



Ingeniería agrícola y biosistemas

ISSN: 2007-3925

ISSN: 2007-4026

Universidad Autónoma Chapingo

Pérez-Vega, Cuauhtémoc; Ramírez-Arias, José Armando; López-Cruz, Irineo L.; Arteaga-Ramírez, Ramón; Cervantes-Osornio, Rocío  
3D computational fluid dynamics modeling of temperature and humidity in a humidified greenhouse  
Ingeniería agrícola y biosistemas, vol. 13, no. 1, 2021, January-June, pp. 16-33  
Universidad Autónoma Chapingo

DOI: <https://doi.org/10.5154/r.inagbi.2020.10.060>

Available in: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=688672120002>

- How to cite
- Complete issue
- More information about this article
- Journal's webpage in redalyc.org



Scientific Information System Redalyc

Network of Scientific Journals from Latin America and the Caribbean, Spain and Portugal

Project academic non-profit, developed under the open access initiative

# 3D computational fluid dynamics modeling of temperature and humidity in a humidified greenhouse

## Modelación mediante dinámica de fluidos computacional 3D de temperatura y humedad en un invernadero con humidificación

Cuauhtémoc Pérez-Vega<sup>1\*</sup>; José Armando Ramírez-Arias<sup>2</sup>; Irineo L. López-Cruz<sup>2</sup>; Ramón Arteaga-Ramírez<sup>2</sup>; Rocío Cervantes-Osornio<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Instituto Tecnológico de Querétaro, Unidad Tolimán. Carretera Tolimán – Casa Blanca km 1, Tolimán, Querétaro, C. P. 76600, MÉXICO.

<sup>2</sup>Universidad Autónoma Chapingo, Carretera México-Texcoco km 38.5, Texcoco, Estado de México, C. P. 56230, MÉXICO.

<sup>3</sup>Instituto Nacional de Investigaciones Forestales Agrícolas y Pecuarias, CEVAMEX. Carretera Los Reyes-Lechería km 18.5, Texcoco, Estado de México, C. P. 56230, MÉXICO.

\*Corresponding author: cuauhtemoc.pv@queretaro.tecnm.mx, tel. 595 10 23 341.

### Abstract

**Introduction:** Medium and low technology greenhouses use natural ventilation as a method of temperature and humidity control. However, at certain times of the year, this is insufficient to extract excess heat inside the greenhouse, so devices such as hydrophanes (humidifiers) have been implemented to reduce the temperature. It is necessary to know the behavior of temperature and humidity, since both factors influence the development of crops and, therefore, their yield.

**Objective:** To develop a computational fluid dynamics (CFD) model of a naturally ventilated zenithal greenhouse equipped with hydrophanes to understand the spatial and temporal distribution of temperature and humidity inside the greenhouse.

**Methodology:** The experiment was carried out in a greenhouse equipped with hydrophanes and grown with bell pepper. Temperature and humidity measurements were performed from March 7 to 25, 2014. The ANSYS Workbench program was used for the 3D CFD modeling.

**Results:** The CFD model satisfactorily described the temperature and humidity distribution of the greenhouse, with an error of 0.11 to 3.43 °C for temperature, and 0.44 to 10.80 % for humidity.

**Limitations of the study:** Numerical modeling using CFD is inadequate to model the temporality of the variables.

**Originality:** There are few studies that model humidity behavior with CFD and the use of hydrophanes in Mexico.

**Conclusions:** The CFD model allowed visualizing the distribution of temperature and air humidity inside the greenhouse.

**Keywords:** numerical models, Navier-Stokes equations, ANSYS Fluent, simulation.

### Resumen

**Introducción:** Los invernaderos de mediana y baja tecnología utilizan la ventilación natural como método de control de la temperatura y la humedad. Sin embargo, en ciertos periodos del año, ésta es insuficiente para extraer el exceso de calor dentro del invernadero, por lo que se han implementado dispositivos como los hidrofanes (humidificadores) para reducir la temperatura. Es necesario conocer el comportamiento de la temperatura y la humedad, ya que ambos factores influyen en el desarrollo de los cultivos y, por lo tanto, en su rendimiento.

**Objetivo:** Desarrollar un modelo con dinámica de fluidos computacional (CFD) de un invernadero tipo cenital ventilado naturalmente y equipado con hidrofanes para conocer la distribución espacial y temporal de la temperatura y la humedad dentro del invernadero.

**Metodología:** El experimento se realizó en un invernadero equipado con hidrofanes y cultivado con pimienta. Las mediciones de temperatura y humedad se realizaron del 7 al 25 de marzo de 2014. Para la modelación mediante CFD en 3D, se utilizó el programa ANSYS Workbench.

**Resultados:** El modelo de CFD describió satisfactoriamente la distribución de temperatura y humedad del invernadero, con un error de 0.11 a 3.43 °C para temperatura, y de 0.44 a 10.80 % para humedad.

**Limitaciones del estudio:** La modelación numérica utilizando CFD es inadecuada para modelar temporalidad de las variables.

**Originalidad:** Existen pocos estudios que modelen el comportamiento de la humedad con CFD y el uso de hidrofanes en México.

**Conclusiones:** El modelo de CFD desarrollado permitió visualizar la distribución de la temperatura y la humedad del aire dentro del invernadero.

**Palabras clave:** modelos numéricos, ecuaciones de Navier-Stokes, ANSYS Fluent, simulación.



## Introduction

Greenhouses in warm and temperate regions use natural ventilation as a method of microclimate control, although at certain times of the year it is difficult to maintain adequate temperature and humidity values for crop growth and development. Tamimi *et al.* (2013) mention that greenhouses can be mechanically ventilated and cooled by wet-wall and fogging systems, which use evaporative cooling to maintain the desired climate inside the greenhouse. A favorable internal environment can be achieved by evacuating excess heat during high insolation (Montero *et al.*, 2001).

Evaporative cooling is the most efficient way to cool the environment inside a greenhouse, especially if the outside air is dry (Kittas *et al.*, 2011). These systems are based on the conversion of sensible heat into latent heat through the evaporation of water, which is supplied mechanically (Arbel *et al.*, 2003). Upon evaporation, water droplets extract thermal energy from the surrounding environment and decreases air temperature while increasing humidity levels (Tamimi *et al.*, 2013). The advantage of fogging systems compared to wet-wall systems, is the uniformity of conditions throughout the greenhouse, so forced ventilation is not necessary (Kittas *et al.*, 2011).

Computational fluid dynamics (CFD) efficiently develops solutions in spatial and temporal fields of pressure, temperature and fluid velocity, and has shown results in the design and optimization of systems within the chemical, hydrodynamic and aerospace industries (Norton *et al.*, 2007). In recent years, CFD has been used to study climatic conditions inside greenhouses. Kim *et al.* (2008) developed a CFD model of humidity distribution in a greenhouse without plants and equipped with fogging system and dehumidifiers with fogging system. In this case, the errors of the simulations for relative humidity were from 0.1 to 18.4 % with fogging system and from 1.1 to 13.1 % with dehumidifiers and fogging system. Tamimi *et al.* (2013) developed a model to analyze air movement inside a naturally ventilated greenhouse equipped with fogging system. The model estimated temperature and relative humidity with an error of 5.7 to 9.4 % and 12.2 to 26.9 %, respectively.

Based on the above, the objective of this study was to develop a 3D CFD model to analyze the temperature and humidity distribution of a naturally ventilated greenhouse (equipped with mechanical humidifiers) with bell pepper (*Capsicum annuum* L.) crop, to provide a tool for the design and management of environmental conditions suitable for crop growth and development in greenhouses of the region.

## Introducción

Los invernaderos de regiones cálidas y templadas usan la ventilación natural como método de control del microclima, aunque en ciertos periodos del año es difícil mantener valores de temperaturas y humedad adecuados para el crecimiento y desarrollo de cultivos. Tamimi *et al.* (2013) mencionan que los invernaderos pueden ser ventilados mecánicamente y enfriados por sistemas de pared húmeda y nebulización, los cuales utilizan enfriamiento evaporativo para conservar el clima deseado dentro del invernadero. Un ambiente interno favorable se puede lograr evacuando el exceso de calor durante la insolación alta (Montero *et al.*, 2001).

El enfriamiento evaporativo es la forma más eficiente para enfriar el ambiente al interior de un invernadero, especialmente si el aire exterior es seco (Kittas *et al.*, 2011). Estos sistemas están basados en la conversión de calor sensible en calor latente a través de la evaporación de agua, la cual se suministra mecánicamente (Arbel *et al.*, 2003). Al evaporarse, las gotas de agua extraen la energía térmica del ambiente circundante y disminuye la temperatura del aire mientras aumentan los niveles de humedad (Tamimi *et al.*, 2013). La ventaja de los sistemas de nebulización, con respecto a los sistemas de muro húmedo, es la uniformidad de las condiciones en todo el invernadero, por lo que no es necesaria la ventilación forzada (Kittas *et al.*, 2011).

La dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés) desarrolla eficientemente soluciones en campos espaciales y temporales de presión, temperatura y velocidad de fluidos, y ha demostrado su eficacia en el diseño y optimización de sistemas dentro de las industrias química, hidrodinámica y aeroespacial (Norton *et al.*, 2007). En años recientes, se ha usado CFD para investigar las condiciones climáticas dentro de los invernaderos. Kim *et al.* (2008) desarrollaron un modelo CFD de la distribución de humedad en un invernadero sin plantas, y equipado con nebulización y deshumidificadores con nebulización. En este caso, los errores de las simulaciones para humedad relativa fueron de 0.1 a 18.4 % con nebulización, y de 1.1 a 13.1 % con deshumidificadores y nebulización. Por su parte, Tamimi *et al.* (2013) desarrollaron un modelo para analizar el movimiento del aire dentro de un invernadero ventilado naturalmente y equipado con nebulización. El modelo estimó la temperatura y la humedad relativa con un error de 5.7 a 9.4 % y de 12.2 a 26.9 %, respectivamente.

Considerando lo anterior, el objetivo de este estudio fue desarrollar un modelo con CFD en 3D para analizar la distribución de la temperatura y la humedad de un invernadero (ventilado naturalmente y equipado con humidificadores mecánicos) con cultivo de pimiento

## Materials and methods

### Greenhouse description

The study was conducted in a greenhouse at the experimental station “Ceroná” of the Universidad Autónoma Chapingo, Chapingo, Estado de México (19° 29' 04.1" N and 98° 53' 08.9" W, at 2244 m of altitude). Experimental tests were performed with humidification equipment with mechanical fans (hydrophanes) from March 7 to 25, 2014 to define the initial, boundary and validation values of the CFD model. The model was not calibrated, only validated. The complete process for the numerical simulation, using the commercial CFD code, was as follows: geometry generation, meshing, problem solving, model validation with experimental temperature and humidity data, and obtaining the results. The finite volume method was used, and the Piso algorithm was used to solve the Navier-Stokes flow equations (Fatnassi et al., 2006).

Humidifiers produce an air mass flow rate of  $1.53 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ , with a volume per unit of  $0.098 \text{ m}^3$  and a water expenditure of  $0.0224 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . The fan generates an airflow velocity of  $6.36 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  and a momentum of  $99.2 \text{ N}\cdot\text{m}^3$ . The greenhouse had side windows and curved structure at the top; also, it was composed of three tunnels joined in battery with zenithal windows (Figure 1). The overall dimensions of the greenhouse were 27 m wide (9 m each tunnel), 93 m long and 7.6 m high (4 m height to the gutters), with a total covered area of  $2511 \text{ m}^2$  and NE-SW orientation of the crossbar. During the experiment, the greenhouse was occupied by a bell pepper crop with a density of  $2.9 \text{ plants}\cdot\text{m}^{-2}$  and leaf area index of  $3.21 \text{ m}^2\cdot\text{m}^{-2}$ , with crop row width of 1 m, height of 2 m, and row of 1 m.

Thermo-physical properties of greenhouse, soil and crop materials were taken from Fidaros et al. (2010), Flores-Velázquez et al. (2011) and Piscia et al. (2012). The optimum temperature values were 23/18 °C for day/night, which are those required for the growth and development of the bell pepper crop.

Temperature, relative humidity, solar radiation, and wind speed and direction were the climatic variables evaluated. Measurements were taken in the central area of the greenhouse, at 20 points distributed along the longitudinal and transverse axis at different heights (1.5, 2.5 and 4 m above the floor). All variables were measured and stored every minute; two HMP60 and one HMP50 (Vaisala, USA) temperature and relative humidity sensors, nine 108-type temperature sensors and eight HOBO UX 100-003 temperature and relative humidity sensors were used for this purpose. Wind speed was measured with a sonic anemometer (WindSonic c1 RS-232 2D, Campbell Scientific®, USA), and solar radiation with a pyranometer (CMP3, Kipp and

(*Capsicum annuum* L.), para proporcionar una herramienta de diseño y manejo de las condiciones ambientales adecuadas para el crecimiento y desarrollo de cultivos en invernaderos de la región.

## Materiales y métodos

### Descripción del invernadero

El estudio se realizó en un invernadero de la estación experimental “Ceroná”, de la Universidad Autónoma Chapingo, Chapingo, Estado de México (19° 29' 04.1" latitud norte y 98° 53' 08.9" longitud oeste, a 2244 m de altitud). Para definir los valores iniciales, de frontera y de validación del modelo CFD, se realizaron pruebas experimentales con equipos de humidificación con ventiladores mecánicos (hidrofanos) del 7 al 25 de marzo de 2014. El modelo no se calibró, solo se validó. El proceso completo para la simulación numérica, usando el código comercial de CFD, fue el siguiente: generación de la geometría, mallado, resolución del problema, validación del modelo con los datos experimentales de temperatura y humedad, y obtención de los resultados. El método utilizado fue el de volúmenes finitos, y para resolver las ecuaciones de flujo de Navier-Stokes se utilizó el algoritmo Piso (Fatnassi et al., 2006).

Los humidificadores producen un flujo másico de aire de  $1.53 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ , con un volumen por equipo de  $0.098 \text{ m}^3$  y un gasto de agua de  $0.0224 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . El ventilador genera una velocidad de flujo de aire de  $6.36 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  y un momentum de  $99.2 \text{ N}\cdot\text{m}^3$ . El invernadero contaba con ventanas laterales y estructura curva en la parte superior; asimismo, estaba compuesto de tres túneles unidos en batería con ventanas cenitales (Figura 1). Las dimensiones generales del invernadero eran de 27 m de ancho (9 m cada túnel), 93 m de largo y 7.6 m de altura (4 m de altura de las canaletas), con un área total cubierta de  $2511 \text{ m}^2$  y orientación NE-SO del larguero. Durante el experimento, el invernadero estuvo ocupado por un cultivo de pimiento con una densidad de  $2.9 \text{ plantas}\cdot\text{m}^{-2}$  e índice de área foliar de  $3.21 \text{ m}^2\cdot\text{m}^{-2}$ , con ancho de líneas de cultivo de 1 m, altura de 2 m y pasillo de 1 m.

Las propiedades termo-físicas de los materiales del invernadero, suelo y cultivo fueron tomadas de Fidaros et al. (2010), Flores-Velázquez et al. (2011) y Piscia et al. (2012). Los valores óptimos de temperatura fueron 23/18 °C para el día/noche, que son los requeridos para el crecimiento y desarrollo del cultivo de pimiento.

Las variables climáticas analizadas fueron: temperatura, humedad relativa, radiación solar, y velocidad y dirección del viento. Las mediciones se realizaron en el área central del invernadero, en 20 puntos distribuidos en el eje longitudinal y transversal a diferentes alturas



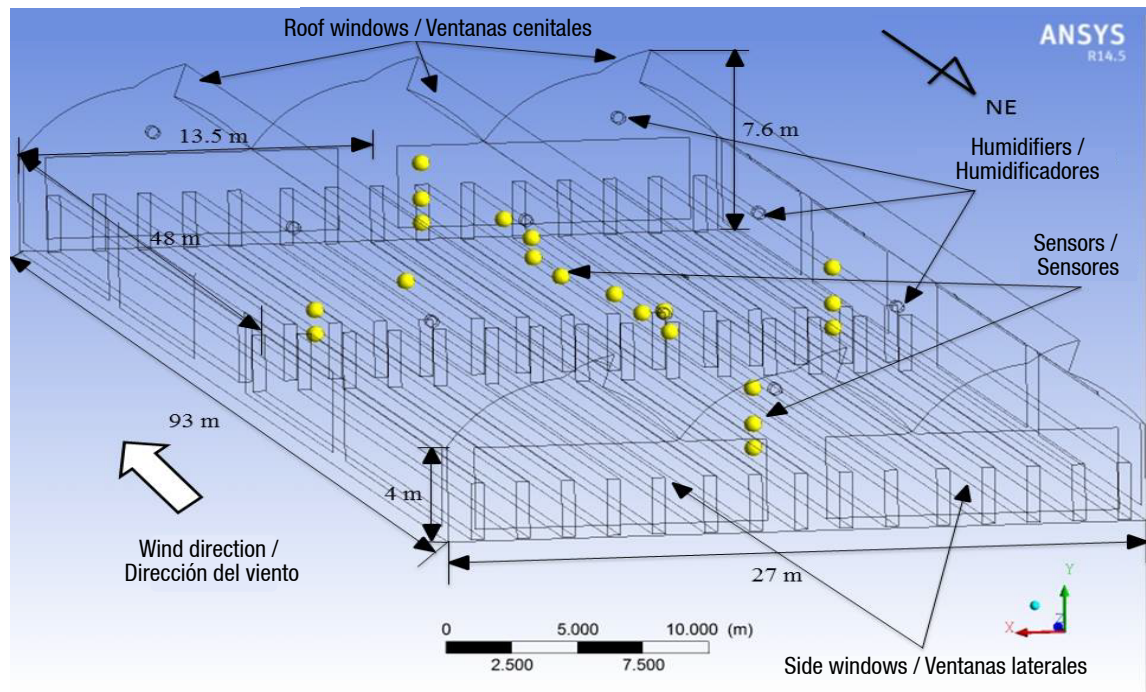


Figure 1. Location of the humidifiers and general dimensions of the experimental greenhouse.  
Figura 1. Ubicación de los humidificadores y dimensiones generales del invernadero experimental.

Table 1. Environmental variables external to the greenhouse for four days.  
Cuadro 1. Variables ambientales externas al invernadero durante cuatro días.

	20/03/2014	21/03/2014	22/03/2014	25/03/2014
Time (HH:MM)/Hora (HH:MM)	14:05	14:00	11:50	13:50
Test time (min)/Tiempo de prueba (min)	15	15	20	15
Temperature (°C)/Temperatura (°C)	23.16	26.45	23.5	25.55
Relative humidity (%)/Humedad relativa (%)	42.8	27.9	35	28.5
Specific humidity (kg <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ·kg <sub>air</sub> <sup>-1</sup> )/Humedad específica (kg <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ·kg <sub>aire</sub> <sup>-1</sup> )	0.009886	0.007835	0.008244	0.007587
Solar radiation (W·m <sup>-2</sup> )/Radiación solar (W·m <sup>-2</sup> )	698.1	551.9	763.1	939.4
Wind speed (m·s <sup>-1</sup> )/Velocidad del viento (m·s <sup>-1</sup> )	2.27	3.02	3.02	2.01

Zonen, The Netherlands). All sensors were connected to a data logger (CR1000, Campbell Scientific®, USA), except for the HOBO UX 100-003 sensors, because these sensors have an integrated data logger.

External environmental measurements were obtained from a weather station (HOBO U30, Onset Computer Corporation, USA) located at Chapingo, Mexico. These weather conditions were used as initial conditions in CFD simulations. A series of five tests per day were performed at intervals of 15 to 20 min, which was when humidifiers were operating. The experiment consisted of 15 min on and 15 min off, only during the hours of highest temperature. This procedure was chosen because this is the traditional way of using hydrophanes. The wind direction was considered perpendicular to the window located in the NE part of the greenhouse (Table 1). Wind

(1.5, 2.5 y 4 m sobre el piso). Todas las variables se midieron y almacenaron cada minuto; para ello, se utilizaron dos sondas HMP60 y una HMP50 (Vaisala, EUA) de temperatura y humedad relativa, nueve sensores de temperatura del tipo 108 y ocho sensores HOBO UX 100-003 de temperatura y humedad relativa. La velocidad del viento se midió con un anemómetro sónico (WindSonic c1 RS-232 2D, Campbell Scientific®, EUA), y la radiación solar con un piranómetro (CMP3, Kipp and Zonen, Países Bajos). Todos los sensores se conectaron a un registrador de datos (CR1000, Campbell Scientific®, EUA), a excepción de los sensores HOBO UX 100-003, ya que cuentan con un registrador de datos integrado en cada dispositivo.

Las mediciones ambientales externas se obtuvieron de una estación meteorológica (HOBO U30, Onset

speed and solar radiation data were taken every 15 min from the weather station located at the Universidad Autónoma Chapingo.

### Statistical analysis

The statistical criteria used to evaluate the model results were root mean square error (RMSE) and mean absolute error (MAE):

$$RMSE = [N^{-1} \sum_{i=1}^N (P_i - O_i)^2]^{0.5} \quad (1)$$

$$MAE = N^{-1} \sum_{i=1}^N |P_i - O_i| \quad (2)$$

where  $N$  is the number of observations,  $P$  denotes the predicted values and  $O$  denotes the observed values (Alexandris et al., 2006).

### Temperature and humidity modeling with computational fluid dynamics

The commercial program ANSYS Workbench 14.5 was used for the development of simulations.

#### General equation of conservation of mass, quantity of motion and energy of a fluid

The motion of a fluid is based on physical processes that are formulated as a series of partial derivative equations to represent the laws describing the flow. Specially, if one considers the flow of a fluid (air) within the domain  $\Omega \subset \mathbb{R}^n$  during a time interval  $0, t$ , the dynamics of the flow at each point  $x$ , and at the specific instant  $t$ , is determined by state variables, the mass density  $\rho(x, t)$ , the velocity field  $u(x, t)$  and its energy  $e(x, t)$ . These characteristics are included in the Navier-Stokes equations (Flores-Velázquez et al., 2011).

The CFD numerical technique solves the Navier-Stokes equations within each cell of the computational domain (Bournet et al., 2007). The program used can solve the continuity, momentum, and energy equations (steady state and transient state). Patankar (1980) describes the general transport equation in differential form, which is composed of four terms: transient, convection, diffusion, and source (Equation 3).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla(\rho u\phi) = \nabla(\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad (3)$$

where  $\rho$  is the flux density,  $u$  is the velocity field,  $\nabla$  is the nabla operator denoting the gradient,  $\Gamma$  represents the diffusion coefficient,  $S_\phi$  is the source term and  $\phi$  is a form of dependent variable (it can be mass fraction of a chemical species, component velocity or temperature) and describes the flow characteristics at a point location at a specific time; in a three-dimensional space, it would be  $\phi = \phi(x, y, z, t)$ .

Computer Corporation, EUA) ubicada en Chapingo, México. Estas condiciones climáticas se usaron como condiciones iniciales en las simulaciones CFD. Se realizaron series de cinco pruebas por día en intervalos de 15 a 20 min, que era cuando operaban los humidificadores. El experimento consistió en 15 min de prendido y 15 min de apagado, únicamente en las horas de mayor temperatura. Se eligió este procedimiento debido a que esta es la forma tradicional de uso de los hidrofanes. La dirección del viento se consideró perpendicular a la ventana ubicada en la parte NE del invernadero (Cuadro 1). La información de velocidad del viento y la radiación solar se tomó cada 15 min de la estación meteorológica ubicada en la Universidad Autónoma Chapingo.

### Análisis estadístico

Los criterios estadísticos utilizados para evaluar los resultados del modelo fueron la raíz del cuadrado medio del error (RMSE, por sus siglas en inglés) y el error promedio absoluto (MAE, por sus siglas en inglés):

$$RMSE = [N^{-1} \sum_{i=1}^N (P_i - O_i)^2]^{0.5} \quad (1)$$

$$MAE = N^{-1} \sum_{i=1}^N |P_i - O_i| \quad (2)$$

donde  $N$  es el número de observaciones,  $P$  denota los valores predichos y  $O$  denota los valores observados (Alexandris et al., 2006).

### Modelación de la temperatura y la humedad con dinámica de fluidos computacional

Para el desarrollo de las simulaciones, se utilizó el programa comercial ANSYS Workbench 14.5.

#### Ecuación general de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía de un fluido

El movimiento de un fluido se basa en procesos físicos que se formulan como una serie de ecuaciones en derivadas parciales para representar las leyes que describen el flujo. Particularmente, si se considera el flujo de un fluido (aire) dentro del dominio  $\Omega \subset \mathbb{R}^n$  durante un intervalo de tiempo  $0, t$ , la dinámica del flujo en cada punto  $x$ , y en el instante específico  $t$ , está determinada por las variables de estado, la densidad de masa  $\rho(x, t)$ , el campo de velocidad  $u(x, t)$  y su energía  $e(x, t)$ . Estas características están incluidas en las ecuaciones de Navier-Stokes (Flores-Velázquez et al., 2011).

La técnica numérica CFD resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes dentro de cada célula del dominio computacional (Bournet et al., 2007). El programa utilizado puede resolver las ecuaciones de continuidad, momento y energía (en estado estacionario y

### Turbulence model

Ventilation flows are often associated with turbulent motion, primarily due to high flow rates and heat transfer interactions involved in the flow field (Norton et al., 2007). In this study, the standard  $k - \varepsilon$  turbulence model was used to solve  $k$  (turbulence kinetic energy,  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ ) and  $\varepsilon$  (dissipation rate,  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$ ), because according to the literature, this model appropriately describes the nature of fluid flow in greenhouses (Piscia et al., 2012; Romero-Gómez et al., 2010). Such model uses the following transport equations for  $k$  and  $\varepsilon$  (Launder & Spalding, 1974; Patankar, 1980):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

where  $u_i$  is the component of velocity in the  $i$  direction ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ),  $x_i$  indicates the  $i$  direction,  $\mu$  is the dynamic viscosity of air ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ ),  $\mu_t$  is turbulent viscosity ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ ),  $G_k$  is turbulent kinematic energy production ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-3}$ ) and  $G_b$  is turbulent kinetic energy production due to buoyancy ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-3}$ ).  $\mu$ ,  $G_k$  and  $G_b$  were calculated with the following relationships:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (7)$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (8)$$

where  $u'_i$  is the fluctuating velocity component in the  $i$  direction ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ),  $\beta$  is the thermal expansion coefficient ( $\text{K}^{-1}$ ),  $Pr_t$  is the turbulence Prandtl number (dimensionless) and  $g_i$  is any field acceleration in the  $i$  direction ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ , for this case only gravitational acceleration). The coefficients given by FLUENT for the standard  $k - \varepsilon$  turbulence model are used in all calculations and are as follows:  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $C_{3\varepsilon} = \tanh[abs(v/u)]$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.0$  and  $\sigma_k = 1.3$ .

### Buoyancy model

In accompanied heat transfer flows, the properties of fluids are usually in accordance with temperature. Temperature variations can be small and yet be the cause of fluid motion. Density is commonly assumed to vary linearly with temperature (Ferziger & Peric, 2002). In this sense, the buoyancy effect is adequately modeled with the Boussinesq approximation:

$$(\rho - \rho_0)g = -\rho_0 \beta (T - T_0)g \quad (9)$$

where  $\rho_0$  (operating pressure,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ) and  $T_0$  (air temperature, K) are constant reference values, and the

transitorio). Patankar (1980) describe la ecuación general de transporte de forma diferencial, la cual está compuesta por cuatro términos: transitoriedad, convección, difusión y fuente (Ecuación 3).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \nabla(\rho u \phi) = \nabla(\Gamma \nabla \phi) + S_\phi \quad (3)$$

donde  $\rho$  es la densidad de flujo,  $u$  es el campo de velocidad,  $\nabla$  es el operador nabla que denota el gradiente,  $\Gamma$  representa el coeficiente de difusión,  $S_\phi$  es el termino fuente y  $\phi$  es una forma de variable dependiente (pudiendo ser fracción de masa de una especie química, componente de la velocidad o temperatura) y describe las características del flujo en una localización puntual en un tiempo específico; en un espacio tridimensional sería  $\phi = \phi(x, y, z, t)$ .

### Modelo de turbulencia

Los flujos de ventilación se suelen asociar con el movimiento turbulento, principalmente debido a las altas tasas de flujo y las interacciones de transferencia de calor que intervienen en el campo de flujo (Norton et al., 2007). En este estudio se usó el modelo de turbulencia  $k - \varepsilon$  estándar para resolver  $k$  (energía cinética de turbulencia,  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ ) y  $\varepsilon$  (tasa de disipación,  $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$ ), ya que de acuerdo con la literatura este modelo describe apropiadamente la naturaleza del flujo del fluido en invernaderos (Piscia et al., 2012; Romero-Gómez et al., 2010). Dicho modelo utiliza las siguientes ecuaciones de transporte para  $k$  y  $\varepsilon$  (Launder & Spalding, 1974; Patankar, 1980):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

donde  $u_i$  es el componente de velocidad en la dirección  $i$  ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ),  $x_i$  indica la dirección  $i$ ,  $\mu$  es la viscosidad dinámica del aire ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ ),  $\mu_t$  es la viscosidad turbulenta ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ ),  $G_k$  es la producción de energía cinética turbulenta ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-3}$ ) y  $G_b$  es la producción de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-3}$ ).  $\mu$ ,  $G_k$  y  $G_b$  se calcularon con las siguientes relaciones:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (7)$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (8)$$

donde  $u'_i$  es el componente de velocidad fluctuante en la dirección  $i$  ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ),  $\beta$  es el coeficiente de expansión térmica ( $\text{K}^{-1}$ ),  $Pr_t$  es el número de Prandtl de turbulencia (adimensional) y  $g_i$  es cualquier aceleración del campo

coefficient of volumetric thermal expansion ( $\beta$ ) can be calculated based on the ideal gas assumption:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (10)$$

#### Discrete ordinate radiation model

Almost all the energy for physical and biological processes on the earth's surface comes from the sun, and a large part of this energy is scattered or stored in thermal form (Monteith & Unsworth, 2013). First, solar radiation heats the greenhouse structure, which increases internal temperature; then, it is absorbed by the crop (Rojano et al., 2014). Global solar radiation contributes, to a large extent, to the transpiration of greenhouse crops (Boulard & Wang, 2002). The discrete ordinate radiation model was used (Rojano et al., 2014) to simulate the effect of solar radiation in this study.

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + aI(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{a\pi} \quad (11)$$

where  $\vec{r}$  is the position vector,  $\vec{s}$  is the direction vector,  $s$  is the path length,  $a$  is the absorption coefficient,  $n$  is the refractive index,  $\sigma$  is the Stefan-Boltzman constant and  $I$  is the radiation intensity, which depends on position and direction.

#### Discrete phase model and species transportation

The discrete phase model was selected to analyze the change of the thermal environment from the formation of water particles sprayed by humidifiers. Thus, the trajectory of the sprayed droplets can be tracked, and their heat transfer can be analyzed (Kim et al., 2008). To estimate humidity, the species transport model was used to determine the mass conservation equation, which is necessary to calculate the mass fraction of water along the domain. This model also predicts the energy exchange between the continuous phase and droplets, according to an energy balance involving latent and sensible heat transfer (Tamimi et al., 2013). Such a model can be written (for the x-direction in Cartesian coordinates) as follows:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (12)$$

where  $F_D(u - u_p)$  is drag force per unit mass of particles,  $u$  is the liquid phase velocity,  $u_p$  is the particle velocity,  $\rho$  is the fluid density,  $\rho_p$  is the particle density and  $F_x$  is the additional force, which also includes forces on particles arising due to the rotation of the reference frame.

#### Model of porous media

In this study, both the culture and the insect screens were considered as porous media, which have been modeled in terms of permeability and porosity (Miguel

en la dirección  $i$  ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ , para este caso sólo la aceleración gravitacional). Los coeficientes dados por FLUENT para el modelo de turbulencia  $k - \varepsilon$  estándar se usan en todos los cálculos y son:  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $C_{3\varepsilon} = \tanh[abs(v/u)]$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.0$  y  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ .

#### Modelo de flotabilidad

En flujos acompañados de transferencia de calor, las propiedades de los fluidos están, normalmente, en función de la temperatura. Las variaciones de la temperatura pueden ser pequeñas y, sin embargo, ser la causa del movimiento de los fluidos. Por lo general, se asume que la densidad varía linealmente con la temperatura (Ferziger & Peric, 2002). En este sentido, el efecto de flotabilidad se modela adecuadamente con la aproximación de Boussinesq:

$$(\rho - \rho_0)g = -\rho_0\beta(T - T_0)g \quad (9)$$

donde  $\rho_0$  (presión operativa,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) y  $T_0$  (temperatura del aire, K) son valores de referencia constantes, y el coeficiente de expansión térmico volumétrico ( $\beta$ ) se puede calcular con base en la suposición de gas ideal:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (10)$$

#### Modelo de radiación de ordenadas discretas

Casi toda la energía para procesos físicos y biológicos en la superficie de la tierra proviene del sol, y gran parte de ésta se dispersa o se almacena en forma térmica (Monteith & Unsworth, 2013). Primero, la radiación solar calienta la estructura del invernadero, lo que incrementa la temperatura interna; después, es absorbida por el cultivo (Rojano et al., 2014). La radiación solar global contribuye, en gran medida, a la transpiración de los cultivos en invernaderos (Boulard & Wang, 2002). Para simular el efecto de la radiación solar en esta investigación, se usó el modelo de radiación de ordenadas discretas (Rojano et al., 2014).

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + aI(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{a\pi} \quad (11)$$

donde  $\vec{r}$  es el vector de posición,  $\vec{s}$  es el vector de dirección,  $s$  es la longitud de trayectoria,  $a$  es el coeficiente de absorción,  $n$  es el índice refractivo,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzman e  $I$  es la intensidad de radiación, que depende de la posición y la dirección.

#### Modelo de fase discreta y transporte de especies

El modelo de fase discreta se seleccionó para analizar el cambio del ambiente térmico procedente de la formación de partículas de agua pulverizadas por humidificadores. Así, la trayectoria de las gotas pulverizadas se puede rastrear y su transferencia de



et al., 1997). The equation for the movement of a fluid through a porous mesh can be derived from the Forcheimer equation.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\mu}{K} u + \rho \frac{C_F}{\sqrt{K}} u|u| \quad (13)$$

where  $\mu$  is the dynamic viscosity of the fluid ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ ),  $K$  is the intrinsic permeability of the medium ( $\text{m}^2$ ),  $C_F$  is the inertial factor ( $Y$ , also called nonlinear pressure drop coefficient),  $\rho$  is air density ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ),  $u$  is air velocity ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) and  $\partial x$  is thickness ( $e_s$ ) of the porous material (m).

The geometric characteristics and parameters of the meshes used in the study were obtained from  $v - \Delta P$  curves, obtained from wind tunnel experiments, and correspond to the M3 Anti-aphid mesh (Pérez-Vega et al., 2016).

The presence of crop in a greenhouse affects the overall airflow patterns and is expressed as follows:

$$S = -\left(C_1 \mu v + \frac{1}{2} C_2 \rho v^2\right) \quad (14)$$

where  $C_1 = 1/K$  is the viscous drag ( $\text{m}^{-2}$ ),  $C_2$  is the inertial drag ( $\text{m}^{-1}$ ) and  $v$  the fluid velocity ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). According to Tamimi et al. (2013), coefficients  $C_1$  and  $C_2$  are determined as follows:

$$C_2 = 2LADC_D \quad (15)$$

$$C_1 = \left(\frac{LADC_D}{C_f}\right)^2 \quad (16)$$

where  $C_f$  is a nonlinear momentum loss coefficient (dimensionless),  $LAD$  is  $1.6 \text{ m}^2\cdot\text{m}^{-3}$  and  $C_D$  is the drag coefficient.

Molina-Aiz et al. (2006) show that the value of  $C_D$  obtained for tomato, bell pepper, eggplant and beans were similar, and that leaf shape and size are not significant. For that reason, several authors have adopted the value of  $C_D = 0.32$  (Ali et al., 2014; Boulard & Wang, 2002). In addition, from the methodology reported by Sase et al. (2012)  $C_f$  can be determined. Therefore, the values considered for this study were as follows:  $C_f = 0.153$ ,  $C_1 = 14.79 \text{ m}^{-2}$  and  $C_2 = 1.03 \text{ m}^{-1}$ .

### Crop transpiration model

Evapotranspiration (ET) of greenhouse crops is a complex process that depends on several environmental factors such as solar radiation, humidity, temperature, and air velocity (Tamimi et al., 2013). ET was considered as a homogeneous and constant vapor source according to the environmental conditions inside the greenhouse and regarding the average of 20 points distributed on the transverse and longitudinal axis at different heights. The ET model used was the one proposed by

calor se puede analizar (Kim et al., 2008). Para estimar la humedad, se usó el modelo de transporte de especies para determinar la ecuación de conservación de masa, que es necesaria para calcular la fracción de masa de agua a lo largo del dominio. Este modelo también predice el intercambio de energía entre la fase continua y las gotas, según un balance de energía que implica la transferencia de calor latente y sensible (Tamimi et al., 2013). Dicho modelo se puede escribir (para la dirección  $x$  en coordenadas cartesianas) como:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (12)$$

donde  $F_D(u - u_p)$  es la fuerza de arrastre por unidad de masa de las partículas,  $u$  es la velocidad de fase líquida,  $u_p$  es la velocidad de partícula,  $\rho$  es la densidad de fluido,  $\rho_p$  es la densidad de la partícula y  $F_x$  es el término fuerza adicional, que también incluye las fuerzas en partículas que surgen debido a la rotación del marco de referencia.

### Modelo de medio poroso

En este estudio se consideraron como medios porosos tanto al cultivo como a las mallas anti-insectos, las cuales han sido modeladas en términos de permeabilidad y porosidad (Miguel et al., 1997). La ecuación del movimiento de un fluido a través de una malla porosa se puede derivar de la ecuación de Forcheimer.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\mu}{K} u + \rho \frac{C_F}{\sqrt{K}} u|u| \quad (13)$$

donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ ),  $K$  es la permeabilidad intrínseca del medio ( $\text{m}^2$ ),  $C_F$  es el factor inercial ( $Y$ , también llamado coeficiente de pérdida de carga no lineal),  $\rho$  es la densidad del aire ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ),  $u$  es la velocidad del aire ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) y  $\partial x$  es el espesor ( $e_s$ ) del material poroso (m).

Las características geométricas y parámetros de las mallas usadas en el estudio se obtuvieron a partir de curvas  $v - \Delta P$ , obtenidas en experimentos con túnel de viento, y corresponden a las mallas Anti-áfidos M3 (Pérez-Vega et al., 2016).

La presencia de cultivo en un invernadero afecta los patrones generales de flujo del aire y se expresa de la siguiente manera:

$$S = -\left(C_1 \mu v + \frac{1}{2} C_2 \rho v^2\right) \quad (14)$$

donde  $C_1 = 1/K$  es la resistencia viscosa ( $\text{m}^{-2}$ ),  $C_2$  es la resistencia inercial ( $\text{m}^{-1}$ ) y  $v$  es la velocidad del fluido ( $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ). Según Tamimi et al. (2013), los coeficientes  $C_1$  y  $C_2$  se determinan de la siguiente manera:

$$C_2 = 2LADC_D \quad (15)$$

Baille et al. (1994), which has given excellent results for greenhouse crops with plastic cover in the central region of Mexico (Ruiz-García et al., 2015). These authors decompose the ET rate into day ( $E_d$ ,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ) and night ( $E_n$ ,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ) using the following expressions:

$$E_d = \frac{A[1-\exp(-K_e \cdot LAI)]I_{sun}}{\lambda} + \frac{B_d \cdot LAI \cdot VPD}{\lambda} \quad (17)$$

$$E_n = \frac{B_n \cdot LAI \cdot VPD}{\lambda} \quad (18)$$

where  $A$  is the radiative parameter,  $K_e$  is the radiation extinction coefficient (0.70 dimensionless),  $LAI$  is the crop leaf area index,  $I_{sun}$  is the global solar radiation ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ ),  $\lambda$  is the latent heat of vaporization of water ( $2454000 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ) and  $VPD$  is the vapor pressure deficit (Pa). Parameters  $A$  (0.32, dimensionless),  $B_d$  ( $30.15 \times 10^{-3} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{Pa}^{-1}$ ) and  $B_n$  ( $15.21 \times 10^{-3} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{Pa}^{-1}$ ) were taken from Ruiz-García et al. (2015).

## Results and discussion

### Transient-state air temperature of CFD simulations in a greenhouse with crop

The performance obtained with the CFD model, with respect to the data measured during 4 days of tests with humidification in intervals of 15 min time intervals, shows that the best adjustment was for the CFD model on March 21, 2014; this according to the MAE and RMSE statistical criteria (Alexandris et al., 2006). The best adjustment had an error of 0.09 at 2.05 °C, and the worst adjustment of 0.29 at 4.2 °C (Table 2). These results agree with those reported by Tamimi et al. (2013), who performed a CFD model of a naturally ventilated greenhouse with fogging system.

$$C_1 = \left( \frac{LAD C_D}{C_f} \right)^2 \quad (16)$$

donde  $C_f$  es un coeficiente de pérdida de momento no lineal (adimensional),  $LAD$  es  $1.6 \text{ m}^2\cdot\text{m}^{-3}$  y  $C_D$  es el coeficiente de arrastre.

Molina-Aiz et al. (2006) muestran que el valor de  $C_D$  obtenido para tomate, pimiento, berenjena y frijol fueron similares, y que la forma y tamaño de la hoja no es significativo. Por esa razón, varios autores han adoptado el valor de  $C_D = 0.32$  (Ali et al., 2014; Boulard & Wang, 2002). Además, a partir de la metodología reportada por Sase et al. (2012) se puede determinar  $C_f$  por lo que para esta investigación los valores considerados fueron:  $C_f = 0.153$ ,  $C_1 = 14.79 \text{ m}^2$  y  $C_2 = 1.03 \text{ m}^1$ .

### Modelo de transpiración del cultivo

La evapotranspiración (ET) de cultivos en invernadero es un proceso complejo que depende de varios factores ambientales como la radiación solar, la humedad, la temperatura y la velocidad del aire (Tamimi et al., 2013). La ET se consideró como una fuente de vapor homogénea y constante dependiendo de las condiciones ambientales del interior del invernadero y considerando el promedio de 20 puntos distribuidos en el eje transversal y longitudinal a diferentes alturas. El modelo de ET usado fue el propuesto por Baille et al. (1994), el cual ha dado excelentes resultados para cultivos en invernaderos con cubierta de plástico de la región centro de México (Ruiz-García et al., 2015). Estos autores descomponen la tasa de ET en día ( $E_d$ ,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ) y noche ( $E_n$ ,  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ) usando las siguientes expresiones:

**Table 2. Comparison of air temperature predicted by the 3D computational fluid dynamics model versus measurements inside the greenhouse.**

**Cuadro 2. Comparación de la temperatura del aire predicha por el modelo de dinámica de fluidos computacional en 3D contra mediciones dentro del invernadero.**

	03/20/2014	03/21/2014	03/22/2014	03/25/2014	Overall average / Promedio general
Measured temperature (°C) / Temperatura medida (°C)	28.74	31.12	29.15	29.38	29.6
Simulated temperature (°C) / Temperatura simulada (°C)	28.55	31.4	30.08	31.71	30.43
Absolute error / Error absoluto	0.92	0.88	1.35	2.32	1.37
Maximum error (°C) / Error máximo (°C)	2.63	2.05	2.77	4.20	2.91
Minimum error (°C) / Error mínimo (°C)	0.05	0.09	0.34	0.29	0.19
Mean absolute error / Error promedio absoluto	0.05	0.04	0.07	0.12	0.07
Root mean square error (°C) / Raíz del cuadrado medio del error (°C)	1.20	1.07	1.49	2.49	1.56

The comparison between the experimentally measured data and their corresponding data taken from the CFD simulations at 20 distributed points shows an overestimation by the CFD model for the air temperature inside the greenhouse. The best adjustment was on March 21, 2014, and the worst was on March 25, 2014. The average air temperature at the 20 points used in the experimental and simulated data sets was  $29.60 \pm 1.09$  °C and  $30.43 \pm 2.07$  °C, respectively (Figure 2). These values agree with those reported by Tamimi et al. (2013), who obtained 28.1 and 28.2 °C, respectively.

The air temperature inside the greenhouse is modified by the action of the humidifiers, so a difference of 5 °C was recorded in the area above the crop and close to the hydrophanes. In addition, it was observed that the air temperature distribution strongly depends on the external environmental conditions, as well as on the wind direction (Figure 3).

Figure 3A shows that the indoor air temperature, close to the windows, is similar to the outdoor temperature of 24.85 °C. Figure 3B shows the temperature contours at 2 m from the ground, where a concentration of heat is observed in the central area of the greenhouse. Figure 3C shows that the highest temperature is in the plastic cover and floor. The behavior of the air temperature depends on the characteristics of the cover material and external environmental conditions,

$$E_d = \frac{A[1-\exp(-K_e \cdot LAI)]I_{sun}}{\lambda} + \frac{B_d \cdot LAI \cdot VPD}{\lambda} \quad (17)$$

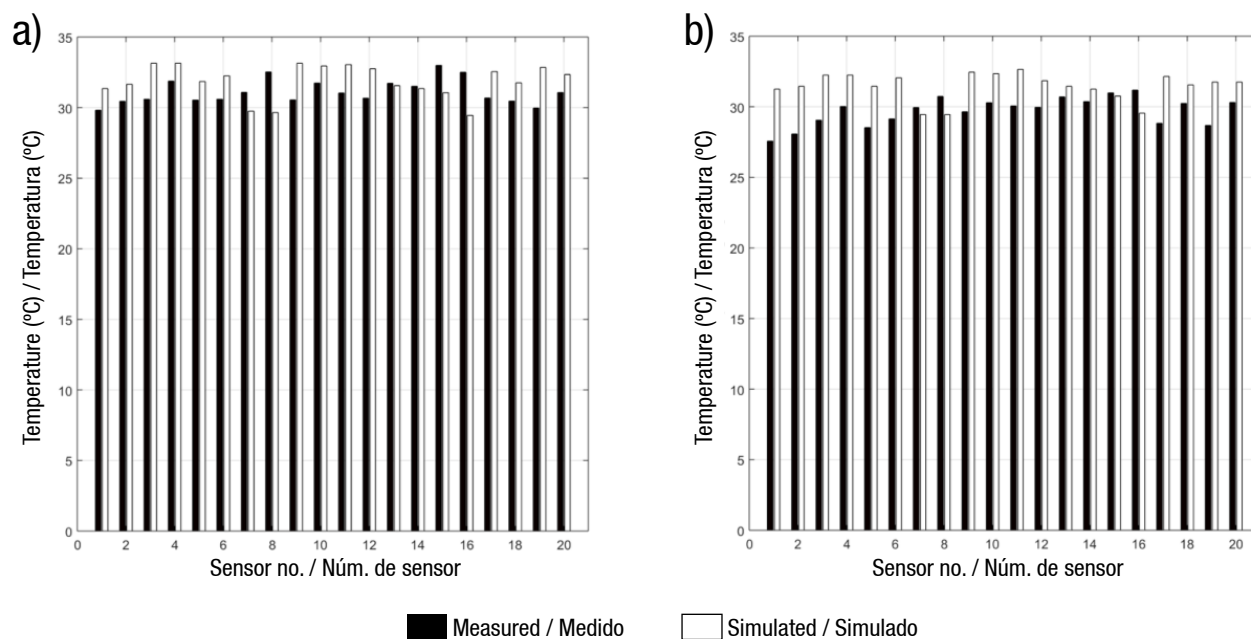
$$E_n = \frac{B_n \cdot LAI \cdot VPD}{\lambda} \quad (18)$$

donde  $A$  es el parámetro del término radiactivo,  $K_e$  es el coeficiente de extinción de radiación (0.70 adimensional),  $LAI$  es el índice de área foliar del cultivo,  $I_{sun}$  es la radiación solar global ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ ),  $\lambda$  es el calor latente de vaporización del agua ( $2454000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ) y  $VPD$  es el déficit de presión de vapor (Pa). Los parámetros  $A$  (0.32, adimensional),  $B_d$  ( $30.15 \times 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{Pa}^{-1}$ ) y  $B_n$  ( $15.21 \times 10^{-3} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{Pa}^{-1}$ ) se tomaron de Ruiz-García et al. (2015).

## Resultados y discusión

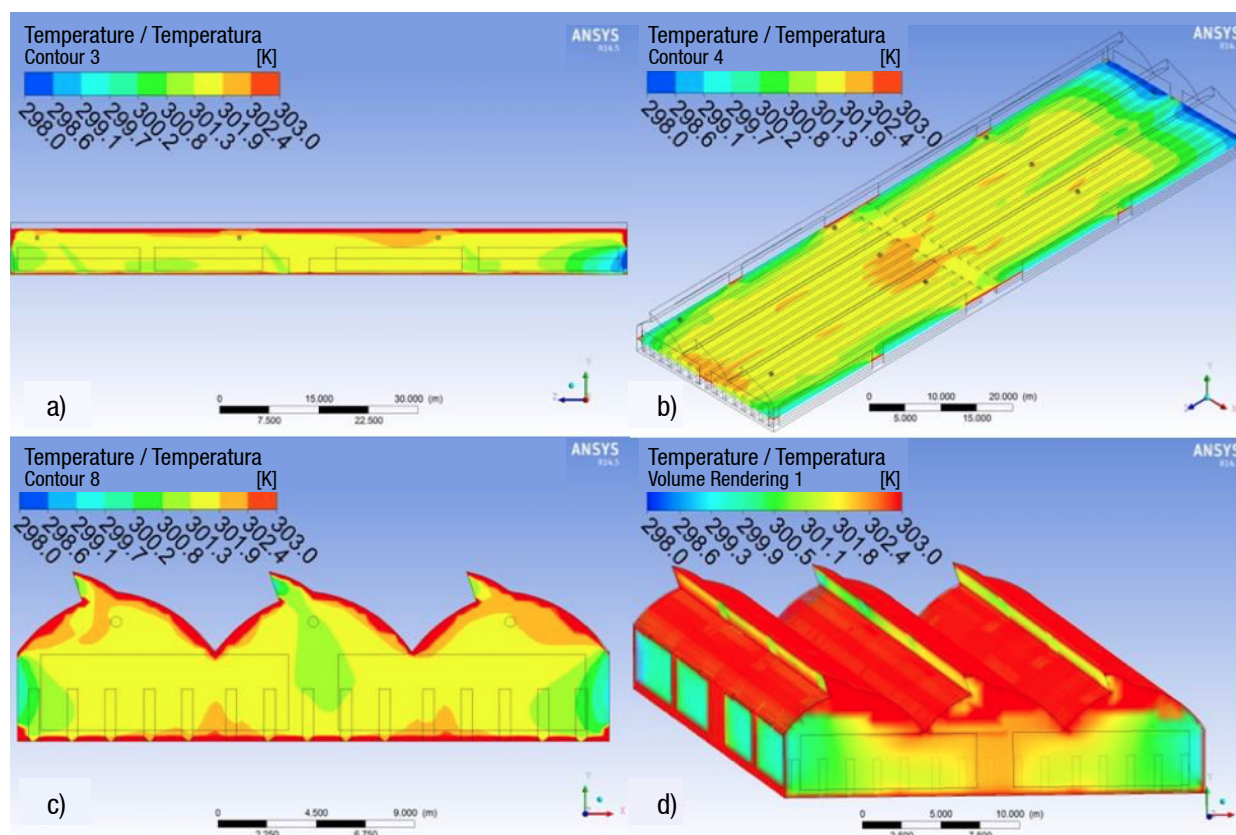
### Temperatura del aire en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo

El desempeño que se obtuvo con el modelo CFD, respecto a los datos medidos durante 4 días de pruebas con humidificación en intervalos de tiempo de 15 min, muestra que el mejor ajuste fue para el modelo CFD del día 21 de marzo de 2014; esto de acuerdo con los criterios estadísticos del MAE y la RMSE (Alexandris et al., 2006). El mejor ajuste presentó un error de 0.09 a 2.05 °C, y el peor de 0.29 a 4.2 °C (Cuadro 2). Estos resultados concuerdan con los reportados por Tamimi et al. (2013), quienes realizaron un modelo CFD de un invernadero ventilado naturalmente con nebulización.



**Figure 2. Comparison of measured (every 15 min) and simulated air temperature on 20 sensors located in the experimental greenhouse. Dates: a) 03/21/2014 and b) 03/25/2014.**

**Figura 2. Comparación de la temperatura del aire medida (cada 15 min) y simulada en 20 sensores ubicados en el invernadero experimental. Fechas: a) 21/03/2014 y b) 25/03/2014.**



**Figure 3.** Air temperature distribution inside the greenhouse on March 20, 2014: a) side view in the central part of the greenhouse, b) top view 2 m above the ground, c) front view in the center of the greenhouse, and d) three-dimensional view of air temperature in the greenhouse.

**Figura 3.** Distribución de la temperatura del aire en el interior del invernadero el 20 de marzo de 2014: a) vista lateral en la parte central del invernadero, b) vista superior a 2 m de altura del suelo, c) vista frontal en el centro del invernadero y d) vista tridimensional de la temperatura del aire en el invernadero.

mainly solar radiation during the day, because this modifies the temperature and humidity of the air inside (Figure 3D). Similar results have been reported by several researchers (Romero-Gómez et al., 2010; Tamimi et al., 2013; Rojano et al., 2014).

#### Humidity values in transient state of CFD simulations in a greenhouse with crop.

According to the MAE and RMSE statistical criteria, the model shows an adequate performance in the humidity behavior of simulation shown. The CFD model was better adjusted for the day March 22, 2014, with an error of 4.18 % relative humidity; while the model for the day March 25, 2014 has lower adjustment, with 6.52 % relative humidity. Generally speaking, an error between 0.44 to 10.80 % is observed (Table 3). These results agree with those reported by Kim et al. (2008) and Tamimi et al. (2013), who found an error of 0.1 to 8.4 % and 12.2 to 26.9 % in relative humidity, respectively.

In all simulations, the CFD model was adjusted in an acceptable way to the experimental records.

La comparación entre los datos medidos experimentalmente y sus correspondientes tomados de las simulaciones CFD en 20 puntos distribuidos muestra una sobreestimación por parte del modelo CFD para la temperatura del aire dentro del invernadero. El mejor ajuste fue en el día 21 de marzo de 2014, y el peor fue el 25 de marzo de 2014. La temperatura promedio del aire en los 20 puntos usados en los conjuntos de datos experimentales y simulados fue de  $29.60 \pm 1.09$  °C y de  $30.43 \pm 2.07$  °C, respectivamente (Figura 2). Estos valores concuerdan con los reportados por Tamimi *et al.* (2013), quienes obtuvieron 28.1 y 28.2 °C, respectivamente.

La temperatura del aire en el interior del invernadero es modificada por la acción de los humidificadores, por lo que se registró una diferencia de 5 °C en la zona superior al cultivo y próxima a los hidrofanes. Además, se observó que la distribución de la temperatura del aire depende fuertemente de las condiciones ambientales externas, así como de la dirección del viento (Figura 3).

En la Figura 3A se observa que la temperatura del aire interior, próximo a las ventanas, es similar a



**Table 3. Comparison between air humidity predicted by the 3D computational fluid dynamics model versus measured values in the greenhouse.**

**Cuadro 3. Comparación entre la humedad del aire predicha por el modelo de dinámica de fluidos computacional en 3D contra valores medidos en el invernadero.**

	03/20/2014	03/21/2014	03/22/2014	03/25/2014	Overall average / Promedio general
Measured relative humidity (%) / Humedad relativa medida (%)	38.39	32.65	34.86	33.74	34.91
Measured absolute humidity ( $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{air}}^{-1}$ ) / Humedad absoluta medida ( $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{aire}}^{-1}$ )	0.01236	0.01205	0.01149	0.01126	0.01179
Simulated relative humidity (%) / Humedad relativa simulada (%)	41.37	29.59	32.19	28.26	32.85
Simulated absolute humidity ( $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{air}}^{-1}$ ) / Humedad absoluta simulada ( $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{aire}}^{-1}$ )	0.01311	0.01106	0.01113	0.01073	0.01151
Absolute error / Error absoluto	3.88	5.14	3.71	5.75	4.62
Maximum error (%) / Error máximo (%)	13.77	12.26	7.66	9.5	10.8
Minimum error (%) / Error mínimo (%)	0.17	1.15	0.27	0.16	0.44
Mean absolute error / Error promedio absoluto	0.35	0.47	0.34	0.52	0.42
Root mean square error (%) / Raíz del cuadrado medio del error (%)	5.83	6.04	4.18	6.52	5.64

The humidity inside the greenhouse had a heterogeneous distribution, with slight increases in the areas near humidifiers, mainly in the central area of the greenhouse. The average relative humidity of the experimental measurements and simulations were 34.91 and 32.85 %, respectively (Figure 4).

The highest air humidity concentration was observed in the growing zone ( $0.0132 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{air}}^{-1}$ ); this occurs mainly due to the transpiration phenomenon. Furthermore, higher humidity was concentrated in the area close to the operating hydrophanes and where there was lower air flow velocity ( $0.0141 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{air}}^{-1}$ ), which is usually in the center and opposite to the air inlet. Regarding the above, it can be stated that there is a directly proportional relationship of humidity concentration and air velocity. Figure 5 shows the distribution of water particles dispersed by humidifiers. The 3D CFD model shows that the use of humidifiers improves humidity homogeneity inside the greenhouse (Figure 5D).

The 3D CFD model developed and compared with experimental measurements had an adequate adjustment with an overall average error of 0.11 to 3.43 °C and 0.44 to 10.80 % for temperature and air humidity, respectively. Making use of a fogging system on the hottest days of the year (March-June) can reduce temperature and increase humidity inside the greenhouse.

la exterior de 24.85 °C. La Figura 3B muestra los contornos de temperatura a 2 m del suelo, donde se aprecia una concentración del calor en la zona central del invernadero. La Figura 3C señala que la mayor temperatura se da en la zona de la cubierta plástica y suelo. El comportamiento de la temperatura del aire depende de las características del material de cubierta y las condiciones ambientales externas, principalmente de la radiación solar durante el día, ya que ésta modifica la temperatura y la humedad del aire en el interior (Figura 3D). Resultados similares han sido reportados por varios investigadores (Romero-Gómez *et al.*, 2010; Tamimi *et al.*, 2013; Rojano *et al.*, 2014).

#### Valores de la humedad en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo

De acuerdo con los criterios estadísticos MAE y RMSE, el modelo presenta un desempeño adecuado en el comportamiento de la humedad de las simulaciones presentadas. El modelo CFD se ajustó mejor para el día 22 de marzo de 2014, con un error de 4.18 % de humedad relativa; mientras que el modelo del día 25 de marzo de 2014 fue el de menor ajuste, con un 6.52 % de humedad relativa. En general, se presenta un error entre los 0.44 a 10.80 % (Cuadro 3). Estos resultados concuerdan con los reportados por Kim *et al.* (2008) y Tamimi *et al.* (2013), quienes encontraron un error de 0.1 a 8.4 % y 12.2 a 26.9 % en la humedad relativa, respectivamente.

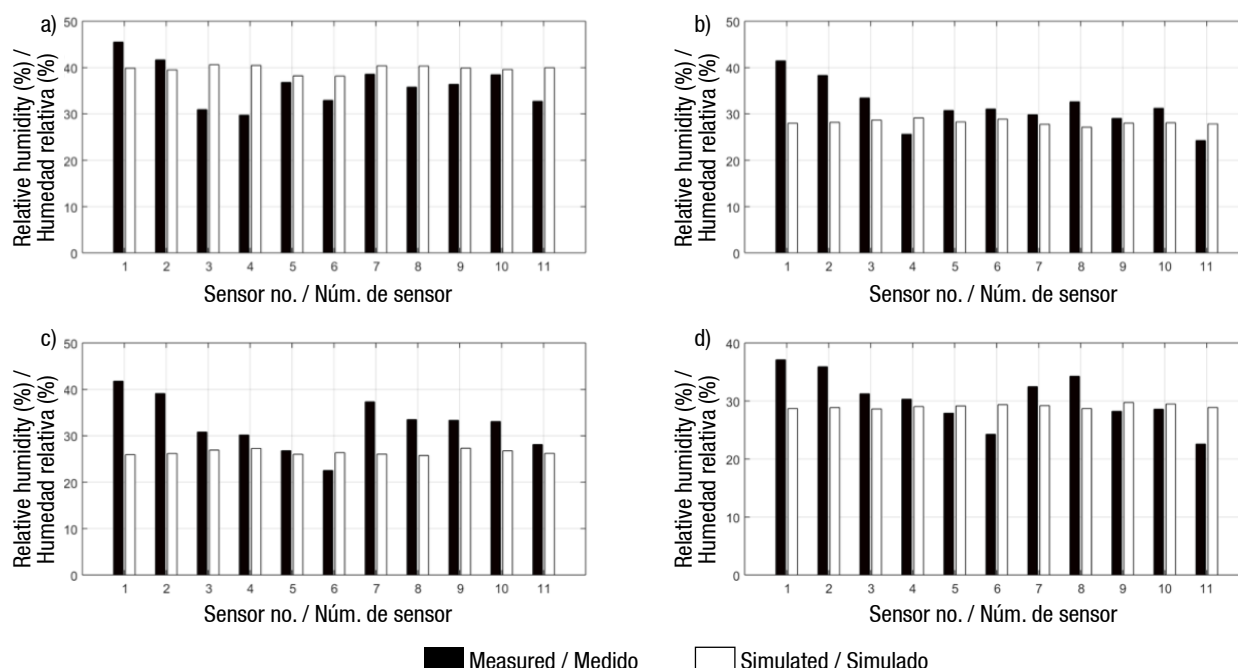


Figure 4. Comparison of measured and simulated relative humidity at 11 sensors located in the experimental greenhouse. Dates: a) 03/20/2014, b) 03/21/2014, c) 03/22/2014 and d) 03/25/2014.

Figura 4. Comparación de la humedad relativa medida y simulada en 11 sensores ubicados en el invernadero experimental. Fechas: a) 20/03/2014, b) 21/03/2014, c) 22/03/2014 y d) 25/03/2014.

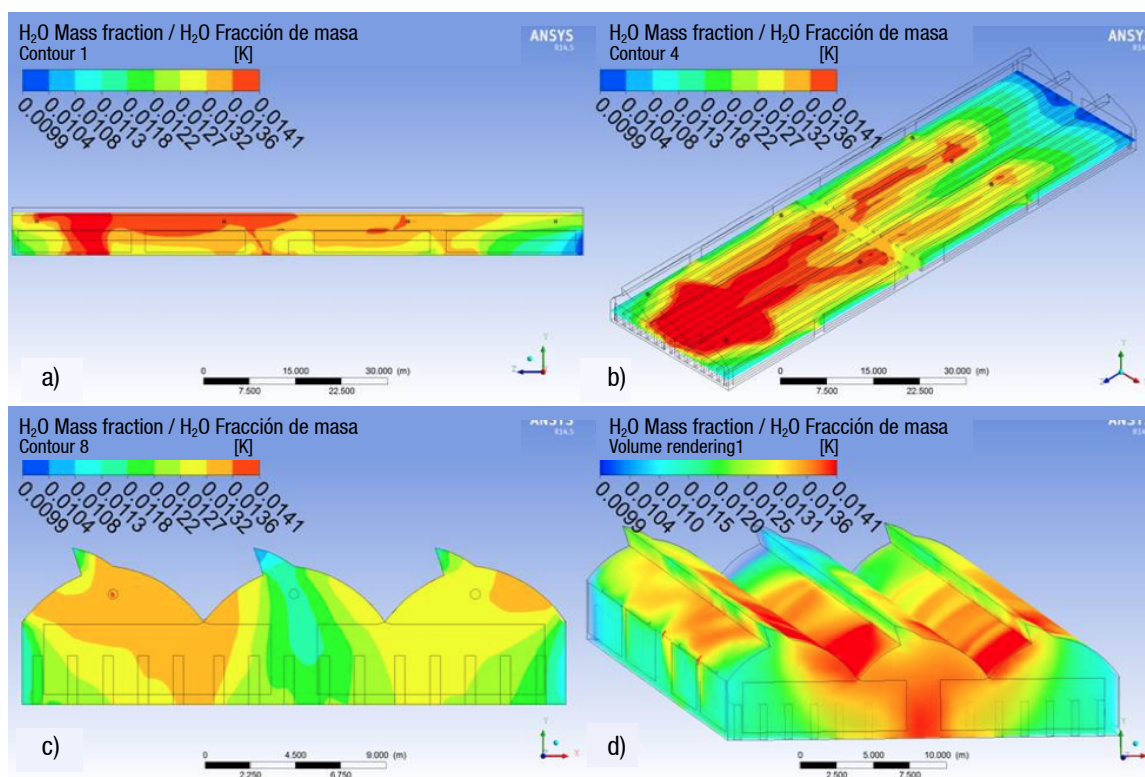


Figure 5. Air humidity distribution inside the greenhouse on March 20, 2014: a) side view in the central part of the greenhouse, b) top view at 2 m height from the ground, c) front view in the center of the greenhouse and d) 3D view of air humidity.

Figura 5. Distribución de la humedad del aire en el interior del invernadero el 20 de marzo de 2014: a) vista lateral en la parte central del invernadero, b) vista superior a 2 m de altura del suelo, c) vista frontal en el centro del invernadero y d) vista tridimensional de la humedad del aire.

## Conclusions

The 3D CFD model developed allowed to visualize the distribution of air temperature and humidity graphically and numerically inside the naturally ventilated greenhouse equipped with humidifiers. The model allows observing that the use of humidifiers improves the homogeneity of air temperature and humidity, mainly when low wind speeds are identified. This was attributed to the humidifiers, and not to the wind speed, because there were no high wind speeds inside the greenhouse. Future studies could implement the model in greenhouses with different crops and structural conformations.

*End of English version*

## References / Referencias

- Alexandris, S., Kerkides, P., & Liakatas, A. (2006). Daily reference evapotranspiration estimates by the "Copaïs" approach. *Agricultural Water Management*, 82(3), 371-386. <https://doi.org/10.1016/j.agwat.2005.08.001>
- Ali, H. B., Bournet, P. E., Danjou, V., Morille, B., & Migeon, C. (2014). CFD simulations of the night-time condensation inside a closed glasshouse: Sensitivity analysis to outside external conditions, heating and glass properties. *Biosystems Engineering*, 127, 159-175. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2014.08.017>
- Arbel, A., Barak, M., & Shklyar, A. (2003). Combination of forced ventilation and fogging systems for cooling greenhouses. *Biosystems Engineering*, 84(1), 45-55. [https://doi.org/10.1016/S1537-5110\(02\)00216-7](https://doi.org/10.1016/S1537-5110(02)00216-7)
- Baille, M., Baille, A., & Laury, J. C. (1994). A simplified model for predicting evapotranspiration rate of nine ornamental species vs climate factors and leaf area. *Scientia Horticulturae*, 59(3-4), 217-232. [https://doi.org/10.1016/0304-4238\(94\)90015-9](https://doi.org/10.1016/0304-4238(94)90015-9)
- Boulard, T., & Wang, S. (2002). Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and Electronics in Agriculture*, 34(1-3), 173-190. [https://doi.org/10.1016/S0168-1699\(01\)00186-7](https://doi.org/10.1016/S0168-1699(01)00186-7)
- Bournet, P. E., Ould-Khaoua, S. A., & Boulard, T. (2007). Numerical prediction of the effect of vent arrangements on the ventilation and energy transfer in a multi-span glasshouse using a bi-band radiation model. *Biosystems Engineering*, 98(2), 224-234. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2007.06.007>
- Fatnassi, H., Boulard, T., Poncet, C., & Chave, M. (2006). Optimisation of greenhouse insect screening with computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering*, 93(3), 301-312. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2005.11.014>

En todas las simulaciones se ajustó el modelo CFD de manera aceptable a los registros experimentales. La humedad en el interior del invernadero presentó una distribución heterogénea, observándose ligeros incrementos en las zonas próximas a los humidificadores, principalmente en la zona central del invernadero. La humedad relativa promedio de las mediciones experimentales y de las simulaciones fueron de 34.91 y 32.85 %, respectivamente (Figura 4).

La mayor concentración de humedad del aire se observó en la zona de cultivo ( $0.0132 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{aire}}^{-1}$ ); esto ocurre, principalmente, por el fenómeno de transpiración. Asimismo, se concentró una mayor humedad en la zona próxima a los hidrofanes en funcionamiento y donde hubo menor velocidad de flujo del aire ( $0.0141 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{aire}}^{-1}$ ), que es, generalmente, en el centro y en la parte opuesta a la entrada del aire. Considerando lo anterior, se puede afirmar que existe una relación directamente proporcional de la concentración de humedad y la velocidad del aire. En la Figura 5 se puede observar la distribución de las partículas de agua dispersadas por los humidificadores. El modelo CFD en 3D muestra que el uso de humidificadores mejora la homogeneidad de la humedad en el interior del invernadero (Figura 5D).

El modelo CFD en 3D desarrollado y comparado con mediciones experimentales presentó un ajuste adecuado con un error promedio general de 0.11 a 3.43 °C y de 0.44 a 10.80 % para la temperatura y humedad del aire, respectivamente. Hacer uso de la nebulización en los días más calurosos del año (marzo-junio) puede reducir la temperatura y aumentar la humedad dentro del invernadero.

## Conclusiones

El modelo CFD en 3D desarrollado permitió visualizar, gráfica y numéricamente, la distribución de la temperatura y la humedad del aire en el interior del invernadero ventilado naturalmente y equipado con humidificadores. El modelo permite observar que el uso de humidificadores mejora la homogeneidad de la temperatura y la humedad del aire, principalmente cuando se presentan bajas velocidades de viento. Esto se atribuyó a los humidificadores, y no a la velocidad del viento, ya que no se presentaron grandes velocidades al interior del invernadero. Trabajos futuros podrían implementar el modelo en invernaderos con diferentes cultivos y conformaciones estructurales.

*Fin de la versión en español*

- Ferziger, J. H., & Peric, M. (2002). *Computational methods for fluid dynamics*. Springer. [http://inis.jinr.ru/sl/Simulation/Ferziger,Peric,\\_Computational\\_Methods\\_for\\_Fluid\\_Dynamics,2002/Ferziger,Peric,\\_Computational\\_Methods\\_for\\_Fluid\\_Dynamics,2002.pdf](http://inis.jinr.ru/sl/Simulation/Ferziger,Peric,_Computational_Methods_for_Fluid_Dynamics,2002/Ferziger,Peric,_Computational_Methods_for_Fluid_Dynamics,2002.pdf)
- Fidaros, D. K., Baxevanou, C. A., Bartzanas, T., & Kittas, C. (2010). Numerical simulation of thermal behavior of a ventilated arc greenhouse during a solar day. *Renewable Energy*, 35(7), 1380-1386. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.11.013>
- Flores-Velázquez, J., Mejía-Saenz, E., Montero-Camacho, J. I., & Rojano, A. (2011). Análisis numérico del clima interior en un invernadero de tres naves con ventilación mecánica. *Agrociencia*, 45(5), 545-560. <http://www.colpos.mx/agrocien/Bimestral/2011/jul-ago/art-2.pdf>
- Kim, K., Yoon, J. Y., Kwon, H. J., Han, J. H., Nam, S. W., Giacomelli, G. A., Lee, I. B., & Son, J. E. (2008). 3-D CFD analysis of relative humidity distribution in greenhouse with a fog cooling system and refrigerative dehumidifiers. *Biosystems Engineering*, 100(2), 245-255. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2008.03.006>
- Kittas, C., Katsoulas, N., & Bartzanas, T. (2011). Characterization and analysis of the effects of greenhouse climate control equipment on greenhouse microclimate and crop response. *Acta Horticulturae*, 893, 117-132. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2011.893.7>
- Launder, B. E., & Spalding, D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3(2), 269-289. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2)
- Miguel, A. F., van de Braak, N. J., & Bot, G. P. A. (1997). Analysis of the airflow characteristics of greenhouse screening materials. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 67(2), 105-112. <https://doi.org/10.1006/jaer.1997.0157>
- Molina-Aiz, F. D., Valera, D. L., Álvarez, A. J., & Madueño, A. (2006). A wind tunnel study of airflow through horticultural crops: determination of the drag coefficient. *Biosystems Engineering*, 93(4), 447-457. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2006.01.016>
- Monteith, J. L., & Unsworth, M. H. (2013). *Principles of environmental physics: plants, animals, and the atmosphere*. Elsevier. <http://denning.atmos.colostate.edu/readings/Monteith.and.Unsworth.4thEd.pdf>
- Montero, J. I., Hunt, G. R., Kamaruddin, R., Antón, A., & Bailey, B. J. (2001). Effect of ventilator configuration on wind-driven ventilation in a crop protection structure for the tropics. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 80(1), 99-107. <https://doi.org/10.1006/jaer.2000.0694>
- Norton, T., Sun, D., Grant, J., Fallon, R., & Dodd, V. (2007). Application of computational fluid dynamics (CFD) in the modeling and design of ventilation systems in the agricultural industry: a review. *Bioresource Technology*, 98(12), 2386-2414. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2006.11.025>
- Patankar, S. V. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Publishing Corporation, Taylor & Francis Group. <https://doi.org/10.1201/9781482234213>
- Pérez-Vega, C., Ramírez-Arias, J. A., & López-Cruz, I. L. (2016). Características aerodinámicas de mallas anti-insectos usadas en ventanas de invernaderos mexicanos. *Revista Mexicana en Ciencias Agrícolas*, 7(3), 493-506. <http://www.scielo.org.mx/pdf/remexca/v7n3/2007-0934-remexca-7-03-493-en.pdf>
- Piscia, D., Montero, J. I., Baeza, E., & Bailey, B. J. (2012). A CFD greenhouse night-time condensation model. *Biosystems Engineering*, 111(2), 141-154. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2011.11.006>
- Rojano, F., Flores-Velázquez, J., Villarreal-Guerrero, F., & Rojano, A. (2014). Dynamics of climatic conditions in a greenhouse: two locations in Mexico. *Acta Horticulturae*, 1037, 955-962. <https://doi.org/10.17660/ActaHortic.2014.1037.127>
- Romero-Gómez, P., Choi, C. Y., & López-Cruz, I. L. (2010). Enhancement of the greenhouse air ventilation rate under climate conditions of central México. *Agrociencia*, 44(1), 1-15. <http://www.scielo.org.mx/pdf/agro/v44n1/v44n1a1.pdf>
- Ruiz-García, A., López-Cruz, I. L., Arteaga-Ramírez, R., & Ramírez-Arias, J. A. (2015). Tasas de ventilación natural de un invernadero del centro de México estimadas mediante balance de energía. *Agrociencia*, 49(1), 87-100. <http://www.scielo.org.mx/pdf/agro/v49n1/v49n1a7.pdf>
- Sase, S., Kacira, M., Boulard, T., & Okushima, L. (2012). Wind tunnel measurement of aerodynamic properties of a tomato canopy. *Transactions of the ASABE*, 55(5), 1921-1927. <https://doi.org/10.13031/2013.42354>
- Tamimi, E., Kacira, M., Choi, C. Y., & An, L. (2013). Analysis of microclimate uniformity in a naturally vented greenhouse with a high-pressure fogging system. *Transactions of the ASABE*, 56(3), 1241-1254. <https://doi.org/10.13031/trans.56.9985>