

ENHANCEMENT OF THE GREENHOUSE AIR VENTILATION RATE UNDER CLIMATE CONDITIONS OF CENTRAL MÉXICO

MEJORA DE LAS TASAS DE VENTILACIÓN DE INVERNADEROS BAJO CONDICIONES CLIMÁTICAS DEL CENTRO DE MÉXICO

Pedro Romero-Gómez¹, Christopher Y. Choi¹, Irineo L. Lopez-Cruz^{2*}

¹Department of Agricultural and Biosystems Engineering, The University of Arizona. ²Postgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua. Universidad Autónoma Chapingo. Km. 38.5 Carretera México-Texcoco. Chapingo, México (ilopez@correo.chapingo.mx).

ABSTRACT

Mexican plastic-covered greenhouses use natural ventilation as the main method to control temperature and humidity. However, no studies on the dynamic behavior of airflow and ventilation rates are available. In the present study, air exchange rates were analyzed in a naturally-ventilated greenhouse in Mexico using Computational Fluid Dynamics (CFD). To enhance greenhouse cooling, roof vent areas and screen characteristics were examined under various scenarios to quantify ventilation rates. The air exchange rates through the tight insect screen (model S) were about 50 % of those achieved with actual and loose insect screen (model SF) at the same outside wind speed. Enlargement of the roof vent size from 6 % (current) to 15 % of the greenhouse-floor area increased the ventilation rate by 20-40 % at wind speeds ranging from 0 to 4 m s⁻¹. However, extensions of insect-proof screens area on side-walls did not produce any significant change in the ventilation rate. Greenhouse orientation was also considered to maximize cooling effects under the local climate condition, and the ventilation rate could be enhanced by positioning the roof vent area in a prescribed direction based on the average wind speed.

Key words: CFD, greenhouse, natural ventilation, rates

INTRODUCTION

Computational Fluid Dynamics (CFD) has been applied to greenhouse microclimate modeling for more than two decades. Most studies are devoted to describing flow and temperature fields inside the greenhouse, calculating

*Author for correspondence ❖ Autor responsable.

Received: April, 2008. Approved: September, 2009.

Published as ARTICLE in *Agrociencia* 44: 1-15. 2010.

RESUMEN

Los invernaderos mexicanos con cobertura plástica usan la ventilación natural como el método principal para controlar la temperatura y la humedad. Sin embargo, no hay estudios sobre el comportamiento dinámico del flujo del aire y las tasas de ventilación. En el presente estudio se analizaron las tasas de intercambio de aire en un invernadero con ventilación natural en México, utilizando Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Para mejorar el enfriamiento del invernadero se examinaron las áreas de ventilación cenital y las características de la malla bajo varios escenarios, para cuantificar las tasas de ventilación. Las tasas de intercambio de aire a través de malla anti insectos más densa (modelo S) fueron alrededor de 50 % de las alcanzadas con malla anti insectos real y menos densa para insectos (modelo SF), con la misma velocidad del viento exterior. Aumentar el tamaño de la ventila cenital de 6 % (actual) a 15 % del área de piso del invernadero aumentó la tasa de ventilación en 20-40 % con velocidades del viento entre 0 y 4 m s⁻¹. Sin embargo, ampliaciones del área de malla anti insectos en las paredes laterales no produjeron cambios significativos en la tasa de ventilación. También se consideró la orientación del invernadero para maximizar los efectos de enfriamiento en las condiciones climáticas locales, y la tasa de ventilación podría mejorar al colocar el área de ventilación cenital en una dirección sugerida con base en la velocidad promedio del viento.

Palabras clave: CFD, invernadero, ventilación natural, tasas.

INTRODUCCIÓN

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) se ha usado para modelar microclimas de invernaderos durante más de dos décadas. La mayoría de los estudios están enfocados

air exchange rates, and optimizing vent size and location. Overall, modelers and researchers aim to examine the performance of cooling systems, which may be propelled either by mechanical means (active cooling) or by natural processes (passive cooling). Boulard *et al.* (1996) stated that two driving forces induce greenhouse ventilation: forced convection via external wind, and free convection via buoyancy, whereas the fluid flow and energy equations that govern air movement inside the greenhouse and through its openings were described by Boulard *et al.* (2002). Haxaire *et al.* (2000) and Boulard *et al.* (2002) included turbulence equations because the internally developed flows are fully turbulent.

Haxaire *et al.* (2000) studied CFD simulations and experimental verifications of internal air temperature and humidity patterns within a naturally ventilated greenhouse; because wind forces mostly influenced ventilation, they used the $k-\varepsilon$ turbulence model that primarily describes the turbulent kinetic energy (k) and its dissipation rate (ε). A three-dimensional CFD setup was developed where solar radiation was simulated by imposing a heat flux boundary condition on the ground, and a porous jump condition was used to simulate the insect screen (Campen *et al.*, 2003). Bartzanas *et al.* (2002) completed numerical simulations primarily focused on the differences in airflow and temperature patterns between a greenhouse with and without insect screens. Three-dimensional CFD studies were used by Kacira *et al.* (2004) as a design tool of greenhouse structures under natural ventilation for modeling and optimizing ventilation rates on eight inlet/outlet vent configurations.

Most of the greenhouse research using CFD has been conducted in Japan, Holland, England, Spain, and the USA, where greenhouse industries are well established. As a result, the technical information available for both structure designs and control strategies is adapted to their respective environmental conditions. Thus, it becomes essential to develop and to design structures suitable for local environmental conditions in specific countries and regions where the greenhouse industry is rapidly growing.

The objective of the present study was to analyze air exchange rates using CFD in a naturally ventilated greenhouse in central México. Specific goals were: 1) to carry out simulations of various scenarios with

en describir el flujo y los campos de temperatura dentro del invernadero, calcular las tasas de intercambio de aire, y optimizar el tamaño y la ubicación de las ventilas. En general, modeladores e investigadores se proponen examinar el desempeño de los sistemas de enfriamiento, los cuales pueden estar impulsados ya sea por medios mecánicos (enfriamiento activo) o por procesos naturales (enfriamiento pasivo). Boulard *et al.* (1996) señalaron que dos fuerzas impulsoras inducen la ventilación del invernadero: convección forzada vía el viento exterior y convección libre vía flotabilidad, mientras que Boulard *et al.* (2002) describieron el flujo del fluido y las ecuaciones de energía que gobiernan el movimiento del aire dentro del invernadero y a través de sus aperturas. Haxaire *et al.* (2000) y Boulard *et al.* (2002) incluyeron ecuaciones de turbulencia porque los flujos desarrollados internamente son completamente turbulentos.

Haxaire *et al.* (2000) estudiaron simulaciones CFD y verificaciones experimentales de la temperatura del aire interior y de patrones de humedad dentro de un invernadero ventilado naturalmente; debido a que las fuerzas del viento influyeron principalmente la ventilación, usaron el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ que describe fundamentalmente la energía cinética turbulenta (k) y su tasa de disipación (ε). Un modelo tridimensional de CFD se desarrolló, donde la radiación solar se simuló al imponer una condición de frontera de flujo de calor en el suelo, y la condición de salto poroso se usó para simular la malla anti insectos (Campen *et al.*, 2003). Bartzanas *et al.* (2002) realizaron simulaciones numéricas principalmente enfocadas en diferencias en flujo del aire y patrones de temperatura entre invernaderos, con y sin mallas anti insectos. Kacira *et al.* (2004) usaron estudios CFD tridimensionales como una herramienta de diseño para estructuras de invernaderos con ventilación natural, para modelar y optimizar las tasas de ventilación en ocho configuraciones de ventila de entrada/salida.

La mayoría de las investigaciones sobre invernaderos usando CFD se han realizado en Japón, Holanda, Inglaterra, España y EE.UU., donde las industrias de invernadero están bien establecidas. Como resultado, la información técnica disponible, para diseños de estructuras y estrategias de control, está adaptada para sus respectivas condiciones ambientales. Por ende, es esencial desarrollar y diseñar estructuras adecuadas

actual and modified insect screen properties and roof vent areas; 2) to assess air flow characteristics and corresponding ventilation rates due to insect-proof screens; 3) to investigate various screen installation scenarios, which include the removal of screens, five different screen models, and two extended-screen scenarios; 4) to examine the effects of three scenarios of roof vent areas on ventilation rate (i.e., roof vents at 6 % of the greenhouse-floor area for the actual case, and 10 % and 15 % for the increased areas for additional scenario). In summary, this study focused on developing input parameters and technical guidance that may be useful in designing greenhouses in conjunction with local climatic conditions in central México.

MATERIALS AND METHODS

Test greenhouse

The present study was conducted in a greenhouse at the Tlapeaxco experimental station of the University of Chapingo, Chapingo, México. The greenhouse is located at 19° 29' 04.1" N, 98° 53' 08.9" W, and 2244 m above sea level. As shown in Figure 1, the greenhouse is three-spanned, and gutter-connected with arched-roofs. It is 27 m wide (9 m each span), 40 m long, and 5.3 m high (2.1 m gutter height) with 48° NE-SW ridge orientation and with 4300 m³ total volume. The total roof and sidewall vent areas are 60 m² (5.6 % of the greenhouse ground area, facing SE) and 168 m². Single-layer polyethylene film was used for the roof and side-wall covers. Polyethylene insect screens were installed on the sidewall and roof vents, and their physical properties were determined during this study

para las condiciones ambientales locales en países y regiones específicas donde la industria de invernaderos crece rápidamente.

El objetivo del presente estudio fue analizar las tasas de intercambio de aire usando CFD, en un invernadero con ventilación natural en el centro de México. Los objetivos específicos fueron: 1) realizar simulaciones sobre varios escenarios con propiedades de la malla anti insectos real y modificada, y sobre las áreas de ventilación cenital; 2) evaluar las características de flujo de aire y las tasas de ventilación correspondientes, resultado de las mallas anti insectos; 3) investigar diversos escenarios de instalación de la malla, incluyendo retirar las mallas, cinco modelos diferentes de malla, y dos escenarios de malla extendida; 4) examinar los efectos de tres escenarios de áreas de ventila cenital sobre la tasa de ventilación (por ejemplo, ventilas cenitales en 6 % del área de piso del invernadero para el caso real y 10 % y 15 % para las áreas incrementadas en el escenario adicional). En resumen, este estudio se enfocó en desarrollar parámetros de entrada y una guía técnica que pueda ser útil al diseñar invernaderos en conjunción con las condiciones climáticas en el centro de México.

MATERIALES Y MÉTODOS

Invernadero de prueba

El estudio se realizó en un invernadero en la estación experimental Tlapeaxco, de la Universidad de Chapingo, en Chapingo, México. El invernadero se localiza a 19° 29' 04.1"

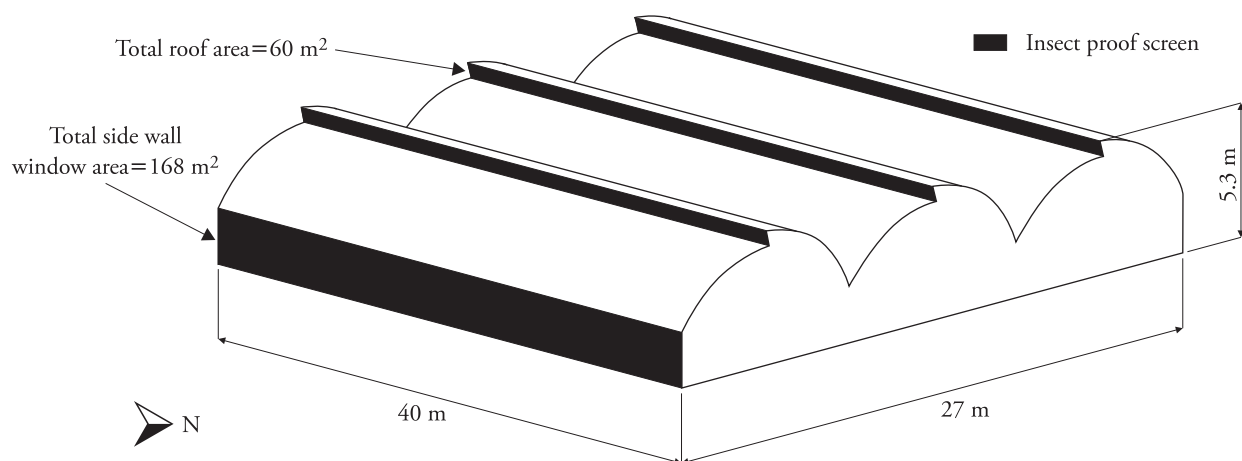


Figure 1. General shape and dimensions of the greenhouse.
Figura 1. Forma y dimensiones generales del invernadero.

(Table 2). Natural ventilation through these vents was the only cooling mechanism.

Fundamental equations

CFD simulations consist of numerically solving the Navier-Stokes equations over a discrete domain (Anderson, 1995). The set of equations for a steady-state, incompressible flow is as follows:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j h) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial P}{\partial T} + u_i \frac{\partial P}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

where u_i is the velocity component in i -direction (m s^{-1}), x_i indicates i -direction, ρ is the air density (kg m^{-3}), P is the pressure (Pa), g_i is any field acceleration in the i -direction (m s^{-2} , only gravitational acceleration for this case), h is the enthalpy (J kg^{-1}), k is air conductivity coefficient ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$), T is the absolute air temperature (K), and μ is the air molecular viscosity ($\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-1}$). In this study, the k - ϵ model (Boulard *et al.*, 2002) was used as it has been widely applied in practical parametric studies with reasonable accuracy. The turbulence kinetic energy (k , $\text{m}^2 \text{s}^{-2}$) and its rate of dissipation (ϵ , $\text{m}^2 \text{s}^{-3}$) are defined in the following transport equations:

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

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

where turbulent viscosity (μ_t , $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$), turbulent kinetic energy production (G_b , $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-3}$), and production of turbulent kinetic energy due to buoyancy (G_k , $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-3}$) were calculated with the following relations:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}; \quad G_k = -\rho u'_j u'_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i}; \quad G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (6)$$

N, 98° 53' 08.9" O, y 2244 m de altitud. Como se muestra en la Figura 1, el invernadero es de tres arcos y conectado por canaletas con techos arqueados. Tiene 27 m de ancho (9 m cada arco), 40 m de largo y 5.3 m de alto (2.1 m de altura de las canaletas), con orientación a 48° NE-SO del caballete y con un volumen total de 4300 m^3 . El área total de las ventilas cenitales y de la pared lateral es 60 m^2 (5.6 % del área de piso del invernadero, con dirección al SE) y 168 m^2 . Se usó película de polietileno de una sola capa para la cobertura del techo y las paredes laterales. Se instalaron mallas anti insectos de polietileno en las ventilas de la pared lateral y del techo, y sus propiedades físicas se determinaron durante el estudio (Cuadro 2). La ventilación natural a través de estas ventilas fue el único mecanismo de enfriamiento.

Ecuaciones fundamentales

Las simulaciones CFD consisten de la resolución numérica de ecuaciones Navier-Stokes en un dominio discreto (Anderson, 1995). El conjunto de ecuaciones para un flujo de estado estable, sin compresión, es el siguiente:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j h) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial P}{\partial T} + u_i \frac{\partial P}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

donde, u_i es el componente de velocidad en la dirección i (m s^{-1}), x_i indica la dirección i , ρ es la densidad del aire (kg m^{-3}), P es la presión (Pa), g_i es cualquier aceleración del campo en la dirección i (m s^{-2} , para este caso sólo aceleración gravitacional), h es la entalpía (J kg^{-1}), k es el coeficiente de conductividad del aire ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$), T es la temperatura absoluta del aire (K), y μ es la viscosidad molecular del aire ($\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-1}$). En este estudio, el modelo k - ϵ (Boulard *et al.*, 2002) se usó como ha sido ampliamente utilizado en estudios paramétricos prácticos con una precisión razonable. La energía cinética de turbulencia (k , $\text{m}^2 \text{s}^{-2}$) y su tasa de disipación (ϵ , $\text{m}^2 \text{s}^{-3}$) se definen en las siguientes ecuaciones de transporte:

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

where u'_i is the fluctuating velocity component in i -direction (m s^{-1}), β is the thermal expansion coefficient (K^{-1}), and Pr_t is the dimensionless turbulent Prandtl number. Default coefficients given by FLUENT (Fluent, 2005)^[3] are used in all calculations; i.e., $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_\mu=0.09$, $C_{3\varepsilon}=\tanh(\text{abs}(v/u))$, $\sigma_k=1.0$, and $\sigma_\varepsilon=1.3$.

Numerical setup

The finite-volume method computer package FLUENT[®] was used for CFD simulations of natural ventilation. A two-dimensional mesh with 22 966 cells represented a real area of 39 m-W \times 20 m-H. About 15 % of this area corresponded to the greenhouse space and the remaining to a large surrounding region. Finer cells were required adjacent to walls due to expected large gradients, with a gradual increase in cell size away from the walls. Two rectangles of 18.5 m-W \times 1.2 m-H each corresponded to the actual area occupied by plants. As an example, one span segment is presented in Figure 2 to show the detailed, non-uniform grid arrangement. Hydrodynamic, thermal and turbulence boundary conditions, summarized in Table 1, were used for computational simulations on all surfaces as shown in Figure 3.

Because plants in the greenhouse introduce a physical resistance to airflow, the representative areas were modeled as porous media regions. Plants generally form coarse, porous zones, where Darcy's law fails. Non-Darcy effects and boundary conditions along the fluid-porous interface have been analyzed

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

donde, la viscosidad turbulenta (μ_t , $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$), la producción de energía cinética turbulenta (G_k , $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-3}$), y la producción de energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad (G_b , $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-3}$) se calcularon con las siguientes relaciones:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}; G_k = -\rho u'_i u'_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i}; G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (6)$$

donde, u'_i es el componente de velocidad fluctuante en la dirección i (m s^{-1}), β es el coeficiente de expansión térmica (K^{-1}), y Pr_t es el número de Prandtl de turbulencia adimensional. Los coeficientes por omisión dados por FLUENT (Fluent, 2005)^[3] se usan en todos los cálculos: por ejemplo, $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_\mu=0.09$, $C_{3\varepsilon}=\tanh(\text{abs}(v/u))$, $\sigma_k=1.0$ y $\sigma_\varepsilon=1.3$.

Arreglo numérico

El paquete de cómputo FLUENT[®] con el método de volumen finito se usó para realizar simulaciones CFD de la ventilación natural. Un mallado bidimensional con 22 966 celdas representó un área real de 39 m-W \times 20 m-H. Cerca del 15 % de esta

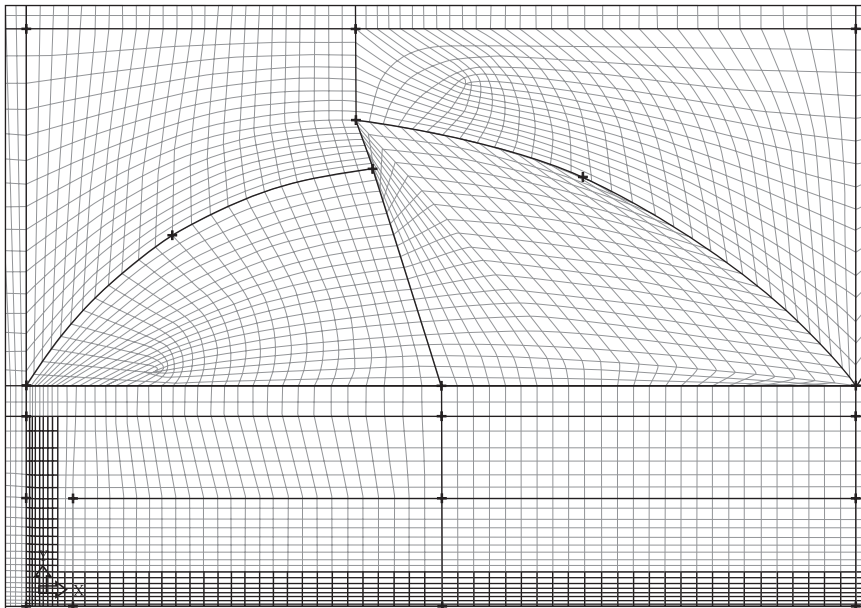


Figure 2. Arrangement of non-uniform grid for one span generated with pre-processor.

Figura 2. Arreglo de mallado no uniforme para un arco generado con pre-procesador.

³ Fluent Inc. 2005. Fluent 6.2 User's guide.

Table 1. Boundary conditions for the simulation domain.
Cuadro 1. Condiciones de frontera para el dominio de simulación.

Surface No.		Hydrodynamic	Thermal	Turbulence
1	Velocity inlet	$U=0-4 \text{ m s}^{-1}$	$T=293 \text{ K}$	$I=10 \%$ $l=0.3 \text{ m}$
2	Pressure outlet	$p_{gauge}=0 \text{ Pa}$	$T=293 \text{ K}$	$I=10 \%$ $l=0.3 \text{ m}$
3	Wall	$u_{tan}=0, u_{nor}=0$	Coupled wall $\Delta m=0.001 \text{ m}$	Enhanced wall treatment
4	Porous jump	α and C_2 from experimentation	—	—
5	Wall	$u_{tan}=0, u_{nor}=0$	$q''=500 \text{ W m}^{-2}$	Enhanced wall treatment
6	Wall	$u_{tan}=0, u_{nor}=0$	$q''=500 \text{ W m}^{-2}$	Enhanced wall treatment

by Choi and Kulacki (1993), Kim and Choi (1996), and Choi and Waller (1997). In the present study, the user-input properties for such models were permeability (α), inertial resistance coefficient (C_2), and porosity (γ). The values were obtained from wind tunnel experiments (Sase, 2004; personal communication) and Haxaire *et al.* (2000); four tomato plants were used, and their values were $\alpha=0.017 \text{ m}^2$, $C_2=0.31 \text{ m}^{-1}$, and $\gamma=20 \%$.

Because low wind speeds in the range of $0.6-1.5 \text{ m s}^{-1}$ prevail in central México throughout the year (Canche-Mis, 2003; personal communication), free and mixed convection, instead of forced convection, may mostly drive air exchange. For greenhouse applications, determination of the dominant mode of convection can be made using a combination of the Reynolds number (Re) and the Grashof number (Gr) or the Richardson number (Ri) where $Ri=Gr/Re^2$ (Atarassi *et al.*, 2006). Accordingly, the five percent deviation rule can be applied to define the mixed convection regime deviating from natural and forced convection asymptotes (Choi and Kim, 1996). Here, the Grashof number depends on air density, which is a function of air temperature, $\rho(T)$. The buoyancy effect is modeled with the Boussinesq approximation:

área correspondió al espacio del invernadero y lo restante a una gran región alrededor. Se requirieron celdas más finas junto a las paredes debido a que se esperaban grandes gradientes, con un incremento gradual en tamaño de la celda lejos de las paredes. Dos rectángulos de $18.5 \text{ m-W} \times 1.2 \text{ m-H}$ cada uno correspondían al área real ocupada por las plantas. Como ejemplo, un segmento de arco se presenta en la Figura 2 para mostrar el arreglo detallado, no uniforme, de la cuadrícula. Las condiciones de frontera, hidrodinámicas, térmicas y de turbulencia, resumidas en el Cuadro 1, se usaron para realizar simulaciones computacionales en todas las superficies, como se muestra en la Figura 3.

Dado que las plantas en el invernadero introducen una resistencia física al flujo de aire, las áreas representativas se modelaron como regiones de medio poroso. Las plantas generalmente forman zonas burdas, porosas, donde las leyes de Darcy no funcionan. Los efectos que no son de Darcy y las condiciones de frontera a lo largo de la interfaz fluido-porosa han sido analizados por Choi y Culacki (1993), Kim y Choi (1996), y Choi y Waller (1997). En el presente estudio, las propiedades usuario-entrada para estos modelos fueron permeabilidad (α), coeficiente de resistencia inercial (C_2) y porosidad (γ). Los valores se obtuvieron de experimentos de túnel de viento (Sase, 2004; comunicación

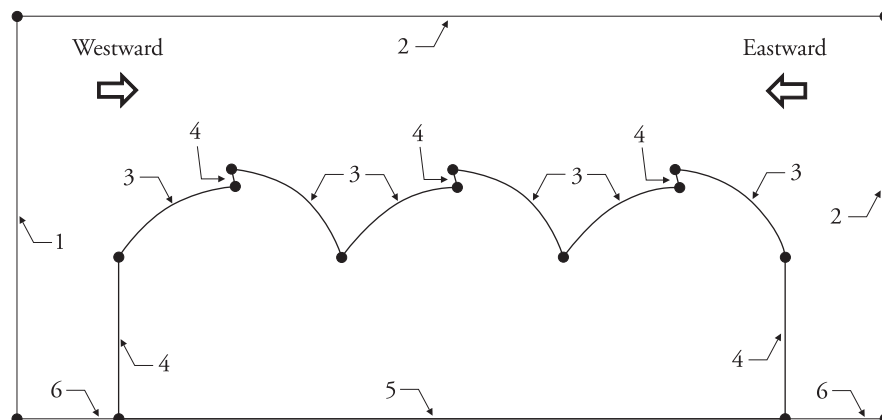


Figure 3. Boundary conditions over the computational domain.

Figura 3. Condiciones de frontera en el dominio computacional.

$$(\rho - \rho_o)g \approx -\rho_o\beta(T - T_o)g \quad (7)$$

where ρ_o (operating pressure, kg m^{-3}) and T_o (air temperature, K) are constant reference values, and the volumetric thermal expansion coefficient, β , can be calculated based on the ideal gas assumption:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (8)$$

Insect screens

Insect-proof screens have previously been modeled as porous jumps due to the pressure drop of air flowing through them. In the present study, the pressure drop was calculated as follows:

$$\Delta p = -\left(\frac{\mu}{\alpha} v + C_2 \frac{1}{2} \rho v^2 \right) \Delta J \quad (9)$$

where α (face permeability, m^2), C_2 (pressure-jump coefficient, m^{-1}), and ΔJ (porous-jump thickness, m) were user-inputs. These parameters were obtained from v - ΔP curves of five commercial screen models and the one for the currently installed screen through a series of wind tunnel experimental measurements. The pressure drop curves are shown in Figure 4, and listed in Table 2, for a screen thickness equal to 0.05 mm. A_1 and A_2 are the first- and second-order coefficients of the polynomial, obtained by wind tunnel experiments using the samples of the installed screen. The air exchange rate of each screen model was quantified as a function of outside wind speed.

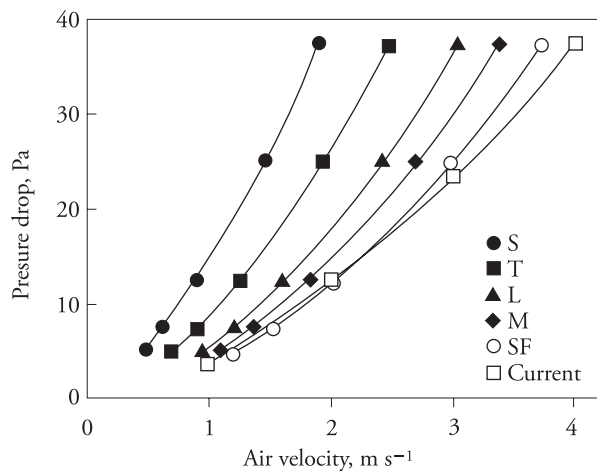


Figure 4. Pressure drop vs. air velocity curves for insect screens.

Figura 4. Caídas en la presión vs. curvas de velocidad para mallas anti insectos.

personal) y Haxaire *et al.* (2000); se usaron cuatro plantas de jitomate y sus valores fueron $\alpha=0.017 \text{ m}^2$, $C_2=0.31 \text{ m}^{-1}$ y $\gamma=20 \%$.

Debido a que en el centro de México prevalecen velocidades lentas de viento a lo largo del año, en el rango de 0.6 - 1.5 m s^{-1} (Canche-Mis, 2003; comunicación personal), es posible que el intercambio de aire sea impulsado principalmente por la convección libre y mixta en lugar de la convección forzada. Para las aplicaciones de invernadero, determinar el modo dominante de convección puede lograrse usando una combinación del número de Reynolds (Re) y el número Grashof (Gr) o el número de Richardson (Ri) donde $Ri=Gr/Re^2$ (Atarassi *et al.*, 2006). De acuerdo a esto, la regla de cinco por ciento de desviación se puede aplicar para definir el régimen de convección mixto que se desvía de las asíntotas de convección, naturales y forzadas (Choi y Kim, 1996). Aquí, el número de Grashof depende de la densidad del aire, la cual es función de la temperatura del aire, $\rho(T)$. El efecto de flotabilidad se modela con la aproximación Boussinesq:

$$(\rho - \rho_o)g \approx -\rho_o\beta(T - T_o)g \quad (7)$$

donde, ρ_o (presión operativa, kg m^{-3}) y T_o (temperatura del aire, K) son valores de referencia constantes, y el coeficiente de expansión térmico volumétrico, β , puede calcularse con base en la suposición de gas ideal:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (8)$$

Mallas anti insectos

Las mallas anti insectos se han modelado anteriormente como saltos porosos debido a la caída en la presión del aire que fluye a través de ellas. En este estudio, la caída en la presión se calculó de la siguiente manera:

$$\Delta p = -\left(\frac{\mu}{\alpha} v + C_2 \frac{1}{2} \rho v^2 \right) \Delta J \quad (9)$$

donde, α (permeabilidad de la cara, m^2), C_2 (coeficiente de presión-brinco, m^{-1}), y ΔJ (grosor salto-poroso, m) fueron entradas del usuario. Estos parámetros se obtuvieron a partir de curvas v - ΔP de cinco modelos comerciales de mallas y la de la malla actualmente instalada, mediante una serie de medidas experimentales de túnel del viento. Las curvas de caída de presión se muestran en la Figura 4, y se enumeran en el Cuadro 2, para un grosor de la malla de 0.05 mm . A_1 y A_2 son los coeficientes de primer y segundo orden del polinomio, obtenidos por experimentos de

Table 2. Aerodynamic properties of commercial screens, ECONET (LS Americas, Charlotte, NC, USA), and the current screen for greenhouse insect protection.**Cuadro 2. Propiedades aerodinámicas de las mallas comerciales ECONET (LS Americas, Charlotte, NC, USA), y la malla actual para la protección contra insectos del invernadero.**

LS Econet	Hole size, mm	Face permeability, m ²	Pressure-jump coefficient, m ⁻¹	A1	A2
S	0.14 × 0.14	1.137 × 10 ⁻⁹	21427	8.12	6.22
T	0.15 × 0.35	2.104 × 10 ⁻⁹	14914	4.39	4.33
L	0.60 × 0.6	4.117 × 10 ⁻⁹	11357	2.24	3.30
M	0.40 × 0.45	5.254 × 10 ⁻⁹	9503	1.76	2.76
SF	0.30 × 0.75	7.424 × 10 ⁻⁹	8107	1.24	2.35
Current	--	4.589 × 10 ⁻⁹	6384	2.01	1.85

Vent area

The side-wall windows of the test greenhouse occupy the maximum possible area (168 m²). However, roof-windows may be considerably enlarged given that they represent only 6 % of greenhouse ground area (60 m²). Therefore, this percentage was increased to 10 % and 15 % by increasing the roof-vent area up to 108 m² and 162 m². The new greenhouse geometries were created with the pre-processor GAMBIT, maintaining the curved shape of the roof. This allowed to quantify the impact of the vent area on the ventilation rate over a wind speed range from 0 m s⁻¹ to 4 m s⁻¹.

Greenhouse managers and researchers commonly assume that air exchange rates will increase when screens are extended. However, from the standpoint of fluid mechanics, this assumption may not be true since the inlet cross-sectional area to the greenhouse structure remains the same. In order to examine this unsubstantiated hypothesis, CFD simulations were performed on modified side-wall geometries shown in Figure 5. By using these two types of geometries, not only did we test the effect of extended screening, but also its shape on natural ventilation rates. CFD simulation tools are well suited for these parametric studies under various environmental conditions for different geometries. A linear extension is shown in Figure 5a, curved shape at the side-walls is depicted in Figure 5a, enlarging the contact area up to 185.6 m² and 192 m². With these simulations, we examined the maximum ventilation rates that this greenhouse may potentially supply upon improving the structure design. Therefore, all vents were considered open, the roof-vent area was 15 % of the greenhouse-ground area, and insect screen properties were from model L (Table 2 and Figure 4).

RESULTS AND DISCUSSION

On insect-proof screen effects

Although insect screens are always recommended for crop protection, many greenhouses do not

túnel del viento usando muestras de la malla instalada. La tasa de intercambio de aire de cada modelo de la malla se cuantificó como una función de la velocidad del aire exterior.

Área de la ventila

Las ventanas de la pared lateral del invernadero de prueba ocupan la máxima área posible (168 m²). Sin embargo, las ventanas cenitales pueden agrandarse considerablemente dado que representan sólo el 6 % del área de piso del invernadero (60 m²). Por tanto, este porcentaje se incrementó de 10 % a 15 % al aumentar el área de ventila cenital a 108 m² y 162 m². La nueva geometría del invernadero se creó con el preprocesador GAMBIT, conservando la forma curva del techo. Esto permitió cuantificar el impacto del área de ventila en la tasa de ventilación en un rango de velocidad del viento de 0 m s⁻¹ a 4 m s⁻¹.

Los administradores de invernadero y los investigadores generalmente suponen que las tasas de intercambio del aire incrementarán cuando se extienden las mallas. Sin embargo, desde el punto de vista de la mecánica de fluidos, esta suposición puede no ser cierta ya que el área de cruce de secciones de la entrada para la estructura del invernadero permanece igual. Para examinar esta hipótesis sin bases, se realizaron simulaciones CFD en geometrías modificadas de la pared lateral (Figura 5). Al usar estos dos tipos de geometrías no sólo se puso a prueba el efecto de extender la malla, sino también el de su forma, sobre las tasas de ventilación natural. Las herramientas de simulación CFD son adecuadas para estos estudios paramétricos en diversas condiciones ambientales para distintas geometrías. Una extensión lineal se muestra en la Figura 5a, una forma curva de la pared lateral se muestra en la Figura 5b, agrandando el área de contacto hasta 185.6 m² y 192 m². Con estas simulaciones, se examinó las tasas máximas de ventilación que este invernadero puede potencialmente proporcionar una vez que se mejore el diseño de la estructura. Por ende, todas las ventilas se tomaron como abiertas, el área de ventila cenital fue 15 % del área de piso del

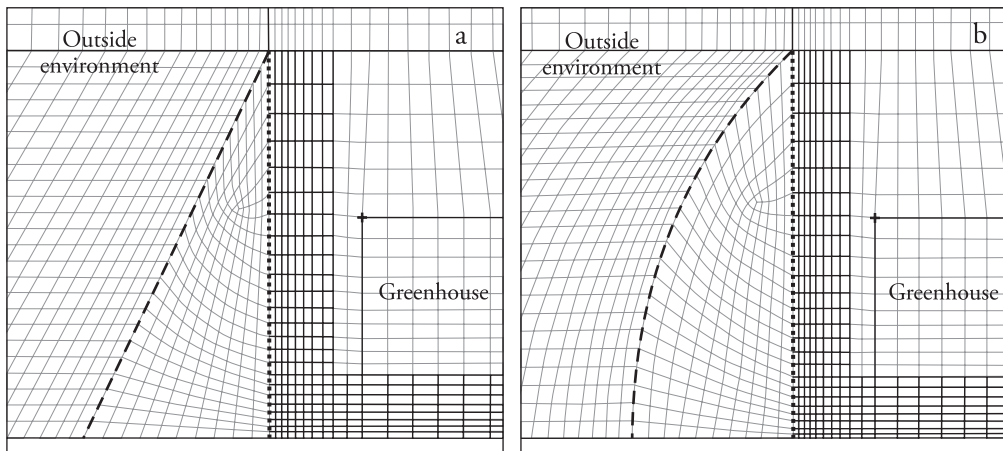


Figure 5. Extended screening at sidewall inlet vents: a) linear shape, b) curved shape. The dotted line (.....) presents the original screen, the dashed line (- -) indicates the hypothetical extended screen. Only one side of the greenhouse is illustrated.

Figura 5. Malla extendida en la entrada de ventilas de paredes laterales: a) con forma lineal, b) con forma curva. La línea punteada (.....) presenta la malla original, la línea de rayas (- -) indica la malla extendida hipotética. Sólo se ilustra un lado del invernadero.

have them on the roof vents, especially those with movable roofs. The removal of the screen from roof vents produces higher ventilation rates (Figure 6). Air changes range from 1.2 to 1.3 times more than those with screens on roof vents in addition to side-wall windows. This increase is even higher if screens are removed altogether, from side-walls as well, reaching values 1.5 to 2 times larger than under all-windows

invernadero, y las propiedades de la malla anti insectos fueron las del modelo L (Cuadro 2 y Figura 4).

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Sobre los efectos de la malla anti insectos

Aunque las mallas anti insectos siempre se recomiendan para proteger a los cultivos, muchos invernaderos no las usan en las ventilas cenitales, especialmente aquellos con techos móviles. Retirar la malla de las ventilas cenitales produce tasas de ventilación más altas (Figura 6). Los cambios del aire son 1.2 a 1.3 veces más que los que suceden con mallas en las ventilas cenitales, además de las ventanas de paredes laterales. Este aumento es todavía mayor si las mallas se retiran por completo, también de las paredes laterales, alcanzando valores 1.5 a 2 veces mayores que cuando todas las ventanas tienen mallas. El uso práctico de estos hallazgos está relacionado con el manejo del invernadero que cada productor implementa. Las mallas en ventanas laterales siempre se recomiendan para prevenir daños importantes de los cultivos a causa de insectos. Las mallas de ventilas cenitales pueden retirarse alternativamente para un mejor enfriamiento, excepto si los cultivos muestran una alta susceptibilidad a los insectos. Por tanto, la crítica compensación entre protección del cultivo y ventilación se muestra en la Figura 6. Resultados

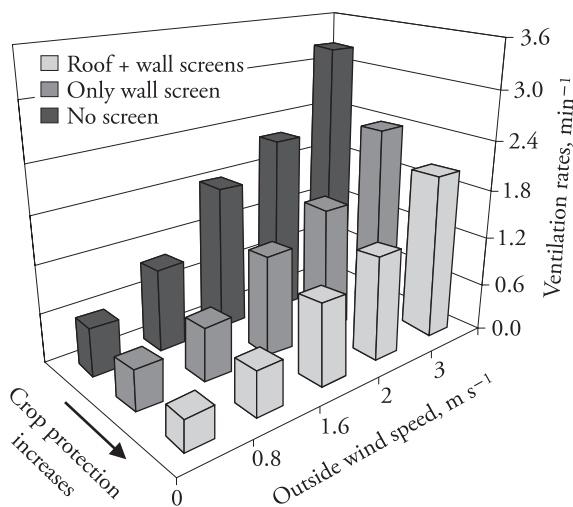


Figure 6. Ventilation rates affected by the removal of screens from the vents at the roof-windows, sidewall windows, or both.

Figura 6. Tasas de ventilación afectadas por retirar las mallas de ventilas de las ventanas cenitales, paredes laterales, o ambas.

screening. The practical use of these findings is linked to the greenhouse management that each grower implements. Side-wall screening is always recommended in order to prevent major crop damages due to insects. Roof vent screens may alternatively be removed for better cooling, except if crops show high susceptibility to insects. Thus, the critical trade-off between crop protection and ventilation is shown in Figure 6. Additional simulation results in this study correspond to a greenhouse with screens mount at all vents.

The pressure drop and corresponding ventilation rate for each screen model over the range of wind speed from 0 to 4 m s⁻¹ is shown in Table 3. It is observed that the installed screen and model SF have similar resistance characteristics. Model SF and M screens from ECONET are designed to prevent the intrusion of aphids (e.g. *Aphis gossypii*) and whiteflies (e.g. *Bemisia argentifolii*) (US Global Resources, 2008). Screens model M reduce air exchange by 10 % with respect to current screening. If model L is used, leafminer (e.g. *Liriomyza trifolii*) may also be excluded to reduce air exchange by 10-15 % with respect to the current screen selection. Although T and S models may provide a better crop protection, they significantly reduce ventilation (30 to 50 % with respect to current screening). As a consequence, their use in this greenhouse may be only practical in conjunction with mechanical ventilation. Thus, various screen options must be considered based on local historical pest data because potential pest damages will vary from region to region. In the subsequent section of this paper, the computational simulations are solely based on a greenhouse with model L screens.

adicionales sobre la simulación en este estudio corresponden a un invernadero con mallas instaladas en todas las ventilas.

En el Cuadro 3 se muestra la caída en presión y la tasa de ventilación correspondiente para cada modelo de malla, en un rango de velocidad del viento de 0 a 4 m s⁻¹. Se observa que la malla instalada y el modelo SF tienen características de resistencia similares. El modelo SF y las mallas M de ECONET están diseñadas para prevenir la intrusión de áfidos (por ejemplo, *Aphis gossypii*) y mosquitas blancas (por ejemplo, *Bemisia argentifolii*) (US Global Resources, 2008). Las mallas modelo M reducen el intercambio de aire en 10 % respecto a la malla utilizada actualmente. Si se utiliza el modelo L, el gusano minador (por ejemplo, *Liriomyza trifolii*) puede también excluirse para reducir el intercambio de aire en 10-15 % respecto a la selección actual de malla. Aunque los modelos T y S pueden dar una mejor protección de cultivos, ellos reducen significativamente la ventilación (30 a 50 % respecto a la malla actual). Como consecuencia, su uso en este invernadero puede ser práctico sólo en conjunción con ventilación mecánica. Por ende, se debe considerar varias opciones de mallas con base en los datos históricos locales sobre plagas, porque los daños potenciales causados por plagas variarán de región a región. En la sección subsecuente de este trabajo, las simulaciones computacionales se basan únicamente en un invernadero con mallas modelo L.

A partir de la información presentada en el Cuadro 3, se puede observar que valores similares de caídas de presión no necesariamente conducen a tasas de ventilación similares; por ejemplo, $\Delta P = 41.1$ Pa a 2 m s⁻¹, 36.4 Pa a 3 m s⁻¹, y 42.6 a 4 m s⁻¹ para

Table 3. Pressure drop (ΔP , in Pa) and corresponding ventilation rates (N, in min⁻¹) for selected insect-proof screen models.
Cuadro 3. Caída de presión (ΔP , en Pa) y las tasas de ventilación correspondientes (N, en min⁻¹) para modelos seleccionados de malla contra insectos.

W _s	S		T		L		M		SF		Current	
	ΔP	N	ΔP	N	ΔP	N	ΔP	N	ΔP	N	ΔP	N
0	0.0	0.19	0.0	0.26	0.0	0.32	0.0	0.36	0.0	0.38	0.0	0.38
0.4	4.2	0.21	2.4	0.29	1.4	0.39	1.1	0.42	0.9	0.46	1.1	0.42
0.8	10.5	0.26	6.3	0.38	3.9	0.50	3.2	0.55	2.5	0.61	2.8	0.55
1.2	18.7	0.36	11.5	0.52	7.4	0.68	6.1	0.75	4.9	0.83	5.1	0.77
1.6	28.9	0.49	18.1	0.69	12.0	0.90	9.9	0.99	8.0	1.09	8.0	1.03
2	41.1	0.64	26.1	0.89	17.7	1.14	14.6	1.24	11.9	1.36	11.4	1.31
3	80.3	1.08	52.1	1.44	36.4	1.76	30.1	1.91	24.9	2.06	22.7	2.04
4	132.0	1.55	86.8	2.00	61.7	2.40	51.2	2.58	42.6	2.76	37.7	2.78

From the information presented in Table 3, it can be observed that similar values of pressure drops do not necessarily lead to similar ventilation rates, for example, $\Delta P = 41.1$ Pa at 2 m s^{-1} , 36.4 Pa at 3 m s^{-1} , and 42.6 Pa at 4 m s^{-1} for model S, model L, and model SF. Nevertheless, the resulting ventilation rates are 0.64 , 1.76 and 2.76 min^{-1} . Therefore, screen properties must also be taken into account when relating the pressure drop to the ventilation rate. For the chosen set of screen models, a linear regression shown in Figure 7 presents a curve fit based on the data points from Table 3 when the coefficient A_2 of the $v\text{-}\Delta P$ polynomial for each screen is included. An advantage of this approach is that the CFD simulation of any new screen model can be bypassed and the ventilation rate may still be directly quantified. However, the empirical model is only valid for screen curves that fall into the pressure range ($\Delta P < 140$). When the contact area of insect screens is extended in either a linear or a curved shape (Figure 5), the increase of the natural ventilation rate is negligible, as depicted in Figure 8.

On roof vent area

The evaluation of ventilation rates as a function of external wind speed and roof vent area is shown in Figure 9. When the roof vent area is about 10 % of the greenhouse-floor area, ventilation rates range from 0.45 to 2.87 min^{-1} at the wind speed from 0 to 4 m s^{-1} . Thus, air exchange rates increase about

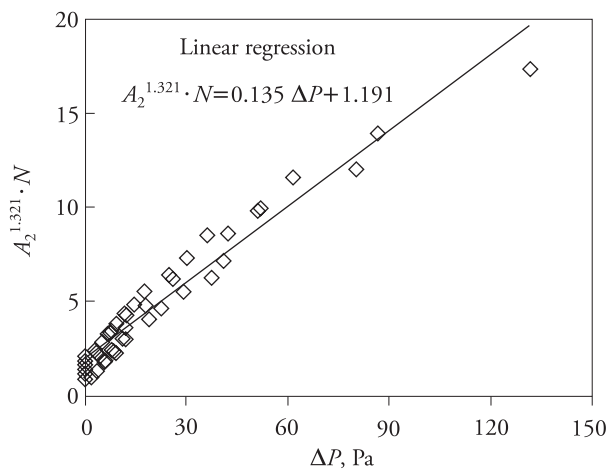


Figure 7. The effect of the pressure drop (ΔP) on the ventilation rate.

Figura 7. Efecto de la caída en la presión (ΔP) sobre la tasa de ventilación.

el modelo S, modelo L y modelo SF. No obstante, las tasas de ventilación resultantes son 0.64 , 1.76 y 2.76 min^{-1} . Por tanto, cuando se relaciona la caída en la presión con la tasa de ventilación, debe también tomarse en cuenta las propiedades de la malla. Para el conjunto elegido de modelos de mallas, la regresión lineal mostrada en la Figura 7 presenta un ajuste de la curva basada en los puntos de datos del Cuadro 3, cuando se incluye el coeficiente A_2 del polinomio $v\text{-}\Delta P$ para cada malla. Una ventaja de este enfoque es que puede eludirse la simulación CFD de cualquier nuevo modelo de malla y la tasa de ventilación aún ser cuantificada directamente. Sin embargo, el modelo empírico es sólo válido para curvas de mallas que caen en el rango de presión ($\Delta P < 140$). Cuando el área de contacto de las mallas anti insectos se extiende, ya sea en forma lineal o curva (Figura 5), el aumento en la tasa de ventilación natural es insignificante, como se muestra en la Figura 8.

Sobre el área de ventila cenital

La evaluación de las tasas de ventilación como función de la velocidad del viento exterior y el área de ventila cenital se muestran en la Figura 9. Cuando el área de ventilación cenital es alrededor de 10 % del área de piso del invernadero, las tasas de ventilación tienen un rango de 0.45 a 2.87 min^{-1} a una velocidad del viento de 0 a 4 m s^{-1} . Por ende, las tasas de intercambio de aire aumentan alrededor de 15-20 %

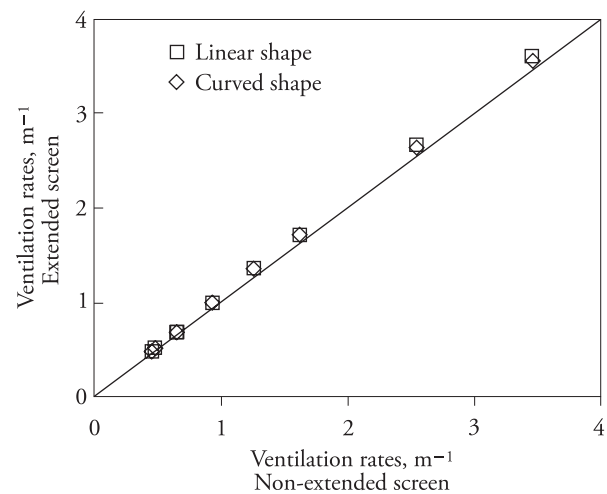


Figure 8. Effects of the linear and curved extended screens on the ventilation rate.

Figura 8. Efectos de las mallas extendidas con forma lineal o curva sobre la tasa de ventilación.

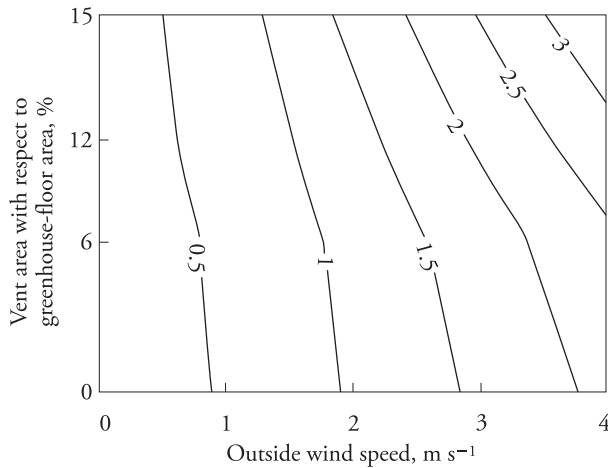


Figure 9. Ventilation rates as a function of wind speed and roof vent area.

Figura 9. Tasas de ventilación como una función de la velocidad del viento y el área de ventila cenital.

15-20 % with respect to the current roof vent area. As the roof vent area increases to equal 15 % of the greenhouse-floor, the ventilation rate increases from 0.48 to 3.45 min^{-1} or what amounts to 20-40 % higher than those with the current area at the same wind speed range. In this case, to supply at least one air change per minute, the required westward wind speed drops by 30 % (from 1.8 to 1.3 m s^{-1}). It is important to note that the dominant wind speed in the region is low (0.6-1.5 m s^{-1}) as indicated earlier, and the roof area can be readily extended.

In order to examine the structure orientation that may provide higher ventilation, a series of simulations were performed over a greenhouse with vent roof size equal to 15 % of the greenhouse-floor area. There is a slight difference in the ventilation rate due to eastward and westward winds, as shown in Figure 10. It is interesting to note that the westward wind produces higher ventilation rate only with high wind speed ($>1.4 \text{ m s}^{-1}$ based on CFD simulation results), whereas the opposite trend is observed at low wind speeds (eastward winds produce higher ventilation rates at $w_s < 1.4 \text{ m s}^{-1}$). Because local wind speed is predominantly less than 1.5 m s^{-1} , eastward winds are therefore more beneficial for greenhouse cooling than westward winds. In this way, CFD simulations provided a guideline for the most favorable greenhouse orientation in order to achieve maximum cooling effects during the summer.

CFD tools enable to visualize flow and temperature fields developed by the external wind.

respecto al área actual de ventila cenital. Conforme el área de ventila cenital aumenta hasta ser 15 % del piso del invernadero, la tasa de ventilación aumenta de 0.48 a 3.45 min^{-1} o lo que equivale a 20-40 % más que la que existe con el área actual en el mismo rango de velocidad del viento. En este caso, para proveer al menos un cambio de aire por minuto, la velocidad requerida de viento en dirección oeste disminuye en 30 % (de 1.8 a 1.3 m s^{-1}). Es importante notar que la velocidad dominante del viento en la región es baja (0.6-1.5 m s^{-1}), como se indicó anteriormente, y que el área del techo se puede extender fácilmente.

Para examinar la orientación estructural que puede proporcionar mayor ventilación, se efectuó una serie de simulaciones en un invernadero con tamaño de ventila cenital igual a 15 % del área de piso del invernadero. Hay una pequeña diferencia en la tasa de ventilación debido a los vientos en dirección este y oeste, como se muestra en la Figura 10. Es interesante notar que el viento con dirección oeste produce una mayor tasa de ventilación sólo con altas velocidades del viento ($>1.4 \text{ m s}^{-1}$ según resultados de la simulación CFD), mientras que la tendencia opuesta se observa a bajas velocidades del viento (los vientos con dirección este producen tasas de ventilación mayores a $w_s < 1.4 \text{ m s}^{-1}$). Dado que la velocidad del viento local es predominantemente menos de 1.5 m s^{-1} , los vientos con dirección este son por ende más benéficos para el enfriamiento del invernadero que los vientos con dirección oeste. De esta forma,

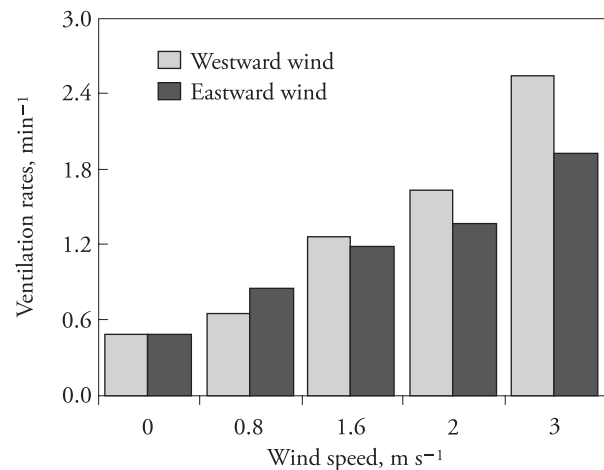


Figure 10. The effect of wind direction on ventilation rates.

Figura 10. Efecto de la dirección del viento sobre las tasas de ventilación.

Path lines and isotherms inside and, in the vicinity of, the greenhouse are shown in Figures 11a-d; in this case, wind blew at a speed of 0.8 m s^{-1} and outside air temperature (T_o) was 293 K. In Figure 11a it is shown that for eastward winds, all roof vents are leeward, although two roof vents act as air inlets and

las simulaciones CFD proveen una guía respecto a la orientación más favorable para el invernadero, para lograr los mayores efectos de enfriamiento durante el verano.

Las herramientas de CFD permiten visualizar el flujo y los campos de temperatura creados por

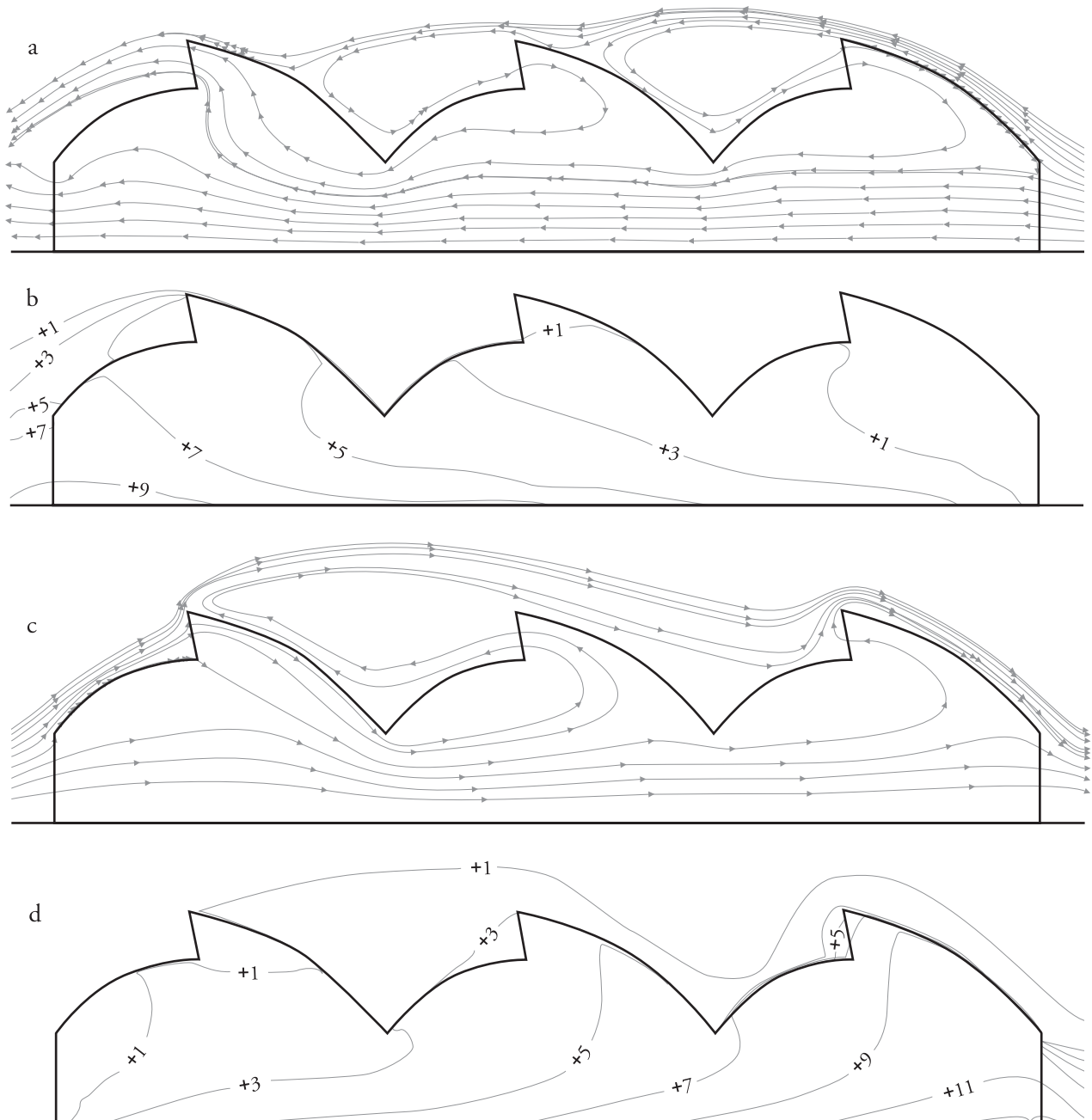


Figure 11. a) Path lines, eastward wind; b) isotherms, eastward wind; c) path lines, westward wind; and d) isotherms, westward wind. The numbers on isotherms denote $\Delta T = T_{\text{local}} - T_o$ for $w_s = 0.8 \text{ m s}^{-1}$ and $T_o = 293 \text{ K}$.

Figure 11. a) Líneas de trayectoria, viento con dirección este; b) isothermas, viento con dirección este; c) líneas de trayectoria, viento con dirección oeste; d) isothermas, viento con dirección oeste. Los números en las isothermas denotan $\Delta T = T_{\text{local}} - T_o$ para $w_s = 0.8 \text{ m s}^{-1}$ y $T_o = 293 \text{ K}$.

the remaining one serves as an air outlet. Air entering through the roof vents provides little aeration within the plant zone, moving instead over the plants. Clustered path lines indicate that high air velocities are developed just above the roof due to accelerating wind over the dome. Air entering through the right side-wall window moves and decelerates while traveling from one wall to the opposite side.

The distribution of temperatures in Figure 11b completes the description of the ventilation effect on internal temperature. As the cooler outside air enters the greenhouse and mixes with the hot air inside, temperature increases gradually until it reaches 302 K (+9 K contour, with respect to outside air temperature) on the other side of the greenhouse. Figure 11c and 11d represent the case when wind blows westward. Here, only one roof vent acts as inlet and two serve as outlets (Figure 11c). Thus, the trend lowers the ventilation rates as shown in Figure 10. Consequently, the temperature gradient within the greenhouse is higher than eastward winds, and the maximum contour is equal to +11 degrees in Figure 11d. Thus, the direct correlation between ventilation rates and internal temperature is evident. It should be noted that the present study only considers incoming radiation energy, even though other energy inputs such as evapotranspiration are also significant and may further change temperature profiles. This case also illustrates that a heterogeneous internal environment may be developed under natural ventilation over three spans.

CONCLUSIONS

The present study used Computational Fluid Dynamics (CFD) to analyze the internal microclimate conditions developed in a naturally-ventilated greenhouse under the local climate in central México. The CFD models predicted higher ventilation rates of the roof vent area without insect screens. The behavior of ventilation rates as affected by outside wind speeds and vent configurations showed a critical trade-off between crop protection and greenhouse ventilation. Additionally, the direction of the roof vent (thus the overall direction of the greenhouse structure) plays a significant role. A larger roof vent area can greatly enhance ventilation, while the extension of an insect-proof screen on side walls hardly changes the air exchange rate. Thus,

el viento exterior. Las líneas de trayectoria y las isotermas dentro y cerca del invernadero se muestran en las Figuras 11 a-d; en este caso, el viento sopló a una velocidad de 0.8 m s^{-1} y la temperatura del aire exterior (T_o) fue 293 K. En la Figura 11a se muestra que para los vientos con dirección este, todas las ventilas cenitales están en sotavento, aunque dos de ellas actúan como entradas de aire y la restante sirve como salida de aire. El aire que entra a través de las ventilas cenitales proporciona poca aeración dentro de la zona de las plantas, moviéndose en cambio sobre éstas. Las líneas de trayectoria agrupadas indican que se desarrollan altas velocidades de aire justo arriba del techo debido al viento en aceleración sobre el domo. El aire que entra por la ventana de la pared lateral derecha se mueve y desacelera conforme viaja de una pared al lado opuesto.

La distribución de temperaturas en la Figura 11b completa la descripción del efecto de ventilación en la temperatura interna. Conforme entra el aire más frío exterior al invernadero y se mezcla con el aire caliente dentro, la temperatura aumenta gradualmente hasta llegar a 302 K (+9 K de contorno, en comparación con la temperatura del aire exterior) del otro lado del invernadero. Las Figuras 11c y 11d representan el caso donde el viento sopla en dirección oeste. Aquí, sólo una ventila cenital actúa como entrada y dos sirven como salidas (Figura 11c). Por ende, la tendencia disminuye las tasas de ventilación como se muestra en la Figura 10. En consecuencia, el gradiente de temperatura dentro del invernadero es mayor que los vientos con dirección este, y el contorno máximo es igual a +11 grados en la Figura 11d. Así, la correlación directa entre tasas de ventilación y temperatura interna es evidente. Debería notarse que este estudio sólo considera la energía de radiación entrante, aunque otras entradas de energía como la evapotranspiración son también significativas y pueden alterar aún más los perfiles de temperatura. Este caso también ilustra que un ambiente interior heterogéneo puede desarrollarse bajo ventilación natural a lo largo de tres arcos.

CONCLUSIONES

El presente estudio utilizó la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para analizar las condiciones microclimáticas interiores que se desarrollan en un invernadero con ventilación natural bajo el

computational parametric studies on new greenhouse structures can contribute to identify relevant design factors that affect greenhouse cooling under specific local climate conditions.

LITERATURE CITED

- Anderson, J. D. 1995. *Computational Fluid Dynamics. The Basics with Applications*. McGraw-Hill Inc. New York, USA. 547 p.
- Atarassi, R. T., M. V. Folegatti, and R. P. Camponez do Brazil. 2006. Convection regime between canopy and air in a greenhouse. *Scientia Agricola* 63: 77-81.
- Bartzanas, T., C. Kittas, and T. Boulard. 2002. Numerical simulation of the airflow and temperature patterns in a greenhouse equipped with insect-proof screen in the openings. *Acta Horticulturae* 578: 351-358.
- Boulard, T., C. Kittas, J. C. Roy, and S. Wang. 2002. Convective and ventilation transfers in greenhouse, Part 2: determination of distributed greenhouse climate. *Biosystems Eng.* 83: 129-147
- Boulard, T., J. F. Meneses, M. Mermier, and G. Papadakis. 1996. The mechanisms involved in the natural ventilation of greenhouse. *J. Agric. For. Meteorol.* 79: 61-77.
- Campen, J. B., and G. P. A. Bot. 2003. Determination of greenhouse-specific aspects of ventilation using three-dimensional computational fluid dynamics. *Biosystems Eng.* 84: 69-77.
- Choi, C. Y., and S. J. Kim. 1996. Conjugate mixed convection in a channel: Modified five percent deviation rule. *International J. Heat and Mass Transfer* 39: 1223-1234.
- Choi, C. Y., and P. M. Waller. 1997. Momentum transport mechanism for water flow over porous media. *J. Environ. Eng. ASCE* 123: 792-799.
- Choi, C. Y., and F. A. Kulacki. 1993. Non-Darcian effects on mixed convection in a vertical packed sphere annulus. *J. Heat Transfer-Trans. The ASME* 115: 506-510.
- Haxaire, R., T. Boulard, and M. Mermier. 2000. Greenhouse natural ventilation by wind forces. *Acta Horticulturae* 534: 31-40.
- clima local en el centro de México. Los modelos CFD predijeron mayores tasas de ventilación del área de ventilas cenitales sin mallas anti insectos. El comportamiento de las tasas de ventilación conforme son afectadas por las velocidades del viento exterior y las configuraciones de ventilas mostraron una compensación crítica entre la protección de los cultivos y la ventilación del invernadero. Además, la dirección de la ventila cenital (y por ende, la dirección general de la estructura del invernadero) tiene una función significativa. Una mayor área de ventilas cenitales puede mejorar la ventilación marcadamente, mientras que la extensión de la malla anti insectos en las paredes laterales difícilmente cambia la tasa de intercambio de aire. Por tanto, los estudios paramétricos computacionales sobre estructuras de invernadero pueden contribuir a identificar factores del diseño relevantes que afectan el enfriamiento del invernadero bajo condiciones climáticas locales específicas.

—Fin de la versión en Español—



- Kacira, M., S. Sase, and L. Okushima. 2004. Optimization of vent configuration by evaluating greenhouse ad plant canopy ventilation rates under wind-induced ventilation. *Trans. ASAE* 47: 2059-2067.
- Kim, S. J., and C. Y. Choi. 1996. Convective heat transfer in porous media and overlying fluid layers heated from below. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 39: 319-329.
- US Global Resources. LS ECONET Website. 2005. <http://insect-screen.usgr.com/econet-insect-screen.html>. Accessed, May 2005.