac{\mu}{a_1}u+Y\frac{1}{2}\rho|u|u \quad (7)$$

式中 S_ϕ——动量源项 μ——动力粘度

a_1——多孔介质的渗透率

Y——非线性动量损失系数

室内空气与作物之间有质量和能量交换。为了反映作物与流体之间的能量交换,通过基本控制方程的能量方程的源项体现出来,能量交换包括显热和潜热。可描述[10]为

$$S_\phi=Q_{sen}+Q_{lat} \quad (8)$$

$$Q_{sen}=2LAI\rho C_\rho\frac{T_{leaf}-T_i}{r_b} \quad (9)$$

$$Q_{lat}=LAI\rho\lambda\frac{H_c-H_a}{r_b+r_s} \quad (10)$$

式中参数参见文献[10]。

当热空气通过湿帘时,湿帘结构对空气有一定的阻力,同时与湿帘中的水产生显热交换和潜热交换,此时空气温度降低,湿度增加。在模型计算中,湿帘的处理与作物一样,当作多孔介质来处理,其动量和能量通过源项体现[11],动量源项参见式(7),能量源项为

$$Q_{sen}=h(t-t_b)A \quad (11)$$

$$Q_{lat}=rh_{md}(d-d_b)A \quad (12)$$

式中 h——空气与水表面间显热交换系数,取值 40 W/(m^2·℃)

t、t_b——主体空气和边界层空气温度,℃

A——空气与水表面接触的面积,取值 135 m^2

h_{md}——空气与水表面间按含湿量差计算的湿交换系数,取值 0.037 kg/(m^2·s)

d、d_b——主体空气和边界层空气的含湿量,kg/kg

r——温度为 t_b 时水的汽化潜热,J/kg

网格划分完成后,在 Gambit 中设置计算域的边界类型,1 个速度入口,1 个速度出口及壁面类型,并将除作物和湿帘之外的计算域定义为流体域类型。由于温室外气温相对室内气温高,四周和屋顶的窗户都是关闭的,在建立 CFD 模型时以单独温室为计算域,温室热量是通过室内空气接收太阳辐射和温室壁面热传导和对流方法获得。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条件和边界条件如表 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试验数据。由于试验期间室外温度较稳定,故设置为固定值。

表 1 模型的主要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 ρ/kg·m^{-3}	1.225
导热系数 λ/W·(m·K)$^{-1}$	0.022 5
热膨胀系数 β/K^{-1}	3.356×10^{-3}
比热容 C_ρ/kJ·(kg·K)$^{-1}$	1.005
动力粘度 μ/kg·(m·s)$^{-1}$	1.83×10^{-5}
玻璃密度/kg·m^{-3}	2 500
玻璃导热系数/W·(m·K)$^{-1}$	0.74
对流换热系数/W·(m^2·K)$^{-1}$	6.4
入口空气速度 v/m·s^{-1}	0.8
出口空气速度 v/m·s^{-1}	6.0
室外温度/℃	35
地面温度/℃	30

3 数值仿真与分析

模拟仿真在 Intel Core(TM)2 Duo CPU 2.33 GHz,DDR 2GB 内存的计算机上进行。根据温室的特征长度、室内的特征速度等,初始步长设为 2.75×10^{-3} s,采用自适应步长法经过 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,模拟结果如图 3、4 所示。

在炎热的夏季,当温室内的平均温度超过一定

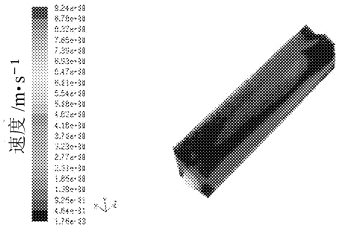

图 3　温室速度场模拟图

Fig. 3　Simulated airflow velocity vectors in greenhouse

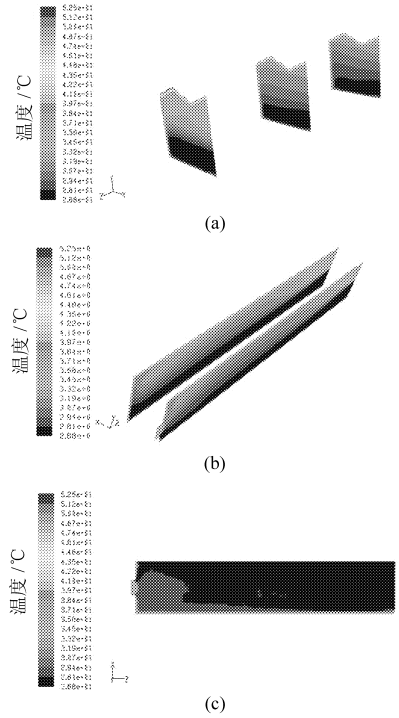

图 4　温室截面温度分布模拟云图

Fig. 4　Simulated temperature contours of cross sections

(a) Z = 4、12、20 m 纵向剖面　(b) X = 2.4、4.8 m 纵向剖面

(c) Y = 1.2 m 温室水平剖面(作物冠层高度)

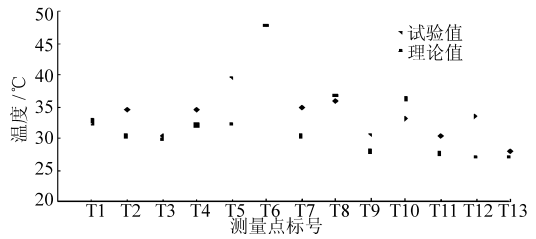

图 5　温度模拟值与试验实测值比较

Fig. 5　Comparison of measured and simulated temperatures

设定值时，风机打开，往温室外抽风，在湿帘处形成负压，温室外部热空气穿过潮湿的湿帘时，热空气与湿帘中的水进行热质交换，热空气温度下降同时湿度增加。从图 3 中可以看出，由于温室内空间大和长度较长，进入温室的空气在动量方面变化不强烈，使得温室内部气流速度差别不大，湍动现象不是十分明显；在气体的扩散过程中，受到作物的阻挡，速度逐渐降低，在出风口附近，由于受到风机强制通风，速度梯度变化较大，湍动现象十分明显。

从 Z 轴方向看，在高度方向上可以观察到室内有明显的温度分层，受强烈的太阳光辐射和浮升力的影响，越靠近顶部，温度梯度越明显，尤其是近壁区的等温面非常狭小，温差较大；越靠近地面，温度梯度越趋于平缓与均匀（图 4a）。通过 X 轴方向断面可观察到温度场在长度方向的分布情况（图 4b），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[12]，本次模拟计算时考虑了热浮力的影响。当湿冷空气进入温室后，由于热浮力效应，呈下降趋势，随气体的扩散，湿冷空气与作物及室内空气进行热交换，使室内空气温度降低。图 4c 反映了作物冠层高度（Z = 1 200 mm）的水平面上温度场分布情况，从图中可以看出作物冠层高度的温度较均匀，整体的水平温度梯度分布为：27 ~ 29℃，温差为 2℃。温室内测量点模拟温度值与实测值比较如图 5 所示。从图中可以看出，关键位置采集点的温度实测值与计算值中有 3 个点的相对误差超过 10%，最大为 18.6%，其余各点的相对误差控制在 10% 之内。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，但模拟数据与实测数据在总体上是一致的，说明基本吻合。

4　结论

（1）通过传感器测量温室典型位置的温度分布情况，与数值模拟结果进行对比，采集点的温度误差除少数外均控制在 3℃之内。从空间分布的总体趋势来看是一致的，验证了 CFD 模拟结果的有效性，说明所建立的 CFD 模型及其边界条件是有效的，采用 Fluent 方法来模拟和优化夏季机械通风条件下的温室内温度场及流场是合理、切实可行的。

（2）在温室机械通风条件下，速度场区域间气流速度差别不大，对于温度场来说，在水平方向上温度差异较小；受强烈的太阳辐射作用，在垂直方向上差异较大，尤其是近壁区的温度梯度明显。因此要实现室内垂直方向上的均匀温度场，还需合理配合使用遮阳网。

参　考　文　献

1　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. CFD 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)

2 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)

3 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)

4 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2004.

5 陈晓. 机械通风条件下 Venlo 型温室内温度场与流场的数值模拟研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2008.
Chen Xiao. Numerical analysis of mechanically ventilated Venlo-type greenhouse[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2008. (in Chinese)

6 温正, 石良辰, 任毅如. FLUENT 流体计算应用教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.

7 佟国红, 李保明, Christopher D M, 等. 用 CFD 方法模拟日光温室温度环境初探[J]. 农业工程学报, 2007, 23(7): 178 ~ 185.
Tong Guohong, Li Baoming, Christopher D M, et al. Preliminary study on temperature pattern in China solar greenhouse using computational fluid dynamics[J]. Transactions of the CSAE, 2007, 23(7): 178 ~ 185. (in Chinese)

8 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.

9 FLUENT Inc.. FLUENT user's guide[M]. Fluent Inc., 2003.

10 胥芳, 张立彬, 陈教料, 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)

11 赵荣义. 空气调节[M]. 4 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.

12 Bot G P A. Greenhouse climate: for physical process to a dynamic model[D]. Wageningen: Wageningen University, 1983.

13 Mistriotis A, Bot G P A, Picuno P, et al. Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 1997, 85(3 ~ 4): 217 ~ 228.

14 李永欣. Venlo 型温室自然通风降温的试验研究与 CFD 模拟[D]. 北京: 中国农业大学, 2004.
Li Yongxin. Computational fluid dynamics modeling and measuring of cooling in a naturally ventilated Venlo-type greenhouse [D]. Beijing: China Agricultural University, 2004. (in Chinese)

15 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)

16 Kittas C, Bartzanas T. Greenhouse microclimate and dehumidification effectiveness under different ventilator configurations [J]. Building and Environment, 2007, 42(10): 3 774 ~ 3 784.

17 吴飞青, 张立彬, 胥芳, 等. 温室夜间热环境 CFD 建模与模拟[J]. 中国科学技术大学学报, 2009, 39(Sup.): 20 ~ 25.
Wu Feiqing, Zhang Libin, Xu Fang, et al. CFD modeling and simulation of the evening thermal environment for a glass greenhouse[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2009, 39(Sup.): 20 ~ 25. (in Chinese)

18 程秀花, 毛罕平, 伍德林, 等. 玻璃温室自然通风热环境时空分布数值模拟[J]. 农业机械学报, 2009, 40(6): 179 ~ 183.
Cheng Xiuhua, Mao Hanping, Wu Delin, et al. Numerical simulation of thermal profiles in spatial and temporal field for natural ventilated glasshouse[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(6): 179 ~ 183. (in Chinese)