

*Enseñar la explotación de la
tierra, no la del hombre.*

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA CHAPINGO

INGENIERÍA AGRÍCOLA Y USO INTEGRAL DEL AGUA

MODELACIÓN MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL 3D DE LA TEMPERATURA Y HUMEDAD EN UN INVERNADERO CON HUMIDIFICACIÓN

TESIS

QUE COMO REQUISITO PARCIAL
PARA OBTENER EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERÍA AGRÍCOLA
Y USO INTEGRAL DEL AGUA



DIRECCION GENERAL ACADEMICA
DEPTO. DE SERVICIOS ESCOLARES
OFICINA DE EXAMENES PROFESIONALES

PRESENTA:

CUAUHTÉMOC PÉREZ VEGA

ENERO DE 2015

CHAPINGO, ESTADO DE MÉXICO



**MODELACIÓN MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL 3D DE LA
TEMPERATURA Y HUMEDAD EN UN INVERNADERO CON HUMIDIFICACIÓN**

Tesis realizada por **Cuauhtémoc Pérez Vega** bajo la dirección del Comité Asesor indicado,
aprobada por el mismo y aceptada como requisito parcial para obtener el grado de:

DOCTOR EN INGENIERÍA AGRÍCOLA

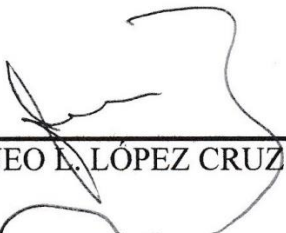
Y USO INTEGRAL DEL AGUA

DIRECTOR:



DR. JOSÉ ARMANDO RAMÍREZ ARIAS

ASESOR:



DR. IRINEO L. LÓPEZ CRUZ

ASESOR:



DR. RAMÓN ARTEAGA RAMÍREZ

LECTOR EXTERNO:



DR. JORGE FLORES VELÁZQUEZ

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Autónoma Chapingo (UACH), al Posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua (IAUIA), por los conocimientos brindados y haberme dado la oportunidad de realizar mis estudios de doctorado.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el financiamiento otorgado para realizar mis estudios de doctorado.

Al Consejo Mexiquense de Ciencia y Tecnología (COMECYT) por el apoyo económico brindado para concluir mi tesis de doctorado satisfactoriamente.

Al Dr. José Armando Ramírez Arias por aceptar dirigir este trabajo, paciencia y comprensión durante mis estudios en el posgrado, pero sobre todo por sus siempre valiosos consejos.

Al Dr. Irineo L. López Cruz, por sus enseñanzas y siempre bien atinadas sugerencias en el proceso de revisión de la tesis y artículos científicos.

Al Dr. Ramón Arteaga Ramírez, por sus valiosas sugerencias en la realización de este trabajo, pero sobre todo por su siempre amable disposición.

Al Dr. Mauricio Carrillo García, coordinador del Posgrado de IAUIA de la UACH, por las facilidades otorgadas en el proceso de obtención del grado.

Al Laboratorio de Energía del DIMA, y al Laboratorio de Ingeniería de la Madera de DICIFO de la Universidad Autónoma Chapingo, por el apoyo brindado mediante sus equipos (túnel de viento y microscopio).

A todos los profesores que han contribuido en mi formación académica en la UACH.

DEDICATORIA

A mis padres

J. Merced Pérez Guerrero (QEPD) y Victoria Vega Rodríguez

A mis hermanos

Iván, Pureza, Xóchitl, Juan Manuel, Ma. Guadalupe, Miguel y Moctezuma.

A mis familiares y amigos.

A Marisela Contreras Hernández.

DATOS BIOGRÁFICOS

El autor nació el 13 de septiembre de 1986 en Casas Viejas, Toluca, Querétaro. Cursó su educación básica en escuelas públicas de su lugar de origen. Posteriormente en el año 2001 cambia de residencia a Texcoco, Estado de México para iniciar su preparación en la Preparatoria Agrícola de la Universidad Autónoma Chapingo, terminando en el 2004; en ese mismo año ingresa a la licenciatura en Ingeniería Mecánica Agrícola de la misma universidad, concluyendo en el 2008 y obteniendo el título de ingeniero mecánico agrícola. En Agosto del 2008 ingresa a la maestría en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua (IAUIA) en la orientación de Biosistemas, finalizando en Julio de 2010 con el tema de investigación “Integral de temperatura en el crecimiento y desarrollo de jitomate (*Lycopersicon esculentum* Mill.) en invernadero”. En Agosto de 2010 ingresa al Doctorado en IAUIA en la orientación de Biosistemas, donde desarrolla el tema de investigación “Modelación mediante dinámica de fluidos computacional 3D de la temperatura y humedad en un invernadero con humidificación”.

MODELACIÓN MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL 3D DE LA TEMPERATURA Y HUMEDAD EN UN INVERNADERO CON HUMIDIFICACIÓN

Cuauhtémoc Pérez Vega¹
José Armando Ramírez Arias²

RESUMEN

Los invernaderos instalados en regiones cálidas y templadas usan solamente ventilación natural como método de control de la temperatura y humedad. Sin embargo, en ciertos periodos del año está es insuficiente para extraer el exceso de calor durante los días con altos niveles de radiación. Este control limitado dificulta mantener valores óptimos del clima requerido para el crecimiento y desarrollo de cultivos. Por lo tanto, se requiere usar sistemas de refrigeración con nebulización o humidificación. El objetivo general de esta investigación fue conocer la distribución espacial de la temperatura y humedad mediante experimentación y modelación con dinámica de fluidos computacional (CFD) en 3D de un invernadero ventilado naturalmente y equipado con humidificadores. Primero se determinó la porosidad, la permeabilidad y el factor inercial de las mallas anti-insectos usadas en las ventanas del invernadero. Posteriormente, estas características geométricas y aerodinámicas junto con mediciones ambientales experimentales internas y externas fueron usadas como condiciones de frontera en el modelo CFD-3D. Además se usaron los modelos de turbulencia k- ϵ , de flotabilidad, de radiación DO, de medio poroso, de transporte de especies y de fase discreta. La transpiración del cultivo fue calculada con el modelo de Baille. Se estimó que las mallas anti-insectos reducen la tasa de ventilación natural desde un 21% hasta un 50%. El modelo CFD 3D describió satisfactoriamente la temperatura y humedad del invernadero estudiado ya que los porcentajes del error en las simulaciones con cultivo fueron de 0.11–3.43% para temperatura y 0.44–10.80% para humedad, respectivamente. Por otro lado, el porcentajes del error en las simulaciones sin cultivo fueron de 2.72–14.47% para temperatura y 5.89–23.56% para humedad, respectivamente. Además el uso de humidificadores mejoró la distribución espacial de la temperatura y humedad del invernadero, aunque sus valores más grandes se presentaron en la parte central del mismo.

Palabras clave: Modelos numéricos, Ecuaciones de Navier-Stokes, ANSYS Fluent, Simulación.

MODELING OF TEMPERATURE AND HUMIDITY BY COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS 3D IN A GREENHOUSE WITH HUMIDIFICATION

Cuauhtémoc Pérez Vega¹
José Armando Ramírez Arias²

SUMMARY

Greenhouses installed in hot and temperate regions only use natural ventilation as temperature and humidity control method. However, in certain periods of the year removing the excess of heat during days with high radiation levels is not enough. Values of inside greenhouse climate required this poor control hinder maintaining optimum for growth and development of crops. Therefore, it is necessary to use other cooling systems such as fog system or humidification. The overall objective of this research was to know the spatial distribution of temperature and relative humidity by experimentation and modeling with computational fluid dynamics (CFD) 3D in a naturally ventilated greenhouse equipped with humidifiers. First, porosity, permeability and inertial factor of anti-insect screens used in greenhouse were determined. Subsequently, these geometric and aerodynamic characteristics together with internal and external environmental experimental measurements were used as boundary conditions of the 3D-CFD model. Furthermore, the models k- ϵ turbulence, buoyancy, DO radiation, porous media, species transport, and discrete phase were used. The crop transpiration was calculated with the Baille model. It was estimated that the anti-insect screens decrease the natural ventilation rates from 21% to 50%. The 3D-CFD model satisfactorily described the greenhouse temperature and humidity since the percentages of error in the simulations with crop were of 0.11-3.43% in case of temperature and of 0.44-10.80% for moisture, respectively. On the other hand, the percentages of error simulations without crop were of 2.72-14.47% and of 5.89-23.56% for temperature and moisture, respectively. Moreover, the use of humidifiers improved the greenhouse temperature and humidity spatial distribution, although their highest values were observed in the greenhouse central part.

Keywords: Numerical models, Navier-Stokes equations, ANSYS Fluent, Simulation.

¹ Estudiante de doctorado

² Director de tesis

¹ PhD student

² Main advisor

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE CONTENIDO.....	vi
ÍNDICE DE CUADROS.....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
CAPÍTULO 1	1
INTRODUCCIÓN GENERAL	1
1. 1. CONTEXTO GENERAL DE LOS MÉTODOS DE CONTROL CLIMÁTICO EN INVERNADEROS	1
1. 2. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN	4
1. 3. HIPÓTESIS	5
1. 4. OBJETIVOS	5
CAPÍTULO 2	7
PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL ..	7
2. 1. ECUACIÓN GENERAL DE CONSERVACIÓN	7
2. 2. ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE MASA	11

2. 3. ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE MOVIMIENTO	12
2. 4. ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA.....	13
2. 5. ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE LAS ESPECIES	14
2. 8. MODELO DE TURBULENCIA.....	15
2. 9 MODELADO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	18
2. 9. 1. Convección natural y fenómenos de flotabilidad.....	19
2. 9. 2. Radiación.....	20
2. 10 MODELO DE FASE DISCRETA (MFD)	22
CAPITULO 3.....	24
ESTADO DEL ARTE DE CFD EN INVERNADEROS	24
3. 1. VENTILACIÓN	24
3. 1. 1. Ventilación natural	25
3. 1. 2. Ventilación forzada	27
3. 3. ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO	28
3. 3. 1. Enfriamiento con muro húmedo.....	28
3. 3. 2. Enfriamiento con nebulización	30
3. 4. MALLAS ANTI-INSECTOS EN VENTANAS	31
3. 5. TEMPERATURA.....	34
3. 6. HUMEDAD	36
3. 7. RADIACIÓN SOLAR.....	39

3. 8. EFECTO DEL CULTIVO EN INVERNADEROS.....	40
3. 9. TURBULENCIA Y FLOTABILIDAD.....	43
CAPÍTULO 4.....	46
CARACTERÍSTICAS AERODINÁMICAS DE MALLAS ANTI-INSECTOS	
USADAS EN VENTANAS DE INVERNADEROS MEXICANOS	46
4.1. RESUMEN	46
4.2. INTRODUCCIÓN	47
4.3. MATERIALES Y MÉTODOS.....	50
4.3.1. Caracterización geométrica de las mallas	50
4.3.2. Caracterización aerodinámica de las mallas	53
4.4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	57
4.4.1. Características geométricas de las malla.....	57
4.4.1. Características aerodinámicas de las mallas	58
4.5. CONCLUSIONES	65
CAPÍTULO 5.....	66
MODELACIÓN MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL 3D DE	
LA TEMPERATURA Y HUMEDAD EN UN INVERNADERO CON	
HUMIDIFICACIÓN	66
5.1. RESUMEN	66
5.2. INTRODUCCIÓN	67

5. 3. MATERIALES Y MÉTODOS	68
5. 3. 1. Descripción del invernadero.	68
5. 3. 2. Simulación con dinámica de fluidos computacional.....	70
5.4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	79
5. 4. 1. Validación del modelo	79
5. 4. 2. Temperatura en estado estacionario de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo.....	80
5. 4. 3. Humedad en estado estacionario de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo	84
5. 4. 4. Temperatura en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo	87
5. 4. 5. Humedad en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo	90
5. 4. 6. Temperatura en estado estacionario de simulaciones CFD en un invernadero sin cultivo	94
5. 4. 7. Humedad en estado estacionario de simulaciones CFD en un invernadero sin cultivo	96
5. 4. 8. Temperatura en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero sin cultivo	99
5. 4. 9. Humedad en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero sin cultivo	101

5.5. CONCLUSIONES	104
CAPÍTULO 6	105
CONCLUSIONES GENERALES	105
LITERATURA CITADA.....	107

ÍNDICE DE CUADROS

Cuadro 4. 1. Características geométricas de mallas típicas de invernaderos mexicanos.	58
Cuadro 4. 2 Coeficientes válidos para velocidades del aire de 0 a 4 m s ⁻¹ .	61
Cuadro 4. 3 Coeficientes válidos para velocidades del aire de 0 a 6 m s ⁻¹ .	62
Cuadro 4. 4 Coeficientes válidos para velocidades del aire de 0 a 8 m s ⁻¹ .	64
Cuadro 5. 1 Variables ambientales externas al invernadero para nueve instantes en que se realizaron las simulaciones, para el caso con y sin transpiración.	80
Cuadro 5. 2 Comparación de la temperatura del aire estimada por el modelo CFD-3D contra mediciones en estado estacionario.	81
Cuadro 5. 3 Comparación entre la humedad del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en el invernadero en estado estacionario.	85
Cuadro 5. 4 Resumen estadístico de la comparación de la variable temperatura para cuatro simulaciones en estado transitorio.	88
Cuadro 5. 5 Comparación entre la humedad del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en el invernadero en estado transitorio.	91

Cuadro 5. 6 Comparación de la temperatura del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en estado estacionario sin cultivo.....	94
Cuadro 5. 7 Comparación de la humedad del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en estado estacionario sin cultivo.....	97
Cuadro 5. 8 Comparación de la temperatura del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en estado transitorio sin cultivo.	100
Cuadro 5. 9 Comparación entre la humedad del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en el invernadero en estado transitorio sin cultivo.....	102

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1. Volumen de control.	8
Figura 2. 2. Clasificación de modelos de turbulencia.	16
Figura 4.1. Caracterización geométrica de malla Anti-Insectos.	51
Figura 4. 2. Caída de presión contra velocidad del aire medida en túnel de viento para siete malla Anti-Áfidos y Anti-Insectos.....	59
Figura 4. 3 Caída de presión contra velocidad del aire (0 a 4m s ⁻¹) para siete malla Anti-Áfidos y Anti-Insectos.....	60
Figura 4. 4 Caída de presión calculada en función de la velocidad del aire (0 a 6 m s ⁻¹) para las diferentes mallas anti áfidos y anti insectos.	62
Figura 4. 5. Caída de presión calculada en función de a velocidad del aire (0 a 8m s ⁻¹) para diferentes malla Anti-Áfidos y Anti-Insectos.	63
Figura 5. 1 Distribución del invernadero y ubicación de los sensores de temperatura y humedad.	70

Figura 5. 2 Comparación de la temperatura medida y simulada para 20 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso estacionario.	82
Figura 5. 3 Distribución de la temperatura en estado estacionario en el interior del invernadero para el día 20 de Marzo de 2014; a) vistas frontales en la zona central del invernadero, b) vista lateral en el centro del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.	83
Figura 5. 4. Distribución tridimensional de la temperatura en estado estacionario para el día 20 de Marzo.....	84
Figura 5. 5 Comparación de la temperatura medida y simulada para 11 sensores ubicados en el invernadero experimental en estado estacionario.....	85
Figura 5. 6 Distribución de la humedad en estado estacionario en el interior del invernadero para el día 20 de Marzo de 2014; a) vistas frontales en la zona central del invernadero, b) vista lateral en el centro del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.	86
Figura 5. 7 Distribución tridimensional de la humedad en estado estacionario.....	87
Figura 5. 8 Comparación de la temperatura medida y simulada para 20 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso transitorio de 15 minutos.....	88
Figura 5. 9 Distribución de la temperatura en el interior del invernadero para el día 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.	89
Figura 5. 10 Vista tridimensional de la temperatura en el invernadero para el caso del 20 de marzo de 2014.	90
Figura 5. 11 Comparación de la humedad relativa medida y simulada para 11 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso transitorio de 15 minutos.....	92

Figura 5. 12 Vista tridimensional de la humedad específica en el interior del invernadero resultado para el día 20 de marzo de 2014.....	93
Figura 5. 13 Distribución de la humedad específica en el interior del invernadero para el día 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.....	93
Figura 5. 14 Comparación de la temperatura medida y simulada para 21 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso estacionario sin cultivo.....	95
Figura 5. 15 Distribución de la temperatura en el interior del invernadero; a) vista frontal en el centro del invernadero, b) vista lateral en la parte central del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.....	95
Figura 5. 16 Vista tridimensional de la temperatura en el interior del invernadero en estado estacionario.	96
Figura 5. 17 Comparación de la humedad medida y simulada para 12 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso estacionario sin cultivo.....	97
Figura 5. 18 Vista tridimensional de la humedad del invernadero.	98
Figura 5. 19 Distribución de la humedad en el interior del invernadero; a) vista frontal en el centro del invernadero, b) vista lateral en la parte central del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.....	99
Figura 5. 20 Comparación de la temperatura medida y simulada para 21 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso transitorio sin cultivo.....	100
Figura 5. 21 Vista tridimensional de la temperatura en estado transitorio.....	101
Figura 5. 22 Comparación de la humedad medida y simulada para 12 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso transitorio.....	102

Figura 5. 23 Distribución de la humedad en el interior del invernadero; a) vista frontal en el centro del invernadero, b) vista lateral en la parte central del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.....	103
Figura 5. 24 Vista tridimensional de la humedad en el invernadero en estado transitorio sin efecto de transpiración.....	104

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN GENERAL

1. 1. CONTEXTO GENERAL DE LOS MÉTODOS DE CONTROL CLIMÁTICO EN INVERNADEROS

El control climático en invernaderos es cambiante debido a sus interacciones altamente no lineales entre los subsistemas biológicos y físicos, y además al fuerte acoplamiento de las dos principales variables de control: temperatura y humedad (López-Cruz *et al.*, 2014). A través del control climático los factores de crecimiento más importantes por encima del suelo pueden ser influenciados. Estos factores son luz, nivel de radiación, concentración de CO₂, temperatura y humedad del aire. Los objetivos más importantes del control climático en invernaderos son: alta producción; planeación óptima de cosecha; calidad óptima de producto; manejo de riesgos (prevención de calamidades); objetivos medio-ambientales (reducción en uso de pesticidas y energía); condiciones óptimas de cultivo (crecimiento y desarrollo); administración de costos (energía, CO₂, labores culturales) (Challa *et al.*, 2003).

A través de los años, los agricultores han desarrollado una serie de métodos para alterar las condiciones medioambientales de sus cultivos, con el propósito de favorecer la precocidad y mejorar la calidad de la producción (FAO, 2002). El cultivo protegido es un sistema agrícola especializado en el cual se lleva a cabo un cierto control del medio edafoclimático alterando sus condiciones (suelo, temperatura, radiación solar, viento,

humedad), su ventaja sobre el método tradicional a cielo abierto es que se establece una barrera entre el medio ambiente exterior y el cultivo (Castañeda-Miranda *et al.*, 2007; Castilla, 2013) proporcionando un microclima interior agradable para optimizar el crecimiento de las plantas (Ganguly y Ghosh, 2011). El medio ambiente puede controlarse de diversas maneras: Desde la simple elección de un lugar expuesto al sol y protegido del viento, hasta el uso de unidades de aire acondicionado, a veces equipadas con iluminación artificial. La elección del grado de control medioambiental está obviamente limitada por el nivel de inversión de capital y los costos de operación que el usuario esté dispuesto a asumir (FAO, 2002).

La ventilación natural y el blanqueo en invernaderos son los métodos más usados en regiones cálidas y templadas para el control de la temperatura y humedad durante el verano. Debido que requieren menos energía, menos equipamiento para operarlos y mantenerlos y son mucho más baratos que el resto de sistemas de enfriamiento. Sin embargo, el área de las ventanas y la necesidad de colocar mallas anti-insectos de baja porosidad causa con frecuencia que la ventilación natural no sea suficiente para extraer el exceso de energía (Flores-Velázquez *et al.*, 2011b) durante los días soleados de verano, y por ello se utilizan otros sistemas de enfriamiento, como la ventilación forzada combinada con enfriamiento por evaporación (nebulizadores, aspersores o muros húmedos). Por otra parte, durante el invierno, es necesario calentar y deshumidificar para lograr una producción de calidad estándar (Kittas *et al.*, 2011, 2012). La ventilación natural en invernaderos es el mecanismo mediante el cual se produce el intercambio de aire interior (generalmente más caliente y húmedo) y el aire exterior (generalmente más frío y seco) debido a las diferencias de presión, que determinan que el aire entre o salga, éstas provocadas por dos fuerzas motoras: las fuerzas de gravedad originadas por las

diferencias de densidad del aire, que a su vez están provocadas por las diferencias en su temperatura (efecto térmico) y el efecto del viento exterior, que genera un campo de presiones sobre cualquier estructura (efecto eólico)(Baeza *et al.*, 2010).

Sistemas evaporativos de refrigeración para invernaderos se han desarrollado para proporcionar las condiciones deseadas del cultivo (humedad y temperatura) durante la temporada caliente. Estos sistemas se basan en la conversión de calor sensible en calor latente de agua evaporada, con el agua suministrada mecánicamente. El establecimiento de la combinación apropiada de aire y el suministro de agua dependen de las condiciones ambientales, tales como la radiación solar, la temperatura y humedad relativa ambiental, y es esencial para mantener las condiciones adecuadas dentro del invernadero (Arbel *et al.*, 1999). Los invernaderos con evaporación necesitan menos ventilación (Boulard y Baille, 1993; Montero *et al.*, 1994) haciendo que la refrigeración evaporativa compense la falta de ventilación en la mayoría de los invernaderos durante periodos cálidos. El aumento de la humedad relativa en los cultivos de invernadero, gracias a la nebulización pueden llegar a disminuir la tasa de transpiración en un 40% con respecto a los valores normales (Katsoulas *et al.*, 2001) considerando una disminución del déficit de presión de vapor del agua con altas conductancias estomáticas (Katsoulas *et al.*, 2001; Gázquez *et al.*, 2008). Esta respuesta estomática a la humedad produce, indirectamente, cambios fisiológicos que afectan a la absorción de agua y a la asimilación de CO₂ por las plantas (Bunce, 2006).

La concentración de CO₂ del aire es una variable climática relevante para ser controlada en invernaderos, ya que tiene un efecto marcado sobre su asimilación en las plantas (Sánchez-Guerrero *et al.*, 2005). Las condiciones del CO₂ en ambientes semi-cerrados como el de invernaderos son diferentes de las del exterior. Es frecuente

observar en el invernadero como la concentración de CO₂ cae por debajo del nivel ambiental. Este agotamiento es causado por la absorción de CO₂ del cultivo y una renovación insuficiente de CO₂. La concentración de CO₂ desciende hasta alcanzar un equilibrio, pudiendo bajar en ocasiones hasta 150 ppm (Nederhoff, 1995). Por lo tanto, podría ser rentable el enriquecimiento a niveles de alrededor de 700-800 $\mu\text{mol mol}^{-1}$, ya que actualmente se practica en el norte de Europa, durante los periodos en los que se mantiene cerrado el invernadero, es decir, por la mañana temprano y por la tarde (Sánchez-Guerrero *et al.*, 2005, 2009).

1. 2. JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

Debido a que los métodos de control climático (ventilación natural, blanqueo y mallas sombras) de los principales factores ambientales que determinan la actividad metabólica, crecimiento y desarrollo de los cultivos en el interior de los invernaderos, son insuficientes para extraer el exceso de energía durante los días soleados en las regiones de climas cálidos y templados de México. Es necesario utilizar otros sistemas de enfriamiento como el enfriamiento por evaporación de agua (humidificación) con el propósito de mantener la calidad y productividad del cultivo. Las altas temperaturas producen desordenes fisiológicos en los frutos como la reducción del cuajado, formación de frutos partenocárpicos, maduración prematura, etc. El contenido de humedad de la atmósfera incide sobre: el turgor celular, la expansión foliar, el crecimiento y desarrollo aéreo y radicular de la planta, la transpiración del cultivo, la absorción de nutrientes y la producción de materia seca.

La importancia del estudio sobre humidificación en invernaderos reside principalmente en mejorar el entendimiento de las principales variables climáticas

(temperatura y humedad) en invernadero. Un adecuado diseño y manejo de sistemas de enfriamiento evaporativo se puede dar con ayuda de la técnica numérica en ingeniería de fluidos (Dinámica de fluidos computacional (CFD)).

1. 3. HIPÓTESIS

El estudio de procesos físicos, químicos y biológicos que están relacionados con el movimiento de fluidos en el sistema invernadero, mediante modelos numéricos basados en principios de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía, permite mejorar el manejo del microclima en su interior y pueden ser usados como una herramienta de diseño.

1. 4. OBJETIVOS

General

Modelar mediante Dinámica de Fluidos Computacional en 3D la distribución espacial y temporal de la temperatura y humedad de un invernadero ventilado naturalmente y equipado con humidificadores.

Particulares

1. Caracterizar geométrica y aerodinámicamente mallas anti-insectos en ventanas de invernaderos usadas en México mediante experimentación con microscopía y túnel de viento.
2. Desarrollar un modelo computacional del comportamiento tridimensional de la temperatura, humedad y flujo del aire con dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos usando el software FLUENT® 14.5,

Workbench®, Fluent Inc., de un invernadero tipo cenital equipado con humidificación.

3. Estudiar la distribución espacial y temporal de la temperatura y humedad en un invernadero ventilado naturalmente y equipado con humidificadores con cultivo de pimiento.

CAPÍTULO 2

PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

2. 1. ECUACIÓN GENERAL DE CONSERVACIÓN

La Dinámica de Fluidos Computacional, en una u otra forma, está basada en las ecuaciones fundamentales que gobiernan la dinámica de fluidos (Las ecuaciones de continuidad, momento y energía). Estos son enunciados matemáticos de tres principios físicos fundamentales sobre la cual toda la dinámica de fluidos está basada (Anderson, 1995; Versteeg y Malalasekera, 2007):

- La masa de un fluido es conservada
- La tasa de cambio de momento es igual a la suma de las fuerzas en un fluido particular (segunda Ley de Newton).
- La tasa de cambio de energía es igual a la suma de la tasa de calor y trabajo realizado en un fluido particular (primera ley de la termodinámica).

Considérese una variable específica ϕ definida sobre un volumen de control (VC) de dimensiones $\Delta x, \Delta y, \Delta z$, tal y como se muestra en la Figura 2.1. La variación temporal de la variable en dicho volumen de control se puede considerar a partir del principio de conservación como (Fernández-Oro, 2012):

$$\left[\begin{array}{c} \text{Incremento de } \phi \\ \text{en el VC respecto} \\ \text{del tiempo} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Flujo neto de } \phi \text{ que} \\ \text{entra en el VC por} \\ \text{las superficies} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Generación neta de } \phi \\ \text{en el interior del VC} \\ \text{respecto del tiempo} \end{array} \right] \quad (2.1)$$

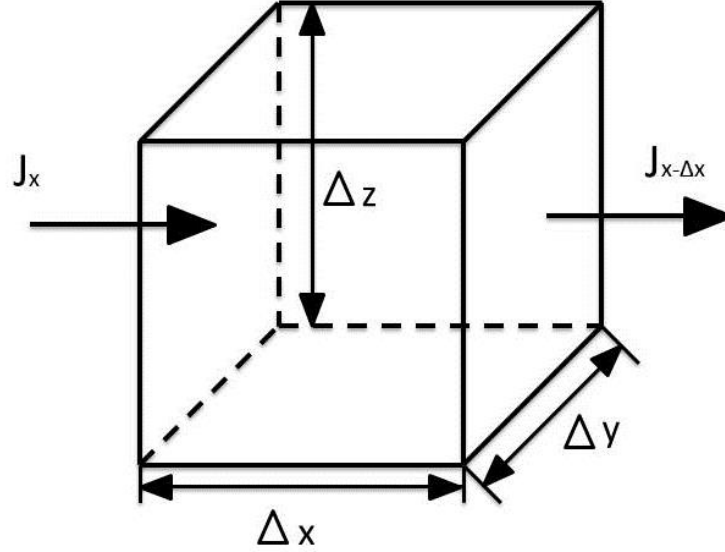


Figura 2. 1. Volumen de control.

Cada uno de los sumandos incluidos en 2.1 se pueden expresar matemáticamente como:

El incremento de ϕ en el volumen de control para un incremento de tiempo Δt viene expresado por $(\rho\phi\Delta v)_{t+\Delta t} - (\rho\phi\Delta v)_t$, donde ρ es la densidad del fluido, Δv es el volumen del elemento de control y t es el tiempo.

La generación neta de ϕ en el volumen de control se puede expresar de manera genérica como $S \Delta v \Delta t$, donde S representa la generación (“fuente”) de la variable por unidad de volumen. Normalmente se le denomina *término fuente*.

El término restante, el flujo neto de la variable por las superficies de control, se analiza definiendo los flujos (perpendiculares) a cada superficie del cubo de la Figura

2.1. Para la dirección x , se define el flujo neto como $(J_x - J_{x+\Delta x})\Delta y \Delta z \Delta t$, pudiéndose establecer expresiones similares para el resto de las direcciones. Así, agrupándolo todo, se obtendría el flujo neto total en el volumen de control en función del tiempo como:

$$(J_x - J_{x+\Delta x})\Delta y \Delta z \Delta t + (J_y - J_{y+\Delta y})\Delta x \Delta z \Delta t + (J_z - J_{z+\Delta z})\Delta x \Delta y \Delta t \quad (2.2)$$

Considerando los mecanismos físicos responsables de la generación del flujo, es posible determinar una expresión matemática para J en función de las propias variables de flujo. Así, teniendo en cuenta que existen dos mecanismos fundamentales responsables de la generación de un flujo, como son la difusión, originado a nivel molecular, microscópico, y la convección, asociado al movimiento del fluido a nivel macroscópico, es posible formular los flujos en cada cara como combinación de ambos mecanismos. Definiendo el vector velocidad del flujo de forma general como $\vec{v} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$, para la dirección x se puede escribir:

$$J_x = \left(\rho u \phi - \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_x ; \quad J_{x+\Delta x} = \left(\rho u \phi - \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_{x+\Delta x} \quad (2.3)$$

donde $(\rho u)_x$ es el flujo másico a través de la cara x y $\left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_x$ es la difusión molecular de la variable, producida por un gradiente de dicha variable (que dicta el establecimiento del flujo de la variable de zonas de mayor a zonas de menor concentración) y modulada por el coeficiente de transporte Γ que informa de la facilidad o dificultad del gradiente para establecer el flujo.

Introduciendo todas las expresiones anteriores dentro del balance en 2.1, y habiendo determinado expresiones similares para la expresión del flujo en el resto de las direcciones, se obtiene, tras haber dividido la ecuación por $\Delta v \Delta t$:

$$\begin{aligned}
\frac{(\rho\phi)_{t+\Delta t} - (\rho\phi)_t}{\Delta t} = & \frac{\left(\rho u\phi - \Gamma \frac{d\phi}{dx}\right)_x - \left(\rho u\phi - \Gamma \frac{d\phi}{dx}\right)_{x+\Delta x}}{\Delta x} + \\
& + \frac{\left(\rho v\phi - \Gamma \frac{d\phi}{dy}\right)_y - \left(\rho v\phi - \Gamma \frac{d\phi}{dy}\right)_{y+\Delta y}}{\Delta y} + \\
& + \frac{\left(\rho w\phi - \Gamma \frac{d\phi}{dz}\right)_z - \left(\rho w\phi - \Gamma \frac{d\phi}{dz}\right)_{z+\Delta z}}{\Delta z} + S
\end{aligned} \tag{2.4}$$

Tomando límites cuando $\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta t \rightarrow 0$, se obtiene en forma diferencial:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} = - \frac{\partial\left(\rho u\phi - \Gamma \frac{d\phi}{dx}\right)}{\partial x} - \frac{\partial\left(\rho v\phi - \Gamma \frac{d\phi}{dy}\right)}{\partial y} - \frac{\partial\left(\rho w\phi - \Gamma \frac{d\phi}{dz}\right)}{\partial z} + S \tag{2.5}$$

Es conveniente reescribir la ecuación 2.5 separando los términos difusivos de los convectivos de forma que:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{d\phi}{dx}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{d\phi}{dy}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{d\phi}{dz}\right) + S \tag{2.6}$$

Fernández-Oro (2012) describe la ecuación general de conservación en forma vectorial como:

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_{\text{temporal}} + \underbrace{\nabla \cdot \left(\rho \vec{v} \phi \right)}_{\text{convectivo}} = \underbrace{\nabla \cdot \left(\Gamma \nabla \phi \right)}_{\text{difusivo}} + \underbrace{\sum}_{\text{fuente}} \tag{2.7}$$

Por tanto, se observa que en la ecuación general 2.7 aparecen cuatro términos:

Término temporal, que representa la variación local con el tiempo en el interior del volumen de control; es decir, la acumulación o disminución de ϕ .

Término convectivo, que representa el transporte de la variable de un punto a otro del dominio por medio de la velocidad del flujo.

Término difusivo, que se corresponde con alguno de los fenómenos de transporte que ocurren a nivel molecular: la ley de Fourier para la difusión de calor; la ley de Fick para la difusión de masa o la ley de Newton para la difusión de cantidad de movimiento por efectos viscosos.

Término fuente, para tener en cuenta fuentes de generación o destrucción de la variable transportada.

2. 2. ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE MASA

Este principio para un volumen de control se puede expresar como: la transferencia neta de masa hacia dentro un volumen de control, o hacia fuera de éste, durante un intervalo Δt , es igual al cambio neto (aumento o disminución) en la masa total que está dentro de ese volumen en el transcurso de Δt ; es decir (Cengel y Cimbala, 2012):

$$\left[\begin{array}{c} \text{Masa total que entra} \\ \text{al VC durante } \Delta t \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Masa total que sale} \\ \text{al VC durante } \Delta t \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Cambio neto durante } \Delta t \text{ en la} \\ \text{masa que está dentro del VC} \end{array} \right] \quad (2.8)$$

El primer paso en la derivación de la ecuación de conservación de masa es escribir un balance de masa para el elemento de fluido (Versteeg y Malalasekera, 2007). La ecuación de conservación de masa, o ecuación de continuidad, establece de forma general que el incremento de masa en el interior de un elemento fluido es consecuencia del flujo neto de masa hacia dicho elemento (Fernández-Oro, 2012). La ecuación (2.9) es la ecuación inestable, conservación de masa o continuidad tridimensional de un fluido compresible (Welty *et al.*, 2005; Versteeg y Malalasekera, 2007):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (2.9)$$

Para un flujo incompresible la densidad del flujo no varía temporal ni espacialmente en el dominio, por lo que la ecuación se reduce a que la divergencia de la velocidad debe ser nula, $\nabla \cdot \vec{v} = 0$. La ecuación 2.9 es una forma de la ecuación diferencial parcial de la ecuación de continuidad.

2. 3. ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE MOVIMIENTO

La expresión general de la ecuación de momento para un fluido newtoniano (por tanto, que presenta una relación lineal entre las tensiones cortantes y las deformaciones

resultantes según $\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$) e incompresible es (Fernández-Oro, 2012):

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho \left(\vec{v} \cdot \nabla \right) \vec{v} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \nabla \cdot (\mu \nabla \vec{v}) \quad (2.10)$$

Aprovechando las propiedades de los campos vectoriales (Fernández-Oro, 2012), es relativamente fácil reformular el término convectivo según:

$$\left(\vec{v} \cdot \nabla \right) \vec{v} \equiv \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} = \nabla \cdot \left(\vec{v} \vec{v} \right) - \vec{v} \cdot \left(\nabla \cdot \vec{v} \right) \quad (2.11)$$

Y teniendo en cuenta que al ser incompresible el flujo es adivergente $\left(\nabla \cdot \vec{v} = 0 \right)$, se obtiene directamente sustituyendo 2.11 en 2.10:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} \cdot \vec{v}) = \nabla(\mu \nabla \vec{v}) - \nabla p + \rho \vec{g} \quad (2.12)$$

Que es la ecuación en su forma conservativa.

En este caso se obtiene una ecuación vectorial, según las tres direcciones del espacio, en la que la particularización respecto de la ecuación general se ha conseguido fijando que la velocidad sea la variable intensiva, es decir, $\phi = \vec{v} = (u, v, w)$, el coeficiente de difusión sea la viscosidad (la misma en todas direcciones, lo cual supone un medio homogéneo e isotrópico), $\Gamma = \mu$, y el término fuente incorpore el gradiente de presión, otras fuerzas másicas como el campo gravitatorio y todas aquellas partes del tensor de tensiones que no aparecen directamente en el término difusivo.

Por tanto, como fenómeno de transporte relacionado con el término difusivo (difusión de cantidad de movimiento) se tiene en este caso la **viscosidad cinemática**, normalmente definida como $\nu = \mu/\rho$ con dimensiones L^2T^{-1} .

2. 4. ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA

En este caso particular, la ecuación de la energía se formula en términos de la entalpía específica de forma (Fernández-Oro, 2012):

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_h \quad (2.13)$$

donde k representa la conductividad térmica del fluido y T es la temperatura. Es práctica habitual relacionar la temperatura con la entalpía según $dh = C_p dT$ de modo que:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h) = \nabla \cdot \left(\frac{k}{C_p} \nabla h \right) + S_h \quad (2.14)$$

Obsérvese nuevamente cómo la ecuación de la energía puede obtenerse directamente de la ecuación general de conservación si se fija que $\phi = h$, $\Gamma = k/C_p$ y $S = S_h$.

Como fenómeno de transporte relacionado con el término difusivo se tiene en este caso la **difusividad térmica**, normalmente denotada como α con dimensiones L^2T^{-1} , y que se define como: $\alpha = k/\rho C_p$.

2. 5. ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE LAS ESPECIES

Se considera la ecuación de transporte para una mezcla de especies químicas. La ecuación para la conservación de masa para cada especie química i se puede expresar en función de su fracción de masa m_i , suponiendo que se cumple la ley de Fick. Así (Fernández-Oro, 2012):

$$\frac{\partial(\rho m_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} m_i) = \nabla \cdot (\rho D_i \nabla m_i) + R_i \quad (2.15)$$

En este caso se ha particularizado la ecuación general con $\phi = m_i$, $\Gamma_i = \rho D_i$ y $S = R_i$, donde el término fuente se corresponde con la velocidad de formación de la especie química m_i mediante las reacciones químicas existentes.

Como fenómeno de transporte relacionado con el término difusivo se tiene en este caso la **difusividad másica**, normalmente denotada como D_i con dimensiones L^2T^{-1} .

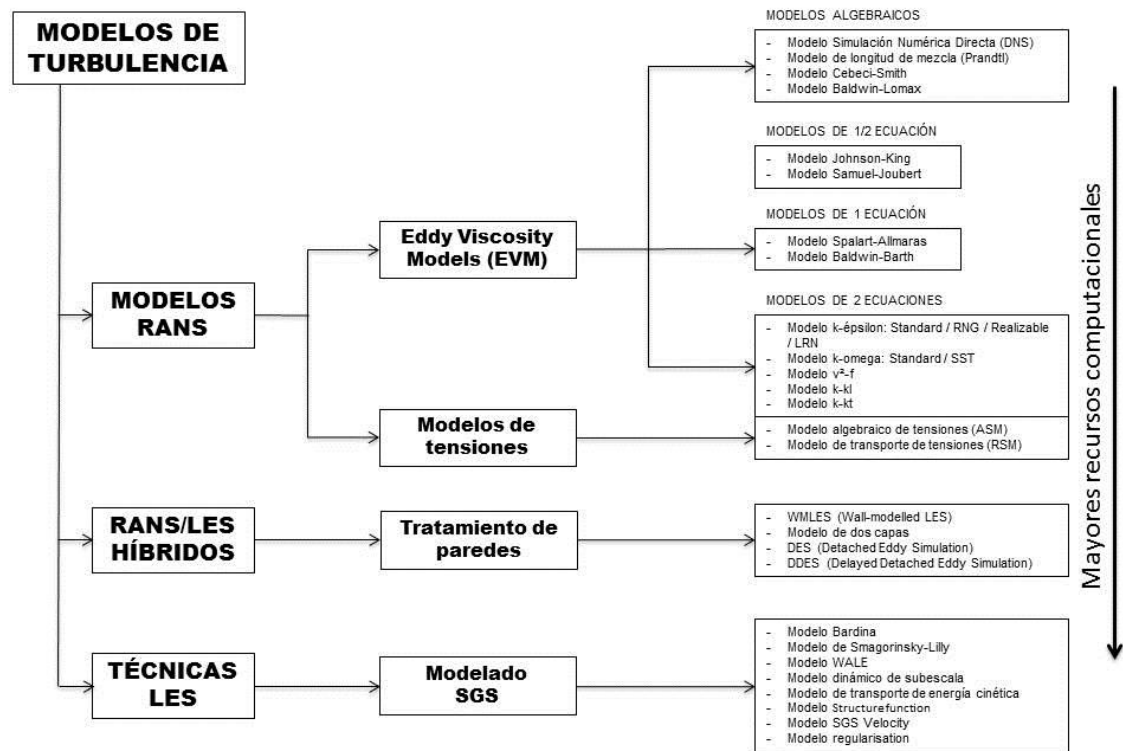
2. 8. MODELO DE TURBULENCIA

La turbulencia es un estado caótico e irregular del movimiento de un fluido que se establece a partir de la aparición de irregularidades en las condiciones iniciales o de contorno de la corriente fluida. Estas inestabilidades se amplifican y se retroalimentan de forma cíclica, creando vórtices (*eddies*) turbulentos que se crean y se destruyen. La turbulencia es un movimiento fluctuante y desordenado. La turbulencia es una característica de los flujos, no de los fluidos como tales (Fernández-Oro, 2012). Un movimiento de fluido se describe como turbulento si es tridimensional, rotacional, intermitente, altamente desordenado, difusiva y disipativo (Markatos, 1986; Argyropoulos y Markatos, 2014).

Hoy en día existen programas de cómputo que son capaces de resolver las ecuaciones de Navier-Stokes dependientes del tiempo tridimensionales, con recursos informáticos prácticos (Argyropoulos y Markatos, 2014). La solución numérica para flujos turbulentos puede abordarse desde distintos niveles de aproximación, proporcionando así descripciones del flujo con mayor o menor detalle. Esto se consigue en función del número de escalas de la turbulencia que se quieran resolver en la simulación, o lo que es igual, en función de la cantidad de energía cinética turbulenta que se vaya a transportar en las ecuaciones constitutivas (Fernández-Oro, 2012).

En general, se distinguen tres aproximaciones diferentes (Figura 2.2): la simulación numérica directa (DNS), en la que se usa una malla extremadamente fina para poder resolver todas las escalas de la turbulencia (desde las integrales hasta las disipativas) (Fernández-Oro, 2012). Aplicable mayoritariamente a geometrías simples, bajas velocidades (con número de Re pequeños) y sistemas básicos de complejidad

(Flores-Velázquez, 2010); la simulación de vórtices grandes (LES), con mallas menos densas que permiten resolver sólo los torbellinos grandes que transportan entre el 50 y el 80% de toda la energía cinética turbulenta; y finalmente la simulación RANS (ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds) en la que todas las escalas se modelan mediante el uso de modelos de turbulencia (Fernández-Oro, 2012), determinan el efecto de la turbulencia en el campo medio de flujo a través de un promedio de tiempo (Norton *et al.*, 2007).



Fuentes: Markatos, 1986; Wilcox D. C., 1998; Norton *et al.*, 2007; Fernández-Oro, 2012; Argyropoulos y Markatos, 2014

Figura 2. 2. Clasificación de modelos de turbulencia.

En esta investigación el modelo k – epsilon estándar fue usado, asumiendo que el patrón de flujo de aire en el invernadero es turbulento, debido a su comportamiento de convergencia favorable y precisión razonable (Norton *et al.*, 2007; Rico-García *et al.*,

2008). Este modelo ha sido usado satisfactoriamente para el estudio del flujo de aire en invernaderos (Mistriotis *et al.*, 1997; Boulard *et al.*, 2002; Bartzanas *et al.*, 2004; Fatnassi *et al.*, 2006; Flores-Velázquez y Montero, 2008; Romero-Gómez *et al.*, 2010; Piscia *et al.*, 2012; Tamimi *et al.*, 2013; Rojano *et al.*, 2014). 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:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k v_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.16)$$

donde se ha definido la tasa de disipación viscosa, función del tensor fluctuante de deformaciones

$$S'_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v'_2}{\partial x_j} + \frac{\partial v'_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{como} \quad \varepsilon = 2\nu S'_{ij} S'_{ij} \quad (2.17)$$

Además, el término del segundo miembro de la ecuación 2.16 que incluye el tensor promedio de deformaciones es el término de producción de energía cinética $G_k = 2\mu_t S'_{ij} S'_{ij}$.

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.18)$$

Finalmente, el modelo se completa definiendo la viscosidad turbulenta con la siguiente ecuación: $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$

Así, asignando una serie de valores predeterminados para las distintas constantes, que se han obtenido con experimentación de fluidos elementales (aire y agua) en

condiciones de flujo turbulento con diversos tipos de capas de cortadura y turbulencia isotrópica que decaen libremente, se obtiene la formulación completa del modelo:

$$C_\mu = 0.09; C_{\varepsilon 1} = 1.44; C_{\varepsilon 2} = 1.92; \sigma_k = 1.0; \sigma_\varepsilon = 1.3$$

2.9 MODELADO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Los tres mecanismos básicos de transferencia de calor son la conducción, la convección y la radiación, importantes en el ambiente de plantas y animales (Monteith y Unsworth, 2013), siendo los dos primeros los fenómenos más habituales. Cuando se modela la transferencia de calor es necesario activar todos los modelos físicos relevantes, proporcionándoles tanto condiciones de contorno como propiedades térmicas de los fluidos, así como a la transferencia de calor en los contornos sólidos que configuran el problema. La ecuación de transporte que gobierna estos procesos es (Fernández-Oro, 2012):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\mathbf{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(\underbrace{k \nabla T}_{\text{conducción}} - \underbrace{\sum_j h_j \bar{J}_j}_{\substack{\text{difusión de} \\ \text{especies}}} + \underbrace{\bar{\boldsymbol{\sigma}} \cdot \bar{\mathbf{v}}}_{\substack{\text{disipación} \\ \text{viscosa}}} \right) + S_h \quad (2.19)$$

donde $E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = h_0 - \frac{p}{\rho}$ es la energía total, en la que aparece la entalpía definida como suma de energía interna y esfuerzos de presión, $h = u + \frac{p}{\rho}$, o bien la entalpía total suma de la entalpía y la energía cinética.

2. 9. 1. Convección natural y fenómenos de flotabilidad

Cuando la transferencia de calor en un fluido hace que la densidad de éste varíe significativamente con la temperatura, se establece un flujo inducido por efecto de la gravedad como consecuencia de la diferencia de densidades. El fluido más frío tiende a descender, mientras que el fluido más caliente asciende debido al desequilibrio térmico. Para las aplicaciones en invernaderos, 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 $Ri=Gr/Re^2$ (Romero-Gómez *et al.*, 2010; Fernández-Oro, 2012). 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 (Ferziger y Peric, 2002; Norton *et al.*, 2007; Kim *et al.*, 2008; Romero-Gómez *et al.*, 2010). Este ha sido usado satisfactoriamente en muchas aplicaciones en invernaderos (Boulard *et al.*, 2002; Rojano *et al.*, 2014).

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g$$

donde, ρ_0 (densidad operativa, kg m^{-3}) y T_0 (temperatura del aire, K) son valores de referencias constantes, y el coeficiente de expansión térmico volumétrico, β , puede calcularse con base en la suposición de gas ideal:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (2.20)$$

donde, p (presión, Pa), R (constante de gases, $\text{J K}^{-1} \text{mol}^{-1}$) y g (gravedad, 9.81 m s^{-2}).

2. 9. 2. Radiación

La radiación solar afecta significativamente la termodinámica de los invernaderos. Primeramente, la radiación calienta la estructura del invernadero, incrementando la temperatura interior del aire. Segundo, esto es absorbido por el cultivo y regulando su temperatura a través de la transpiración. El modelo de ordenadas discretas (DO) es un modelo de radiación ampliamente utilizado por investigadores (Baxevanou *et al.*, 2007; Kim *et al.*, 2008; Fidaros *et al.*, 2010; Piscia *et al.*, 2012; Tamimi *et al.*, 2013; De la Torre-Gea *et al.*, 2014; Rojano *et al.*, 2014) en simulaciones CFD.

El modelo de radiación de ordenadas discretas (DO) resuelve la ecuación de transferencia radiativa para un número finito de ángulos sólidos discretos, cada uno asociado con un vector dirección fijado en el sistema cartesiano global. Este también permite la solución de la radiación a través de una pared semitransparente (por ejemplo el vidrio o plástico) (Kim *et al.*, 2008; Tamimi *et al.*, 2013).

Para simular el efecto del flujo de radiación solar en esta investigación se utilizó el modelo solar cargado en Fluent para calcular el vector de posición del sol y el flujo de calor integrado para cada superficie opaca y semitransparente adentro del dominio con respecto a datos, fechas, localización, condiciones del cielo, radiación solar específicas, y la transmisión, absorción y reflexión del polietileno.

Como norma general, la radiación debe modelarse si su potencia calorífica es del mismo orden (o mayor) que las transferencias de calor asociadas a la convección y a la conducción. Dicha potencia viene expresada en función de la cuarta potencia de las temperaturas.

$$\dot{Q}_{rad} = \sigma \varepsilon (T_{max}^4 - T_{min}^4) \quad (2.21)$$

donde σ representa la constante de Stefan-Boltzmann, de valor $5.67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$ y ε es la emisividad que varía entre 0 y 1 para cuerpos grises (se denominan cuerpos negros a los que absorben toda la radiación, $\varepsilon = 1$).

Para tener en cuenta la radiación en los modelos, es necesario resolver una ecuación de transporte para la intensidad de radiación, I , que se incorpora además como termino fuente a la ecuación de la energía. La conexión entre esta ecuación de transporte y la ecuación de la energía se establece en la absorción local de radiación por el fluido y en los contornos.

La intensidad de radiación depende direccional y espacialmente de las fuentes y receptores. De esta forma, se establece que está influenciada por la absorción y la emisión local (fuente-sumidero de radiación), así como por la dispersión direccional (dispersión y concentración locales). La ecuación general se expresa de la siguiente manera (Kim *et al.*, 2008):

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s}')}{ds} + \underbrace{(a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}')}_{\text{absorción}} = \underbrace{an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi}}_{\text{emisión}} + \underbrace{\frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega'}_{\text{dispersión}} \quad (2.22)$$

donde $\vec{r}$ es el vector de posición, $\vec{s}$ es el vector de dirección, $\vec{s}'$ es la dirección de dispersión, a es el coeficiente de absorción, n es un índice de refracción, σ_s es el coeficiente de dispersión, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, T es la temperatura local, Φ es una función desfase y Ω' es un ángulo sólido.

2. 10 MODELO DE FASE DISCRETA (MFD)

El modelo MFD fue usado para simular el efecto de enfriamiento de los hidrofanes en el invernadero. El modelo de fase discreta fue seleccionado para analizar el intercambio del ambiente térmico originado por la formulación de las partículas de agua por los hidrofanes (Kim *et al.*, 2008). Este modelo resuelve las ecuaciones que gobiernan los flujos multifase para predecir la trayectoria de un gran número de partículas, burbujas o gotas de una diferente fase a través de un campo de flujo continuo y asumiendo que la fracción de volumen general de la segunda fase es relativamente baja (Tamimi *et al.*, 2013). En este modelo se resuelven las ecuaciones de transporte para la fase continua primaria junto con la simulación de una fase secundaria discreta desde un punto de vista lagrangiano. Esto quiere decir que la fase secundaria se implementa como un número finito y muy grande de partículas esféricas (representativas de las burbujas o gotas objetivo de la modelación) que se encuentran dispersas (de ahí el nombre del modelo) en la fase primaria (Fernández-Oro, 2012).

El planteamiento es calcular las trayectorias individuales de cada una de esas partículas de la fase discreta (esquema lagrangeano), así como el calor o la transferencia de masa que intercambian con la fase continua. También es posible introducir el acoplamiento entre las fases, en caso de que las propias partículas interfirieran en el patrón de flujo primario. El intercambio de masa fue calculado basado en el gradiente de fracción de masa que existe entre la superficie de las gotas y el aire circundante (Tamimi *et al.*, 2013).

Las trayectorias de las partículas, gotas o burbujas se calculan para un conjunto de partículas con idénticas condiciones iniciales, suponiendo que la interacción entre las

partículas se puede despreciar. Por lo tanto, este modelo solo es aplicable cuando la fracción de volumen de dichas partículas es baja (menor que un 10%) y un tamaño de partículas de diámetro promedio de 2 micras (Tamimi *et al.*, 2013).

La dispersión de la fase discreta debido a efectos turbulentos también es modelable, si se introduce algún modelo de movimiento aleatorio de partículas o de dinámica de nube de partículas. Además, permite incluir un buen número de otros fenómenos como calentamiento/enfriamiento de la fase discreta, vaporización o ebullición de gotas líquidas.

La ecuación predice la trayectoria de cada partícula (gota o burbujas) integrando el balance de fuerzas que existe sobre dicha partícula; el balance de fuerzas es igualando a la inercia de la partícula con las fuerzas que actúan sobre ella, y puede ser escrita como (Kim *et al.*, 2008):

$$\frac{du_p}{dt} = \underbrace{\frac{18\mu}{\rho_p^2 d_p^2} \frac{C_D Re_p}{24} (u - u_p)}_{F_D} + \frac{g(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_p \quad (2.23)$$

donde u la velocidad del medio primario, u_p la velocidad de la partícula y Re_p el número de Reynolds referido a la partícula según $Re_p = \rho d_p |u_p - u| / \mu$. Además, aparece el coeficiente de arrastre sobre la partícula que, supuesta esférica, se puede calcular con algún tipo de correlación experimental del tipo $C_D = a_0 + a_1 Re^{-1} + a_2 Re^{-2}$, a_0 , a_1 y a_2 son constantes que dependen del tipo de interacción (liquido-sólido, gas-liquido); y un término de fuerzas adicional sobre la partícula, F_p , que debe añadirse en caso de que existan importantes gradientes de presión, efectos térmicos o efectos de rotación del flujo.

CAPITULO 3

ESTADO DEL ARTE DE CFD EN INVERNADEROS

3. 1. VENTILACIÓN

Los invernaderos son usados para controlar el crecimiento del cultivo y para protección de las plantas de rigurosas condiciones climáticas externas o invasiones de plagas. Uno de los factores clave para el control del clima en invernaderos es la ventilación (Bournet y Boulard, 2010). La ventilación es el proceso de intercambio de aire entre el interior y exterior del invernadero. El propósito de la ventilación es el intercambio de dióxido de carbono y oxígeno que afectan el desarrollo y producción de cultivos, la disipación del exceso de energía y control de temperatura y humedad (Baptista *et al.*, 1999; Bartzanas *et al.*, 2004) parámetros que afectan el desarrollo y producción de cultivos (Bournet y Boulard, 2010). De la Torre-Gea *et al.*, (2011) comentan que la ventilación es un proceso que determina el clima interior de un invernadero debido a su efecto en el intercambio de masa y energía con el exterior. Los criterios importantes para los sistemas de ventilación son la tasa de ventilación, la diferencia de temperatura interior al exterior, la homogeneidad de la distribución de la temperatura dentro del invernadero, la velocidad del aire cerca y dentro del dosel del cultivo (von Zabeltitz, 2011).

3. 1. 1. Ventilación natural

La última década se ha visto un incremento en el uso de métodos numéricos, tales como la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), que basados en las ecuaciones de Navier-Stokes, ha demostrado ser una herramienta indispensable para el desarrollo de modelos que ayudan a entender las relaciones entre las variables que hacen el clima y el comportamiento de flujo de aire en la ventilación de los invernaderos (De la Torre Gea *et al.*, 2011). La ventilación natural es comúnmente el primer paso para el enfriamiento de los invernaderos debido a su bajo costo y simplicidad, pero por lo general no es suficiente para extraer el exceso de energía durante los días soleados de verano (Kittas *et al.*, 2011). La ventilación natural está impulsada por dos mecanismos distintos. El primer mecanismo de accionamiento es causado por la flotabilidad térmica, el llamado efecto chimenea, que es dependiente del calentamiento causado por el flujo convectivo y radiactivo entrante, asociado con gradientes de densidad. El segundo mecanismo, es la ventilación impulsada por el viento ejerciendo variaciones de presión sobre la superficie del edificio y así forzando al flujo de aire pasar a través de las aberturas de ventilación, es decir, las fuerzas de convección asociadas con el viento (Norton *et al.*, 2007; Bournet y Boulard, 2010). El uso del CFD se ha incrementado en el estudio de la ventilación natural (Campen y Bot, 2003; Molina-Aiz *et al.*, 2004; Rico-García *et al.*, 2008; Romero-Gómez *et al.*, 2008; Flores-Velázquez *et al.*, 2014). Esta técnica se ha convertido en una herramienta para el estudio de la ventilación natural en los invernaderos tomando en cuenta la configuración de ventanas, la distribución de cultivos o las configuraciones con los edificios de sus alrededores. Sin embargo, hay una falta de información sobre el diseño aerodinámico de los invernaderos, en particular para

invernaderos de plástico, el diseño aerodinámico es de gran interés ya que constantemente las cubiertas de plástico quedan dañadas por la acción del viento (Rico-García *et al.*, 2011). Entre los métodos para estudiar la ventilación natural se encuentran: el balance de masa de un gas trazador, el balance de energía y masa, métodos visuales mediante modelos a escalas o medida directa de velocidades y presiones en las ventanas (Baeza *et al.*, 2009); pero estas técnicas no explican detalladamente el proceso de intercambio de aire, lo que es una desventaja al extrapolar los resultados. El análisis computacional de la dinámica de fluidos ofrece la posibilidad del análisis puntual de ventilación (espacial) (Flores-Velázquez *et al.*, 2014). La dirección del viento exterior al invernadero es un factor importante que define el flujo de aire y su microclima interior del mismo (De la Torre-Gea *et al.*, 2011, 2014). Roy y Boulard (2005) simularon el impacto del viento a 45 y 90°, mostrando la influencia de la dirección del viento en la velocidad del aire, temperatura y distribución de la humedad en el interior del invernadero. La ventilación superior para las direcciones a barlovento y sotavento representan una reducción de la tasa de ventilación del 25 a 45% (Bournet y Ould Khaoua 2007). Kittas y Bartzanas (2007) analizaron con CFD la eficiencia de dos configuraciones de apertura de ventanas de un invernadero sobre su microclima durante el proceso de deshumidificación y ventilación natural. Molina-Aiz *et al.*, (2010) realizaron una comparación de dos métodos diferentes (Método de Elemento Finito y Volumen Finito) de discretización utilizados como solucionadores en CFD para la simulación de la ventilación natural en invernaderos. Prado-Hernández *et al.*, (2013) simuló la circulación de aire en un invernadero tipo Venlo en diferentes condiciones de ventilación, mediante dos modelos: uno de ellos considera las ecuaciones completas de Navier-Stokes, y el otro resuelve un modelo simplificado de Navier-Stokes en el que no

se considera la aceleración convectiva en la ecuación de cantidad de movimiento. Rojano *et al.*, (2014) analizaron los efectos de la ventilación natural, junto con la temperatura, humedad relativa y radiación solar.

3. 1. 2. Ventilación forzada

Ventilar de manera natural es el método de enfriamiento más usado, debido principalmente a un menor costo de instalación y mantenimiento. Sin embargo, el área de las ventanas y la necesidad de colocar mallas anti-insectos de baja porosidad causa con frecuencia que la ventilación natural no sea suficiente para extraer el exceso de energía; en estos casos la ventilación forzada puede resolver el problema. Los estudios sobre la ventilación forzada son escasos (Flores-Velázquez *et al.*, 2011a). La ventilación forzada por ventiladores es un método efectivo de ventilación, pero este necesita electricidad y es más caro que la ventilación natural: este puede ser usado para sistemas de enfriamiento por muro húmedo (von Zabeltitz, 2011). La ventilación forzada produce gradientes en temperatura y humedad entre el aire interior y exterior. La distancia debería estar limitada a 30 – 40m (Bailey, 2006; von Zabeltitz, 2011). Fidaros *et al.*, (2008, 2009) simularon con CFD el efecto de la distribución de la radiación solar con ventilación forzada en un invernadero tipo túnel durante varias horas del día. Se incorporó el efecto de flotación que surge por la diferencia de temperatura, además, el modelo considera el efecto turbulento del flujo de aire, la radiación solar incidente. Flores-Velázquez *et al.*, (2011b, 2014) analizaron el intercambio de aire y la distribución de la temperatura en un invernadero combinando la ventilación natural y mecánica mediante dinámica de fluidos computacional. Y concluyen que al funcionar el sistema de ventilación forzada la tasa de ventilación es estable, independientemente de

las condiciones exteriores. Para velocidades de viento bajas (menores de 3 m s^{-1}) la ventilación mecánica adquiere mayor importancia que el flujo de aire exterior debido al efecto eólico o térmico.

3. 3. ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

Los sistemas evaporativos para enfriamiento de invernaderos han sido desarrollados para mejorar las condiciones deseadas en su interior durante periodos cálidos del año. Estos sistemas están basados en la conversión de calor sensible a calor latente. Esto puede realizarse con la aspersión de gotas de agua en una construcción ventilada naturalmente (sistemas de nebulización de alta o baja presión), o por aire exterior forzado a través de una pared húmeda. Ambos sistemas producen una caída de temperatura con un aumento de la humedad absoluta en el invernadero, que contribuye a disminuir el déficit de presión de vapor y moderar la demanda de transpiración (Katsoulas *et al.*, 2001; Perdignes *et al.*, 2008; Sapounas *et al.*, 2008a). Los principales métodos de enfriamiento evaporativo usados actualmente son muro húmedo y nebulización (Arbel *et al.*, 1999). Recientes avances en la modelación de fluidos usando dinámica de fluidos computacional es una alternativa para el análisis de estos sistemas.

3. 3. 1. Enfriamiento con muro húmedo

El sistema de enfriamiento por muro húmedo es comúnmente utilizado en la horticultura. Aire del exterior se sopla o aspira a través de muros húmedos de gran superficie. Los muros se mantienen permanentemente húmedos por aspersión de agua que se evapora en la superficie del muro y enfría el aire (von Zabeltitz, 2011). La principal ventaja del sistema de enfriamiento por muro húmedo radica en su simplicidad

de operación y control, y también en que no implica ningún riesgo de mojar el follaje. El principal inconveniente es su alto costo y la falta de uniformidad de las condiciones climáticas donde se expresan grandes gradientes de temperatura y humedad a lo largo del invernadero. La amplitud de estos gradientes se ve afectada por muchos factores tales como la geometría del invernadero, las condiciones climáticas externas, la tasa de ventilación y la velocidad de flujo de agua en la pared evaporativa. Con el fin de determinar la influencia de cada parámetro, investigaciones experimentales podrían llevarse a cabo, pero estos serían muy costosos en tiempo y dinero. Los recientes avances en la modelación de fluidos utilizando la dinámica de fluidos computacional es una buena alternativa (Sapounas *et al.*, 2008a, 2008b). Sapounas *et al.*, (2008a) realizaron una evaluación de dos modelos diferentes, el primero consiste en una simulación numérica aplicando un código comercial de CFD, el segundo modelo considero al invernadero como un intercambiador de calor. Los resultados muestran un coeficiente de determinación (r^2) entre los resultados computacionales y datos experimentales del orden de 0.96 para el modelo numérico y 0.77 para el analítico. Por otro lado recientemente, Franco *et al.*, (2011) realizaron un análisis aerodinámico y simulaciones con CFD de cuatro modelos comerciales de celulosa corrugada usada en el muro húmedo que son ampliamente utilizados en invernaderos Mediterraneos. Chen *et al.*, (2014) presentan un modelo CFD para simular la distribución de velocidad del aire y temperatura en un invernadero con sistema de enfriamiento por muro húmedo. Los resultados muestran que la diferencia entre los datos medidos y los simulados de temperatura del aire varían de 0.9 a 4 °C y la diferencia de velocidad del aire fue menos que 0.15 m s⁻¹, por lo que se demostró que los modelos CFD pueden estimar la

distribución de la velocidad del aire y temperatura en el invernadero de manera racional y efectiva.

3. 3. 2. Enfriamiento con nebulización

El sistema de nebulización atomiza finas gotas de agua (por ejemplo 2 -60 μm de diámetro) para aumentar su área de contacto creando mayor evaporación dentro del invernadero sobre el cultivo y obtener un mayor intercambio de calor y masa entre el agua y aire, (Arbel *et al.*, 1999; Kim *et al.*, 2008). Kim *et al.*, (2008) desarrollaron un modelo CFD en 3D para analizar la distribución de la humedad en un invernadero con sistema de enfriamiento por nebulización y deshumidificadores, y proporcionar una herramienta de diseño para mantener la distribución óptima de humedad en invernaderos. Las simulaciones fueron validadas usando datos experimentales de un invernadero sin plantas. Dos tipos de distribuciones de humedad fueron consideradas: humidificación usando un sistema de nebulización y deshumidificación usando deshumidificadores más sistema de nebulización. Los resultados mostraron un error en la humedad de 0.1 -18.4% con el sistema de nebulización y de 1.1 -13.1% con sistema de nebulización y deshumidificadores. Actualmente Tamimi *et al.*, (2013) desarrollaron un modelo CFD en 3D capaz de analizar eficientemente el movimiento del aire en un invernadero ventilado naturalmente equipado con un sistema de nebulización de alta presión. El modelo incluyó 5 submodelos: modelo de medio poroso, para simular el efecto de cultivo; modelo solar; modelo de ordenadas discretas para simular la radiación solar; un modelo de transporte de especies y fase discreta para simular la evaporación de gotas de agua; un modelo de evapotranspiración. El modelo general predijo la temperatura y humedad relativa dentro del invernadero con un porcentaje de error del

5.7-9.4% y 12.2-26.9% respectivamente (95% intervalo de confianza). El modelo validado fue usado satisfactoriamente para evaluar diferentes configuraciones del sistema de nebulización y así determinar los cambios en la uniformidad del clima en el invernadero producido por cuatro factores: ventanas laterales abiertas, posición de inyectores vertical, ángulo del inyector y posición de inyectores horizontal. Los resultados muestran que el factor más significativo para afectar el déficit de presión de vapor (DPV) fue mostrado por la posición de los inyectores en el plano horizontal, mientras que el factor menos significativo fue las ventanas laterales abiertas de acuerdo con el diseño del invernadero y combinaciones evaluadas en la investigación.

3. 4. MALLAS ANTI-INSECTOS EN VENTANAS

El uso de mallas anti-insectos en ventanas de invernaderos tienen una influencia negativa en la tasa de ventilación natural, la velocidad del aire, la temperatura y la humedad en el interior, ya que son una barrera física para el flujo del aire (Fatnassi *et al.*, 2003; Valera *et al.*, 2006; Teitel, *et al.*, 2008; Romero *et al.*, 2010; Pérez V. C., 2014). Varios autores han estudiado las características de la resistencia al flujo en varias mallas y tratar de encontrar su efecto en la ventilación de invernaderos. En estos estudios, la resistencia al flujo de aire causada por las mallas fue determinado usando las ecuaciones derivadas del flujo de fluidos libres y forzados a través de materiales porosos (Miguel *et al.*, 1997; Miguel *et al.*, 1998; Bartzanas *et al.*, 2002; Fatnassi *et al.*, 2003, 2004; Malina-Aiz *et al.*, 2005; Valera *et al.*, 2005; Álvarez *et al.*, 2006; Teitel M., 2007, 2010; Álvarez *et al.*, 2012). Miguel *et al.*, (1997, 1998) utilizaron un medio poroso (ecuación de Forchheimer) para caracterizar el flujo de aire a través de una malla anti-insectos contra sus propiedades aerodinámicas por ejemplo permeabilidad K y factor

inercial Y . Otros autores consideran el coeficiente de arrastre obtenida de la ecuación de Bernoulli para evaluar la influencia de las mallas en la ventilación natural de invernaderos (Teitel *et al.*, 1999). En cada análisis con CFD las mallas anti-insectos son comúnmente representadas en simulaciones como medio poroso (Teitel M., 2010). Bartzanas *et al.*, (2002) utilizaron un modelo CFD para analizar la influencia de una malla anti-insectos en los patrones de aire y temperatura dentro del invernadero. Sus resultados muestran que las mallas reducen fuertemente la velocidad del aire especialmente en el área de cultivo y una reducción de la tasa de flujo de aire del 50% resultando en un incremento significativo de la temperatura. Fatnassi *et al.*, (2006) analizaron el efecto en el flujo de aire y clima de un invernadero con mallas anti-insectos mediante un modelo de CFD, donde incluyeron la transferencia dinámica, térmica y vapor de agua entre el cultivo y el aire del invernadero. Los resultados numéricos fueron validados con datos de tasa de intercambio de aire usando una técnica de gas trazador (N_2O) colectados en un invernadero experimental. Bartzanas *et al.*, (2008) implementaron un código CFD con el fin de estudiar el influencia de diferentes tipos de mallas anti-insectos sobre el microclima y el rendimiento de la ventilación natural en invernaderos. La validación del código ha sido primero cotejada con mediciones experimentales. Por otro lado, Shklyar y Arbel (2008) desarrollaron simulaciones numéricas en 3D del flujo incompresible turbulento a través de mallas anti-insectos. Varios modelos de turbulencia del paquete comercial FLUENT de CFD fueron estudiados: el modelo $k-\epsilon$ estándar, RNG y realizable; el modelo $k-\omega$, estándar y SST transitorio; Modelo de tensiones de Reynolds (RSM). Los resultados producidos por el modelo $k-\omega$ se ajustan bien a las mediciones experimentales de los coeficientes de caída de presión. Teitel *et al.*, (2009) investigaron el efecto de la inclinación de mallas en los

parámetros de flujo de las mallas mediante experimentación y simulaciones con CFD. Los experimentos fueron hechos en un túnel de viento y las simulaciones CFD se realizaron usando el software ANSYS-CFX. Las mallas fueron inclinadas 45°, 90° y 135°. El efecto de la porosidad de la malla fue examinado usando mallas de diferentes porosidades (0.4, 0.52, 0.62). Los resultados experimentales y CFD tuvieron un buen ajuste con respecto a la velocidad para una malla ubicada a 90°. Los resultados CFD mostraron que para todas las porosidades la tasa de flujo de masa a través de la malla que estaba inclinada 45° fue más alta que a través de mallas inclinadas a 135°. Recientemente Romero-Gómez *et al.*, (2010) analizaron las tasas de intercambio de aire usando CFD, en un invernadero con ventilación natural en el centro de México, realizaron simulaciones sobre varios escenarios con propiedades de la malla anti-insectos real y modificada, y sobre las áreas de ventilación cenital, para evaluar las características de flujo de aire y las tasas de ventilación correspondientes, resultado de las mallas anti-insectos e investigar diversos escenarios de instalación de la malla, incluyendo retirar las mallas, cinco modelos diferentes de malla, y dos escenarios de malla extendida, de igual manera 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). Todo 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. Los resultados mostraron que 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.

3. 5. TEMPERATURA

La temperatura es la variable más importante del clima dentro del invernadero que puede y necesita ser controlada. La mayoría de las plantas cultivadas en invernaderos son especies de estación cálida adaptadas a las temperaturas medias del rango entre 17 – 27 °C, con límites de temperatura aproximada inferior y superior de 10° y 35 °C respectivamente. Si la temperatura exterior mínima promedio está por debajo de 10 °C es probable que requiera calefacción el invernadero, particularmente en la noche. Cuando la temperatura exterior máxima promedio es inferior a 27 °C la ventilación evitará que exceda la temperatura interna durante el día, sin embargo, si la temperatura máxima promedio excede 27 – 28 °C, entonces puede ser necesario el enfriamiento artificial (Kittas *et al.*, 2011). Varios autores han realizado investigaciones relacionadas al microclima del invernadero usando modelos CFD (Bartzanas *et al.*, 2002, 2004; Rico–García *et al.*, 2007; Fidaron *et al.*, 2008; Rico–García *et al.*, 2008) Bartzanas *et al.*, (2002) usaron un modelo CFD para analizar la influencia de una malla anti-insectos en los patrones de aire y temperatura dentro de un invernadero. Más adelante Bartzanas *et al.*, (2004) analizan el efecto de la configuración de la ventilación de un invernadero con cultivo en los patrones de flujo de aire y temperatura usando un modelo CFD. Rico–García *et al.*, (2007) compararon un modelo mecanicista y uno numérico CFD para determinar su presión en la predicción de la temperatura interna de los invernaderos bajo condiciones climáticas mexicanas. Sus resultados muestran que el modelo mecanicista

tiene un mejor ajuste a las temperatura internas ($R^2=0.97$) que el modelo CFD ($R^2=0.94$), sin embargo, recomiendan que ambos modelos pueden ser usados como herramientas ingenieriles para el diseño de invernaderos. Fidaron *et al.*, (2008) simularon un flujo tridimensional de un invernadero con ventilación forzada, incorporando los efectos de flotación debido a la diferencia de temperatura del techo y del suelo de la estructura. Rico–García *et al.*, (2008) utilizó un modelo CFD para determinar la influencia del efecto de temperatura en el proceso de ventilación para dos configuraciones de invernadero actualmente usados en el centro de México. Flores-Velázquez *et al.*, (2011b) desarrollaron y validaron un modelo de CFD mediante el cual se analiza el funcionamiento del sistema de ventilación mecánica y su repercusión en el clima del invernadero. Los resultados obtenidos muestran que la tasa de renovación de aire es insuficiente como parámetro para definir la eficiencia del sistema de ventilación, pues aun cuando ésta aumente, puede existir una distribución heterogénea de temperaturas producto del movimiento del aire. Piscia *et al.*, 2012 desarrollaron un modelo CFD para determinar el efecto de la condensación en la distribución bidimensional de la humedad y temperatura del aire en un invernadero cerrado. Los resultados preliminares muestran que el proceso de condensación tarda aproximadamente dos horas para alcanzar una condición de estabilidad, cuando la tasa de condensación es igual a la tasa de transpiración. Recientemente Rojano *et al.*, (2014) realizaron simulaciones con CFD de un invernadero con el fin de conocer los efectos de la ventilación natural en conjunto con la temperatura y humedad del aire para dos lugares de México.

3. 6. HUMEDAD

La humedad es un factor clave en el clima de invernaderos. Por lo general, tiende a ser alta debido a la transpiración del cultivo. El control de la humedad en el interior de los invernaderos es crucial, ya que afecta directamente a la calidad y rendimiento de cultivos. Durante la fase de multiplicación (plántula) la humedad ligeramente superior al 80% es generalmente recomendado mientras que durante los periodos de crecimiento, floración y fructificación, la humedad del aire dentro del rango de 60 – 80% es más apropiada. Sin el control de humedad, los altos niveles de humedad relativa pueden conducir a la pérdida de calidad de los cultivos debido a enfermedades fúngicas, necrosis foliar, deficiencia de calcio y hojas suaves y delgadas. La alta humedad en un invernadero se puede mantener mediante el uso de un sistema de nebulización, que fue diseñado originalmente para el control de la temperatura (Kim *et al.*, 2008; Kittas *et al.*, 2011; Bournet, 2014). La mayoría de los estudios con CFD se basan en el uso de modelos (2D) para el análisis de ventilación y temperatura dentro de invernaderos, ignorando así las características en 3D de la distribución del clima en invernaderos (Campen y Bot, 2003; Kim *et al.*, 2008). Los modelos 2D pueden ser suficientes para la ventilación y control de temperatura pero no para el control de la humedad por dos razones: a) la falta de homogeneidad en la distribución de la humedad puede conducir a un mal control de calidad y posiblemente a la aparición de enfermedades fungosas. b) Los movimientos de gotas en la nebulización son dinámicos y muy complejos y la adición de deshumificadores pueden hacer que la distribución de la humedad sea heterogénea (Kim *et al.*, 2008). Roy y Boulard (2005) simulaban direcciones de viento de 0°, 45° y 90° con respecto a la orientación de un invernadero

para determinar la velocidad del viento, distribución de la temperatura y humedad en el interior del invernadero, consiguiendo una buena aproximación para la humedad. Kittas y Bartzanas, (2007) analizaron mediante CFD usando un programa comercial basado en el método de volúmenes finitos la eficiencia de dos diferentes configuraciones de ventanas en el microclima de un invernadero durante deshumidificación con calefacción y ventilación simultáneamente. Buen ajuste general se encontró entre los datos experimentales y simulados. Kim *et al.*, (2008) desarrollaron un modelo CFD en 3D para analizar la distribución de la humedad en un invernadero con sistema de nebulización y deshumificadores. Las simulaciones fueron validadas usando datos experimentales de un invernadero sin plantas. Los resultados muestran un buen ajuste con los datos experimentales y fue capaz de identificar falta de homogeneidad en la distribución de la humedad en un invernadero. Los autores consideran que este modelo contribuye al diseño óptimo en la construcción de invernaderos. Roy *et al.*, (2008) han desarrollado un modelo numérico en código Fluent CFD basado en un balance de energía para simular la temperatura y humedad en la superficie foliar para niveles bajos de luz. La transpiración del cultivo y el flujo de aire fueron integrados y se consideró un modelo de un parámetro para la resistencia estomática de hojas para el flujo de aire y radiación. Piscia *et al.*, (2012) presentan un modelo CFD para simular el clima y condensación durante la noche de un invernadero de cuatro naves. El modelo CFD de condensación está destinado a ser utilizado para el diseño de estrategias de control de humedad, especialmente en invernaderos sin calefacción. Las simulaciones muestran que hay una fuerte correlación entre la temperatura de la cubierta y la relación de humedad en el invernadero para las doce combinaciones temperatura del cielo y flujo de calor del suelo de este estudio. Además encontraron que la humedad relativa dependía

más del flujo de calor en el suelo que de la temperatura de la cubierta. Actualmente Tamimi *et al.*, (2013) desarrollaron un modelo CFD en 3D capaz de analizar más eficientemente el movimiento del aire en un invernadero ventilado naturalmente equipado con un sistema de nebulización de alta presión y un cultivo de jitomate maduro. Compararon los casos con y sin nebulización, ellos evidenciaron el efecto significativo de la nebulización en la uniformidad de la temperatura y déficit de presión de vapor y mostraron que la posición y el ángulo de las boquillas de nebulización pueden tener un efecto en el clima interior. Ali *et al.*, (2014) evaluaron un modelo CFD en 2D transitorio mediante la comparación de las simulaciones con resultados experimentales y analizar en detalle la influencia de las condiciones externas, calefacción y propiedades de vidrio en el clima de un invernadero Venlo. Cinco parámetros fueron evaluados satisfactoriamente: la temperatura exterior, la velocidad del viento, temperatura del cielo, la emisividad del vidrio y flujo de calor en el suelo. Los resultados revelaron la capacidad del modelo para predecir tanto las temperaturas de aire y paredes del invernadero. La diferencia de la raíz cuadrada media entre las simulaciones y mediciones fue <1 K para todas las temperaturas y $<11\%$ de humedad relativa. Recientemente Bournet, (2014) realizó una revisión de literatura de las principales investigaciones referentes a problemas de humedad en invernaderos y comenta que recientes estudios con CFD han permitido mejorar considerablemente el realismo de las simulaciones de la distribución del clima en invernaderos. Los primeros estudios se dedicaron a problemas de ventilación y térmicos, pero durante la última década, la implementación de nuevos submodelos dieron la oportunidad de cubrir un amplio rango de problemas relacionados con las condiciones de humedad.

3. 7. RADIACIÓN SOLAR

Los invernaderos son utilizados con el fin de proporcionar un ambiente favorable para el crecimiento de plantas. El factor más importante que afecta el crecimiento y desarrollo de las plantas es la radiación solar, y el proceso más importante que requiere la radiación solar y gobierna el crecimiento de las plantas es la fotosíntesis. La cantidad de radiación que entra en el invernadero es altamente dependiente en el diseño del invernadero, la capacidad de radiación del material de cubierta y las condiciones ambientales (Baxevanou *et al.*, 2007). La temperatura en un invernadero resulta del intercambio convectivo y radiativo a través de las superficies de sus diferentes componentes (por ejemplo, hojas de cultivo, cubierta, suelo, calefacción en tubos, etc). Durante el día, la radiación solar directa (longitud de onda corta) es la principal entrada de calor, esto combinado con radiaciones de longitud de onda larga emitidas por la atmósfera (Bournet *et al.*, 2007). Algunos estudios han usado modelos de radiación solar y transpiración basados en balances de calor y agua del cultivo para investigar la distribución de la temperatura del aire, humedad y sus interacciones entre el cultivo y el aire, además de la distribución del flujo de aire (Sase, 2006). Baxevanou *et al.*, (2007) desarrollaron un código CFD con el fin de investigar numéricamente el efecto de radiación solar en un invernadero tipo túnel equipado con ventanas laterales continuas con un cultivo de tomate. Los resultados muestran la influencia de las propiedades ópticas de los materiales de cubierta y del ángulo de incidencia de la radiación solar entrante en la distribución de la radiación solar en el interior del invernadero. Bournet *et al.*, (2007) implementaron un submodelo de radiación a un modelo CFD 2D que considere la contribución de la radiación solar y atmosférica por separado, para obtener

conocimientos sobre los efectos de diferentes configuraciones de ventanas en la uniformidad de las condiciones climáticas a nivel del dosel del cultivo. El análisis no solo se enfocó en la tasa de ventilación, sino también de la temperatura y distribución de la velocidad a lo largo de los bancales a nivel de la planta. Fidaros *et al.*, (2010) simulan los fenómenos de transporte que ocurren dentro de un invernadero tipo túnel durante un día soleado considerando las propiedades ópticas de las plantas sólo en el ancho de banda de radiación fotosintéticamente activa (PAR). Se consideran dos casos: el primero la temperatura externa se considera constante y en el segundo se considera que puede variar durante el día. Simulaciones numéricas de la distribución de los parámetros climáticos dentro de un invernadero tipo túnel ventilado durante condiciones externas variables. Nebbali *et al.*, (2012) realizaron simulaciones usando un código CFD que resuelve las ecuaciones de transporte en un dominio de 3D, incluyendo el invernadero, cultivo, el aire del ambiente y el suelo del invernadero. La transferencia de calor por radiación se modela usando un modelo de ordenadas discretas de dos bandas (DO), y el cultivo se considera un medio poroso. Morille *et al.*, (2014) analizaron la distribución de la radiación solar en el interior de un cultivo ornamental y para mejorar el sub-modelo cultivo implementado en herramientas CFD. Esta técnica computacional requiere del conocimiento de las propiedades ópticas de la cubierta (coeficiente de absorción de energía) que se puede inferir a partir de mediciones.

3. 8. EFECTO DEL CULTIVO EN INVERNADEROS

La presencia de cultivo en un invernadero afecta los patrones generales de flujo de aire dentro del invernadero (Tamimi *et al.*, 2013). La resistencia del cultivo es generalmente simulado usando el enfoque equivalente a medio poroso agregando un

término fuente de momento, debido al efecto de arrastre del cultivo, para la ecuación estándar de flujo de fluido (Navier-Stokes) (Boulard y Wang, 2002; Bartzanas *et al.*, 2004). Un medio poroso puede ser definido como una matriz sólida que tienen poros interconectados a través de los cuales circula un fluido (Sase *et al.*, 2012). Esta resistencia es usada en los modelos de invernaderos con CFD mediante un término fuente de momento determinado por la ecuación de Darcy-Forcheimer (Campen *et al.*, 2009). Este término relaciona la caída de presión con velocidad de flujo en el medio poroso y se expresa de la siguiente manera (Boulard y Wang, 2002; Fatnassi *et al.*, 2003; Bartzanas *et al.*, 2004; Campen *et al.*, 2009; Majdoubi *et al.*, 2009; Sase *et al.*, 2012; Tamimi *et al.*, 2013):

$$S = -\left(C_1\mu v + \frac{1}{2}C_2\rho v^2\right) \quad (3.1)$$

donde μ es la viscosidad del flujo ($\text{m}^2 \text{s}$), $C_1 = 1/K$ es la resistencia viscosa (m^2 , donde K es la permeabilidad del medio), C_2 es el factor de resistencia inercial (m^{-1}), ρ es la densidad del fluido (kg m^{-3}), y v es la velocidad del fluido (m s^{-1}).

El término fuente puede también ser expresado como (Fatnassi *et al.*, 2003; Bartzanas *et al.*, 2004; Flores y Montero, 2008; Majdoubi *et al.*, 2009; Sase *et al.*, 2012; Tamimi *et al.*, 2013):

$$S = -\rho LAD C_D v^2 \quad (3.2)$$

donde LAD es la densidad de área foliar ($\text{m}^{-2} \text{m}^{-3}$) definida como el índice de área foliar dividida por la altura del cultivo (Ali *et al.*, 2014), y C_D es el coeficiente de arrastre.

Por lo tanto, un número de Reynolds modificado (Re_m) es usado para definir los respectivos dominios de validez de las leyes de Darcy y Darcy-Forchheimer (Sase *et al.*, 2012):

$$Re_m = \frac{u\sqrt{K}}{\nu} \quad (3.3)$$

donde ν es la viscosidad cinemática del fluido ($m^2 s^{-1}$), u es la velocidad del aire ($m s^{-1}$).

La ley de Darcy es válida cuando $Re_m < 1$. Si $Re_m > 1$, el término lineal no es constante y puede variar dependiendo de la porosidad del medio y la velocidad del aire. En el caso de un invernadero, la permeabilidad del cultivo es significativa. Así, el término viscosidad del lado derecho de la ecuación de Darcy-Forchheimer puede ser despreciado (la viscosidad dinámica del aire es de la magnitud de 10^{-5}), y puede considerarse que el gradiente de presión simplemente depende del término cuadrático (Boulard *et al.*, 2002; Sase *et al.*, 2012).

$$S = -\frac{1}{2}C_2\rho v^2 \quad (3.4)$$

Según Tamimi *et al.*, (2013) los coeficientes C_1 y C_2 se determinan de la siguiente manera:

$$C_2 = 2LADC_D \text{ y } C_1 = \left(\frac{LADC_D}{C_f} \right)^2 \quad (3.5 \text{ y } 3.6)$$

donde C_f es un coeficiente de pérdida de momento no lineal adimensional.

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 eran

significativos. Por esa razón varios autores han adoptado el valor de $C_D = 0.32$ (Boulard y Wang, 2002; Fatnassi *et al.*, 2003; Bartzanas *et al.*, 2004; Majdoubi *et al.*, 2009; Sase *et al.*, 2012; Tamimi *et al.*, 2013; Ali *et al.*, 2014). Por la metodología presentada por Sase *et al.*, (2012) C_f puede ser calculada.

3. 9. TURBULENCIA Y FLOTABILIDAD

La presencia de turbulencia en un flujo de fluido está indicada por las fluctuaciones de los componentes de velocidad y las cantidades transportadas por el fluido, incluso cuando las condiciones de frontera para el problema estudiado se mantienen constantes. Estas fluctuaciones aleatorias constituyen la diferencia fenomenológica como flujo laminar que son determinísticos. Para la mayoría de situaciones de ventilación, las mediciones experimentales y visualizaciones muestran el carácter turbulento de los flujos internos y externos en invernaderos. Consecuentemente, los fenómenos de turbulencia deben tenerse en cuenta en las ecuaciones de flujo de fluidos, con el fin de cuantificar las cantidades transferidas (las tasas de transferencia de calor y masa se incrementan apreciablemente por la turbulencia) (Boulard *et al.*, 2002). Uno de los aspectos más importantes dentro del modelado con CFD es la elección del modelo de turbulencia adecuado. Varios estudios se han centrado en el efecto de varios modelos de turbulencia en la solución numérica final, pero principalmente en aplicaciones de ingeniería, no agrícolas (Bartzanas *et al.*, 2007). En cuanto a la ventilación de las estructuras agrícolas, Mistriotis *et al.*, (1997), en un estudio 2D de la ventilación natural informaron que la exactitud de las predicciones computacionales se encontró que eran satisfactorias cuando un modelo de turbulencia k- ϵ de dos ecuaciones,

tales como el modelo Chen y Kim (CK) o el modelo k- ϵ RNG se utilizan para describir la parte turbulenta del flujo. Roy y Boulard (2005) muestran el efecto de la dirección del viento en los parámetros climáticos dentro del invernadero simulado junto con diferentes modelos de turbulencia disponibles en el código CFD, para determinar el balance de energía entre la transpiración y respiración. Los modelos estudiados son: modelo k- ϵ estándar, modelo RNG y modelo k- ϵ realizable. De acuerdo con Baxavanou *et al.*, (2007) el flujo está dominado por tres factores, la fuerte corriente que entra, las plantas que se comportan como obstáculos porosos y una gran recirculación cerca de la cubierta, donde las fuerzas de flotabilidad (causadas por la radiación solar) juegan un papel importante. Bartzanas *et al.*, (2007) comparan cuatro modelos de turbulencia para predecir el flujo de aire en construcciones agrícolas, concluyendo que los diferentes modelos de turbulencia no alteraron las principales características del patrón de flujo. Para validaciones de la tasa de ventilación de la construcción probada, el modelo de turbulencia k- ϵ grupo renormalizado RNG mostró el mejor comportamiento en relación con la exactitud de las predicciones. Sin embargo, predice una distribución más heterogénea de las velocidades del aire en el invernadero. El modelo de las tensiones de Reynolds necesita más tiempo computacional para converger y funciona bien solo en velocidades bajas de aire. Estabilidad y precisión aceptable se obtienen a partir del modelo de turbulencia k- ϵ realizable, especialmente cuando la ventilación es dominada por velocidades bajas de aire. Por último, el modelo k- ϵ estándar proporciona la convergencia más fácil, pero presenta la desviación estándar más alta entre las diferencias porcentuales con resultados experimentales y tiene buen desempeño sólo a velocidades altas de aire. Bournet y Boulard, (2010) comentan que la elección de un modelo de turbulencia adecuado es crucial. Desde las ecuaciones de cierre de la

turbulencia son todavía en gran parte empíricas, no hay un consenso sobre el mejor modelo que se usará para condiciones de invernadero. Como en otros campos de aplicación CFD, los modelos de turbulencia aplicados a los invernaderos son el modelo $k-\varepsilon$ estándar, el modelo $k-\varepsilon$ realizable, el modelo RNG, el modelo Chen y Kim y el modelo de las tensiones de Reynolds (RSM). La principal dificultad en la elección del modelo es probablemente que el sistema invernadero cubre una gama de escalas de longitud y velocidad que por lo general requieren diferentes métodos.

CAPÍTULO 4

CARACTERÍSTICAS AERODINÁMICAS DE MALLAS ANTI-INSECTOS USADAS EN VENTANAS DE INVERNADEROS MEXICANOS

4.1. RESUMEN

Los invernaderos en México con cubierta translúcida usan la ventilación natural como método más importante para el control del microclima. Sin embargo, en sus ventanas utilizan mallas anti-insectos como método físico de protección de cultivos. El objetivo del presente estudio fue analizar mediante pruebas de microscopía y en túnel de viento, las características geométricas: porosidad y la caída de presión, respectivamente de siete diferentes mallas comúnmente usadas como barreras físicas en ventanas de invernaderos mexicanos para determinar su efecto sobre la tasa de ventilación, la permeabilidad y el factor inercial. Las mallas se analizaron en la Universidad Autónoma Chapingo en Mayo del 2013 y fueron: Anti-Trips (M1), Anti-Trips Bicolor (M2), Anti-Áfidos (M3), Anti-Áfidos Bicolor (M4), Cenital (M5), Rompevientos Verde-Negro (M6) y Anti-Áfidos Blanca (M7), cuyas porosidades fueron 0.36, 0.35, 0.47, 0.45, 0.54, 0.29 y 0.43 respectivamente. La geometría de las mallas se realizó midiendo las áreas de los poros con un microscopio óptico, para determinar las porosidades y calcular el descenso de la tasa de ventilación. Posteriormente, las características aerodinámicas más

importantes, es decir, permeabilidad y factor inercial, se determinaron usando un túnel de viento para medir la relación entre la caída de presión causada por cada malla y la velocidad del flujo de aire. Los resultados mostraron que la malla Cenital (M5) presenta la menor resistencia al flujo de aire con 21% de descenso en la tasa de ventilación, mientras que la malla Rompevientos Verde-Negra (M6) fue del 50%.

Palabras clave: porosidad, caída de presión, permeabilidad, factor inercial.

4.2. INTRODUCCIÓN

La producción de hortalizas en ambientes protegidos de los trópicos húmedos y en climas cálidos, es vulnerable al estrés climático (valores elevados de temperatura y humedad) causando problemas de plagas y enfermedades (von Zabeltitz, 2011). El uso de mallas plásticas en ventanas de invernaderos, macrotúneles y malla-sombra, se recomienda para prevenir daños importantes de los cultivos a causa de insectos (Romero-Gómez *et al.*, 2010). Su principal función es ejercer como barrera física para reducir la densidad de las poblaciones de insectos al interior del invernadero y por lo tanto, una baja incidencia de enfermedades, minimizando la necesidad de tratamientos fitosanitarios (Álvarez *et al.*, 2006). El uso de mallas está muy difundido, pero tienen una influencia negativa haciendo descender las tasas de ventilación natural, y por tanto, aumentan la temperatura y la humedad al interior de ambientes protegidos (Valera *et al.*, 2006). La eficiencia de estas mallas depende principalmente del tamaño del mallado (debe ser menor al diámetro torácico del insecto más pequeño que se quiere excluir), su sección transversal y propiedades ópticas (tales como el color) (Teitel, 2007; von Zabeltitz, 2011; Castilla, 2013). La porosidad de las mallas es la relación entre el área de

los poros y el área total; depende del diámetro del hilo y del número de hilos por unidad de área, y determina la reducción en la tasa de ventilación natural (Castilla, 2013). Debido a esta resistencia la velocidad del aire, la temperatura y la humedad en el interior de los invernaderos son modificadas (Fatnassi, *et al.*, 2003) y se reduce la transmisión de luz (von Zabeltitz, 2011), afectando negativamente el crecimiento y desarrollo del cultivo, y favoreciendo la aparición de enfermedades (Teitel, *et al.*, 2008). Las mallas empleadas normalmente en invernaderos disminuyen la tasa de ventilación aproximadamente, 40% en mallas anti-insectos, y 70-80% en mallas anti-trips (Montero y Antón, 2000), aunque esta disminución puede ser más alta si la velocidad del viento es muy baja (Castilla, 2013).

Para analizar las características del flujo de aire que atraviesa las mallas empleadas habitualmente en invernaderos es importante determinar su permeabilidad (K , m^2) y su factor inercial (Y , adimensional), dos parámetros fundamentales para poder modelar el paso de aire a través de un medio poroso. Así, Miguel *et al.* (1997) y Miguel *et al.* (1998) evaluaron diferentes mallas en un túnel de viento, y encontraron la correlación de la permeabilidad y factor inercial con la porosidad mediante las de la ecuación (4.1):

$$K = 3.44 \times 10^{-9} \alpha^{1.6} \quad \text{y} \quad Y = 4.3 \times 10^{-2} \alpha^{-2.13} \quad (4.1)$$

donde (α , $m^2 m^{-2}$) = es la porosidad de la malla.

Por su parte, Valera *et al.* (2005) estudiaron 11 mallas en un túnel de viento y encontraron las siguientes relaciones de la permeabilidad y factor inercial con la porosidad (ecuación 4.2):

$$K = 5.68 \times 10^{-8} \alpha^{3.68} \quad \text{y} \quad Y = 5.67 \times 10^{-2} \alpha^{-1.1604} \quad (4.2)$$

En los estudios de Miguel *et al.* (1997), Miguel *et al.* (1998) y Valera *et al.* (2005), la caída de presión fue graficada como una función de la velocidad del aire a través de la malla, y un polinomio de segundo grado fue ajustado a la curva de medición para calcular la permeabilidad y el factor inercial (Teitel, 2010). Al respecto, Flores-Velázquez y Montero (2008) propusieron diferentes relaciones para K y Y (ecuación 4.3), basados en datos publicados por Miguel *et al.* (1997), Teitel (2001) y Valera *et al.* (2006).

$$K = 2.0 \times 10^{-7} \alpha^{3.3531} \quad \text{y} \quad Y = 0.342 \times 10^{-2} \alpha^{-2.5917} \quad (4.3)$$

Cuando las ecuaciones de Navier-Stokes son resueltas numéricamente en simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD), el término fuente en la ecuación de momento está representado por la ecuación de Forchheimer. Diferentes autores (Campen y Bot, 2003; Fatnassi *et al.*, 2003; Molina-Aiz *et al.*, 2004) usan esta aproximación para determinar los valores de K y Y.

El objetivo del estudio fue analizar mediante mediciones microscópicas y en túnel de viento, la porosidad y caída de presión, respectivamente, de siete mallas comerciales usadas habitualmente en ventanas de invernaderos en México, para determinar, su efecto sobre las tasas de ventilación, la permeabilidad y el factor inercial de cada una de ellas.

4.3. MATERIALES Y MÉTODOS

4.3.1. Caracterización geométrica de las mallas

Selección y preparación de las muestras

Las muestras de las mallas Anti-Trips (M1), Anti-Trips Bicolor (M2), Anti-Áfidos (M3), Anti-Áfidos Bicolor (M4), Cenital (M5), Rompevientos Verde-Negro (M6) y Anti-Áfidos (M7), se seleccionaron de manera aleatoria, productos nuevos comercializados por empresas fabricantes de fibras plásticas y constructores de invernaderos en México. La preparación de las muestras consistió en colocar una pequeña porción rectangular de cada malla analizada a lo largo de toda la superficie de un portaobjetos para microscopio, sujeta por cinta transparente. De este modo, la malla se ajusta a un plano y se asegura que la región explorada sea la misma para todas las muestras. Se analizaron cinco superficies seleccionadas aleatoriamente de cada malla. Las áreas de cada muestra fueron de 2.5 mm^2 tomadas con un objetivo a 4x de un microscopio óptico (Leica Microsystems modelo DM500) y una cámara ICC50 Leica de 3 megapíxeles.

Procesamiento de las imágenes

Se usó el software Leica Application Suite (LAS) EZ para simplificar el control de la cámara, la captura de imágenes, la anotación, la medición y la documentación. Las muestras digitalizadas fueron convertidas de imágenes en escala de grises a blanco y negro. Después se realizaron las mediciones marcando con el apuntador del ratón el interior del poro tanto en dirección vertical como horizontal para obtener las dimensiones de éste y, en los bordes de los hilos para determinar su diámetro (Figura 4.1).

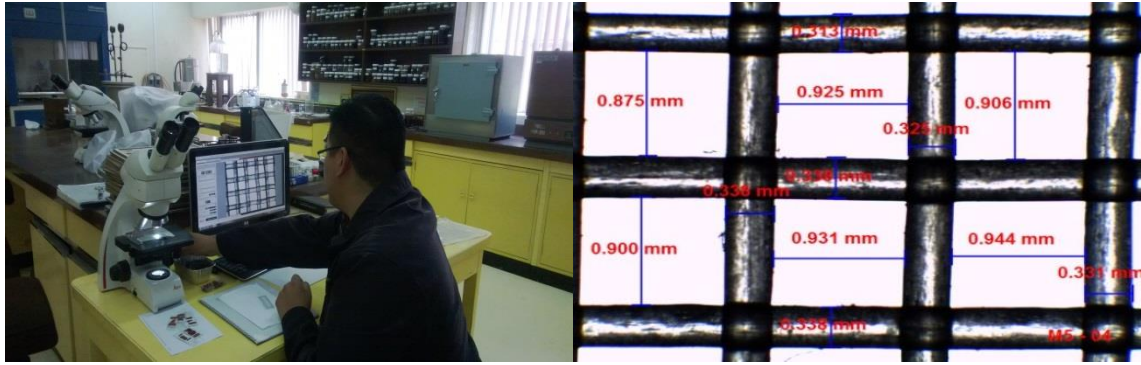


Figura 4.1. Caracterización geométrica de malla Anti-Insectos.

Bases del método

Se seleccionó una metodología de análisis geométrico ampliamente utilizada en diversos trabajos de caracterización de mallas anti-insectos (Cabrera *et al.*, 2006; Álvarez *et al.*, 2012); con la toma de imágenes digitales usando un microscopio óptico. La base geométrica es considerar que cada orificio (poro) de la malla representa un paralelogramo que está definido por cuatro hilos monofilamentos que se entrelazan entre sí para formar la red o malla. Finalmente se determina la porosidad con base en la relación que existe entre el área de poros y el área total de mallas.

Número de hilos por unidad de longitud

De acuerdo con Cabrera *et al.* (2006), consideran que las mallas anti-insectos comúnmente empleadas en los invernaderos por lo general son fabricadas con un solo tipo de hilo de diámetro constante D (mm), y conociendo el número de hilos cm^{-1} en las dos direcciones X y Y (N_X , N_Y), la longitud promedio del poro en ambas direcciones L_X (mm) y L_Y (mm) se puede calcular usando las ecuaciones (4.4) y (4.5):

$$L_X = \frac{10}{N_X} - D \quad ; \quad L_Y = \frac{10}{N_Y} - D \quad (4.4 \text{ y } 4.5)$$

Álvarez *et al.* (2012), extendiendo su análisis a mallas que pueden tener un diámetro de hilo distinto en las direcciones de la trama y de la urdimbre, propone que el número de hilos por unidad de longitud (hilos cm^{-1}) en las direcciones trama (ρ_x) y urdimbre (ρ_y) de la malla se calcula usando las ecuaciones (4.6) y (4.7):

$$\rho_x = \frac{1}{l_{py} + d_{hx}} \quad ; \quad \rho_y = \frac{1}{l_{px} + d_{hy}} \quad (4.6 \text{ y } 4.7)$$

donde l_{py} y l_{px} son las dimensiones características de los poros de la malla, d_{hx} y d_{hy} son los espesores de los hilos del trama y urdimbre, respectivamente.

Cálculo de la porosidad

La separación de los hilos que forman el tejido de una malla anti-insectos define una matriz porosa formada por filas y columnas de poros. Esta puede ser observada mediante un microscopio como una superficie plana. Una de las propiedades geométricas más importantes de estos materiales es su porosidad α ($\text{m}^2 \text{m}^{-2}$) definida como la superficie ocupada por los orificios con respecto a la superficie total de la malla (Álvarez *et al.*, 2012; Cabrera *et al.*, 2006; Valera *et al.*, 2006) y puede ser calculada por la ecuación (4.8) para una malla con mismo tipo de hilo en ambas direcciones de tejido.

$$\alpha = \frac{100 - 10DN_x - 10DN_y + N_x N_y}{100} = \frac{L_x L_y N_x N_y}{100} = \frac{L_x L_y}{(L_x + D)(L_y + D)} \quad (4.8)$$

Reducción de la tasa de ventilación

La reducción de la tasa de ventilación (R, %), que provocan las mallas usadas en ventanas de ambientes protegidos se puede determinar por medio de la ecuación empírica (4.9) propuesta por Pérez-Parra *et al.*, (2004).

$$\frac{\Phi_m}{\Phi} = \alpha(2 - \alpha) \quad ; \quad R = \left[1 - \frac{\Phi_m}{\Phi} \right] 100 = [\alpha^2 - 2\alpha + 1] 100 \quad (4.9)$$

donde (Φ , $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$) es el flujo de aire volumétrico a través de una ventana con malla, (Φ_m , $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$) es el flujo de aire volumétrico a través de una ventana sin malla y (α , $\text{m}^2 \text{m}^{-2}$) es la porosidad de la malla.

4.3.2. Caracterización aerodinámica de las mallas

Se utilizó el túnel de viento C15-10 (Armfield Inc. NJ, USA), el cual cuenta con una sección de trabajo en material acrílico transparente de (150mm x 150mm x 455mm) y ventilador (Ziehl-Abegg modelo THCL155 IP54) de corriente alterna (CA) controlado por inversor que permite un control preciso de la velocidad del aire hasta 34 m s^{-1} libre de obstáculos. El aire fluye a través de la sección de trabajo impulsado por un ventilador de velocidad variable situado en el extremo de la salida del túnel. Incorpora un enderezador de flujo tipo panel en la entrada, y la relación de contracción de 9.4:1 asegura un flujo de aire continuo a través de la sección de trabajo.

Preparación e instalación de las muestras en túnel de viento

Las muestras utilizadas en el túnel de viento se cortaron y se colocaron sobre un marco metálico. El marco se construyó con aluminio y se consideraron las mismas dimensiones de la sección de trabajo del túnel de viento (150 mm x 150 mm x 455mm). Las mallas se colocaron y ajustaron mediante un dispositivo de sujeción en todo el perímetro del marco. Después las muestras se instalaron en la parte central de la sección de trabajo del túnel de viento para realizar las pruebas.

Operación del túnel de viento

Una vez instalada la muestra de la malla en la sección de trabajo del túnel de viento, se instaló el sensor de presión electrónico (0 – 178 mm H₂O) en la pared de la sección de trabajo antes y después de la malla, para realizar las mediciones de la presión estática y velocidad del aire. La operación del túnel de viento se llevó a cabo usando la interfaz Armfield IFD7, que permite la conexión túnel de viento–computadora personal. Mediante el programa de computadora C15–304 se realizó el control del ventilador en el túnel de viento, incluyendo su encendido y control de la velocidad de rotación entre 0 a 100% (de 0 a 34 m s⁻¹), para visualizar y registrar todos los datos que se presentan en el interior del túnel de viento. Al término de la prueba se redujo la velocidad de rotación gradualmente hasta 0 % para apagar el ventilador.

Registro de datos

Las mediciones de presión estática y velocidad del aire durante las pruebas fueron registradas en una hoja de cálculo para su posterior análisis, se consideró un tiempo de muestreo de 2 min por cada incremento en % de la velocidad de rotación del ventilador.

Algoritmo para calcular la caída de presión

Miguel *et al.* (1997) analizaron el flujo de aire a través de mallas utilizando las ecuaciones de flujo en medios porosos. Para el estado estacionario, el flujo de fluido incompresible a través de un material poroso, la caída de presión puede ser expresada por la ecuación de Forchheimer (4.10):

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\mu}{K}u + \rho \left(\frac{Y}{K^{1/2}} \right) |u|u \quad (4.10)$$

donde μ es la viscosidad dinámica ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$), u es la velocidad del aire (m s^{-1}), ρ es la densidad del aire (kg m^{-3}) y K y Y son la permeabilidad y el factor inercial de la malla respectivamente. Experimentalmente es posible determinar las características aerodinámicas (permeabilidad K y factor inercial Y) de las mallas mediante el siguiente procedimiento:

Paso 1. Los datos de presión y velocidad de aire medidos en el túnel de viento se ordenan en una matriz de dos columnas (presión y velocidad) y n filas (número de datos), para ser graficados (caída de presión contra velocidad del aire) y ajustar a un modelo o polinomio de segundo grado.

Paso 2. Mediante la interface gráfica de la herramienta de ajuste de curvas de MATLAB (*cftool*, *Curve Fitting Tool*) se importan los datos del espacio de trabajo de MATLAB a la herramienta *cftool*.

Paso 3. Los datos se exploran gráficamente para posteriormente ajustarlos usando un modelo paramétrico de segundo grado ($\Delta P = AV^2 + BV + C$), de la librería de *cftool* y generar sus estadísticas.

El modelo de segundo grado es relacionado con la ecuación de Forchheimer de la siguiente manera:

$$\Delta p = AV^2 + BV + C \quad (4.11)$$

En la cual los coeficientes (A y B) pueden ser calculados en función de la ecuación (4.11).

$$A = \frac{Y}{\sqrt{K}} \rho e_s \quad B = e_s \frac{\mu}{K} \quad (4.12 \text{ y } 4.13)$$

A partir de (4.13) es posible calcular la permeabilidad, usando la ecuación (4.14).

$$K = e_s \frac{\mu}{B} \quad (4.14)$$

Similar procedimiento se sigue para Y con la ecuación (4.15).

$$Y = \frac{A\sqrt{K}}{\rho \cdot e_s} \quad (4.15)$$

La permeabilidad específica del medio representa la capacidad de permitir el paso de un fluido a través de él y es función de la viscosidad y de la frecuencia de contacto con las paredes sólidas. El coeficiente de arrastre (Y) está influenciado por la naturaleza del medio, en este caso poroso, que define dicho factor inercial. Se asume una densidad del aire de (ρ) = 1.204 kg m⁻³ y una viscosidad dinámica (μ) = 1.7894 x10⁻⁵ [Kg m⁻¹ s⁻¹], ambas para ser usadas en las ecuaciones 12, 13, 14 y 15.

Análisis estadístico

Para determinar las diferencias significativas estadísticamente para las mallas en cuanto a la porosidad se realizó un análisis completamente al azar donde se consideraron siete tratamientos con cinco repeticiones. Para determinar la diferencia en las medias de los tratamientos se utilizó la prueba de Tukey ($p \leq 0.05$) usando el paquete estadístico Statistical Analysis System (SAS ®). Modelos de regresión lineal de segundo grado se ajustaron a los resultados obtenidos de la caída de presión y velocidad del aire (0 – 4 ms⁻¹, 0 – 6 ms⁻¹ y 0 – 8 ms⁻¹), donde su mejor ajuste fue evaluado con base a la raíz del error cuadrático medio (RMSE), suma de los cuadrados debido al error (SSE) y coeficiente de determinación (R²).

4.4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.4.1. Características geométricas de las malla

En el Cuadro 1 se muestran los promedios del diámetro de hilo, longitudes en ambas direcciones de los poros, la porosidad y la reducción de la tasa de ventilación para las siete mallas estudiadas. La porosidad presentó cuatro agrupaciones con valores similares en las que destacan las mallas Anti-Trips M1 y M2; las Anti-Áfidos M3, M4 y M7; la Cenital M5 y la Rompevientos M6 observándose diferencias significativas. La malla cenital fue la más porosa, es decir presenta menos resistencia al flujo de aire a su paso por ella. Este tipo de malla se coloca en las ventanas cenitales de los invernaderos debido a que allí se presenta alta velocidad de aire, lo que no permite el flujo de los insectos hacia el interior del invernadero. Romero-Gómez *et al.* (2010) mencionan que cuando las ventanas cenitales se ubican a sotavento algunas actúan como entradas y otras como salidas de aire, el aire que entra a través de las ventilas cenitales proporciona poca aeración en la zona de las plantas, ya que se desarrollan altas velocidades de aire justo arriba del techo debido al viento en aceleración sobre el domo.

Por otra parte, las mallas con mayor resistencia son la rompevientos y la anti-trips. Las primeras tienen la finalidad de reducir los efectos nocivos al cultivo por acción mecánica de flujos de viento altos, reduciendo su velocidad en el interior del invernadero, las segundas son utilizadas en ventanas laterales para prevenir daños importantes a los cultivos causados por insectos plaga de reducido tamaño, particularmente diseñadas para prevenir el ingreso de trips (*Frankliniella occidentalis*). Las mallas Anti-Áfidos son las más usadas en invernaderos en México porque están diseñadas para prevenir la entrada de áfidos (*Aphis gossypii*) y mosquitas blancas

(*Bemisia argentifolii*, *B. tabaci*) (Teitel, 2007; Romero-Gómez *et al.*, 2010) que son los principales insectos transmisores de enfermedades virales.

Cuadro 4. 1. Características geométricas de mallas típicas de invernaderos mexicanos.

Malla	$\rho_x \times \rho_y$ hilos pulg ⁻¹	D (mm)	L x (mm)	Ly (mm)	α (m ² m ⁻²)	R (%)
Anti-Trips (M1)	52x26	0.248	0.656	0.246	0.36c	41
Anti-Trips Bicolor (M2)	52x26	0.254	0.622	0.250	0.35c	42
Anti-Áfidos (M3)	40x26	0.246	0.760	0.400	0.47b	28
Anti-Áfidos Bicolor (M4)	40x26	0.273	0.800	0.420	0.45b	30
Cenital (M5)	27x25	0.283	0.825	0.746	0.54a	21
Rompevientos Verde-Negro (M6)	44x22	0.359	0.847	0.260	0.29d	50
Anti-Áfidos Blanca (M7)	40x25	0.265	0.348	0.802	0.43b	33

Medias con distinta letra en una hilera son estadísticamente diferentes. ρ_x y ρ_y número de hilos por pulgada cuadrada en la dirección x y y; D, Diámetro de hilo; Lx y Ly, Longitud en la dirección x y y del poro; α , Porosidad; R, Reducción de la tasa de ventilación.

4.4.1. Características aerodinámicas de las mallas

La Figura 4.2 muestra el comportamiento completo de la caída de presión en función de la velocidad del aire producida en el túnel de viento a velocidad de rotación de su ventilador de 0 a 100%. La malla Rompevientos Verde-Negro fue la menos porosa, presentó una caída de presión de 459.9 Pa y alcanzó una velocidad máxima de 8.5 m s⁻¹ en el túnel de viento. A diferencia de la malla Cenital que fue la más porosa,

presentó una caída de presión de 371.7 Pa logrando una mayor velocidad de aire de 15.9 m s⁻¹ en el túnel. La zona centro de México presenta velocidades de viento máximas promedio de 8.1 m s⁻¹, registradas en el Aeropuerto Internacional de la Ciudad de México, D.F., en febrero durante el periodo de 2001 al 2008.

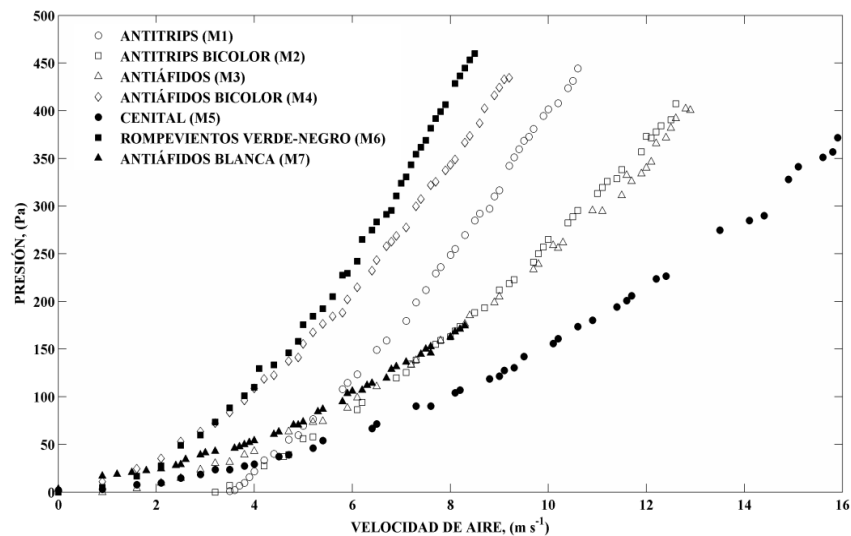


Figura 4. 2. Caída de presión contra velocidad del aire medida en túnel de viento para siete malla Anti-Áfidos y Anti-Insectos.

Tomando en cuenta la velocidad de viento máxima que se pueden presentar en el Valle de México, se realizaron los análisis a velocidades de aire en el túnel de viento entre flujos de 0 a 4 m s⁻¹, 0 a 6 m s⁻¹ y de 0 a 8 m s⁻¹. Romero-Gómez *et al.* (2010) analizaron mallas anti-insectos con velocidades de 0 a 4 m s⁻¹, y Valera *et al.* (2006) velocidades de flujo de aire de hasta 7 m s⁻¹.

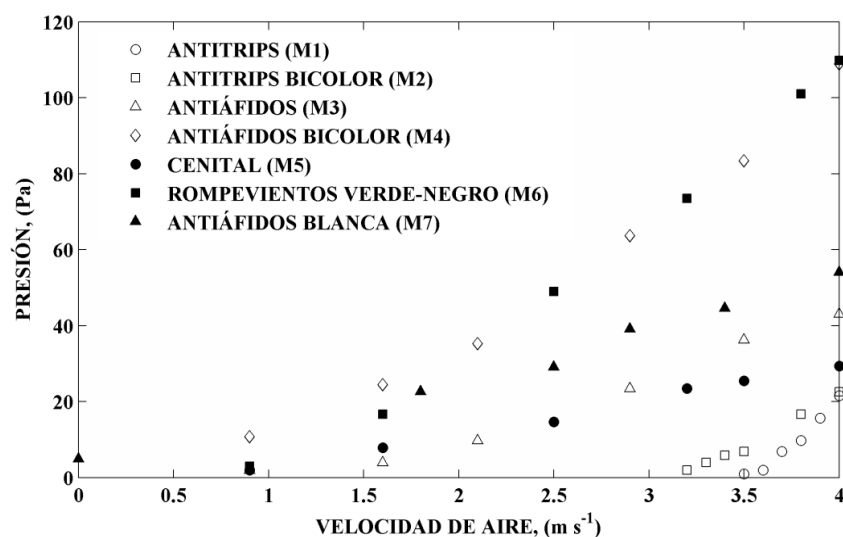


Figura 4. 3 Caída de presión contra velocidad del aire (0 a 4m s⁻¹) para siete malla Anti-Áfidos y Anti-Insectos.

La Figura 4. 3 presenta la relación entre la caída de presión y velocidad de aire de 0 a 4 m s⁻¹ para las mallas analizadas. De acuerdo con el análisis estadístico se obtuvieron dos agrupaciones con velocidades de hasta 4 ms⁻¹, donde las mallas M1 (Anti-Trips), M2 (Anti-Trips Bicolor) y M6 (Rompevientos Verde-Negra) tienen una caída de presión promedio de 20.44 Pa, 21.46 Pa y 40.54 Pa respectivamente. Las mallas M3 (Anti-Áfidos), M4 (Anti-Áfidos Bicolor), M5 (Cenital) y M7 (Anti-Áfidos Blanca) con caídas de presión promedio de 14.09 Pa, 14.67 Pa, 9.04 Pa y 14.33 Pa respectivamente, no presentaron diferencias estadísticamente.

El Cuadro 4. 2 presenta los coeficientes A, B y C, resultado del mejor ajuste de la caída de presión en función de la velocidad del aire de 0 – 4 m s⁻¹, y K, Y y C₂ calculados de acuerdo con las Ecuaciones 14, 15 y 16.

Cuadro 4. 2 Coeficientes válidos para velocidades del aire de 0 a 4 m s⁻¹.

Malla	A	B	C	SSE	R ²	RMSE	K (m ²)	Y (Adm)	C ₂ (m ⁻¹)
Anti-Trips (M1)	50.89	-339.7	566.20	1.83	0.99	0.78	2.660x10 ⁻¹¹	0.440	17754.55
Anti-Trips Bicolor (M2)	13.74	-72.9	94.57	1.48	0.99	0.70	1.273x10 ⁻¹⁰	0.253	44870.09
Anti-Áfidos (M3)	3.07	-0.78	-1.02	15.98	0.98	2.30	1.149x10 ⁻⁰⁸	0.557	10382.06
Anti-Áfidos Bicolor (M4)	5.35	5.12	2.003	9.85	0.99	1.81	1.947x10 ⁻⁰⁹	0.359	16256.79
Cenital (M5)	0.24	7.93	-5.50	3.18	0.99	1.02	1.304x10 ⁻⁰⁹	0.012	691.81
Rompevientos Verde-Negro (M6)	4.47	13.02	-13.35	9.89	0.99	1.81	1.008x10 ⁻⁰⁹	0.164	10324.96
Anti-Áfidos Blanca (M7)	1.22	7.501	4.95	10.20	0.99	1.84	1.287x10 ⁻⁰⁹	0.069	3832.89

Coeficientes A, B y C para el mejor ajuste de la ecuación ($\Delta P = Au^2 + Bu + C$); RMSE raíz del error cuadrático medio; SSE suma de los cuadrados debido al error; R² Coeficiente de determinación; K permeabilidad; Y factor inercial; C₂ coeficiente de pérdida inercial.

Para el flujo de velocidad del aire de 0 a 6 ms⁻¹, la caída de presión medida en el túnel de viento (Figura 4.4), se agrupa en dos categorías con base en la prueba de Tukey: 1) en el primer grupo, mallas M4 y M6 (Anti-Áfidos Bicolor y Rompevientos Verde-Negra con caídas de presión promedio de 120.05 y 134.28 Pa respectivamente); 2) en el segundo grupo, M1, M2, M3, M5 y M7 (Anti-Trips, Anti-Trips Bicolor, Anti-Áfidos, Cenital y Anti-Áfidos Blanca con caídas de presión promedio de 50.08 Pa, 39.06 Pa, 51.85 Pa, 33.82 Pa, 60.91 Pa respectivamente).

Los coeficientes A, B y C del polinomio de segundo grado obtenido del mejor ajuste de las curvas de caída de presión contra velocidad del aire en el rango de 0 – 6 m

s^{-1} , y K, Y y C_2 calculados de acuerdo a las Ecuaciones 14, 15 y 16, se presentan en el Cuadro 4. 3.

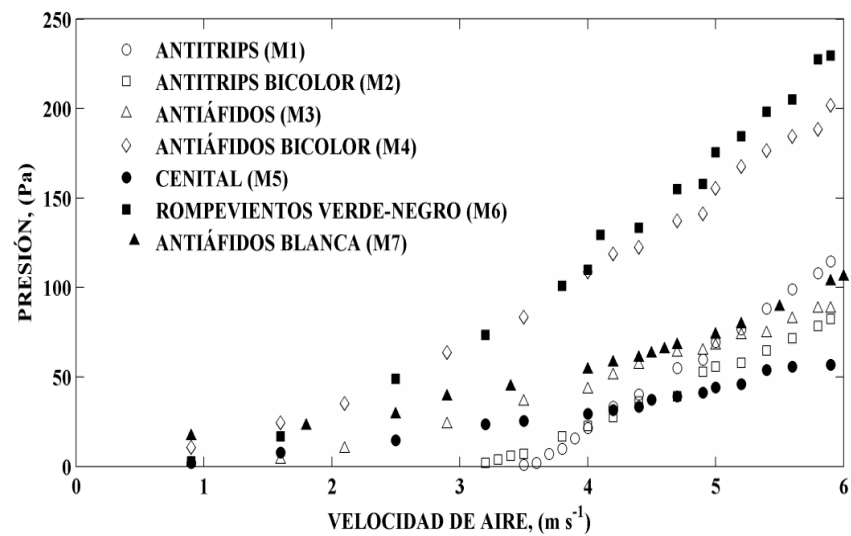


Figura 4. 4 Caída de presión calculada en función de la velocidad del aire (0 a 6 m s-1) para las diferentes mallas anti áfidos y anti insectos.

Cuadro 4. 3 Coeficientes válidos para velocidades del aire de 0 a 6 m s-1.

Malla	A	B	C	SSE	R ²	RMSE	K (m ²)	Y (Adm)	C ₂ (m ⁻¹)
Anti-Trips (M1)	1.92	29.88	-129.2	43.16	0.99	1.82	3.024x10 ⁻¹⁰	0.06	6435.59
Anti-Trips Bicolor (M2)	1.39	17.52	-69.6	52.08	0.99	2.00	5.299x10 ⁻¹⁰	0.05	4539.26
Anti-Áfidos (M3)	1.73	6.58	-8.74	70.05	0.99	2.32	1.362x10 ⁻⁰⁹	0.11	5857.24
Anti-Áfidos Bicolor (M4)	3.65	13.54	-6.23	173.3	0.99	3.65	7.368x10 ⁻¹⁰	0.15	11085
Cenital (M5)	1.20	2.95	-0.60	42.06	0.98	1.79	3.507x10 ⁻⁰⁹	0.10	3520.62
Rompevientos Verde-Negro (M6)	5.10	11.14	-12.35	261.4	0.99	4.48	1.178x10 ⁻⁰⁹	0.20	11787.74

Coeficientes A, B y C para el mejor ajuste de la ecuación ($\Delta P = Au^2 + Bu + C$); RMSE raíz del error cuadrático medio; SSE suma de los cuadrados debido al error; R^2 Coeficiente de determinación; K permeabilidad; Y factor inercial; C_2 coeficiente de pérdida inercial.

En la Figura 4. 5 se muestran las curvas de caída de presión en función de la velocidad del aire de 0 a 8 m s⁻¹, que se agrupan en tres categorías donde presentan diferencias significativas. El primer grupo estuvo integrado por las mallas M4 y M6 (Anti-Áfidos Bicolor y Rompevientos Verde-Negra) con caídas de presión promedio de 188.86 Pa y 216.55 Pa, respectivamente; el segundo grupo se integró por M1 y M7 (Anti-Trips y Anti-Áfidos Blanca) con una caída de presión promedio de 111.69 Pa y 91.95 Pa, respectivamente; y el tercer grupo estuvo conformado por M2, M3 y M5 (Anti-Trips Bicolor, Anti-Áfidos y Cenital) con caídas de presión promedio de 76.79 Pa, 83.46 Pa y 53.36 Pa, respectivamente.

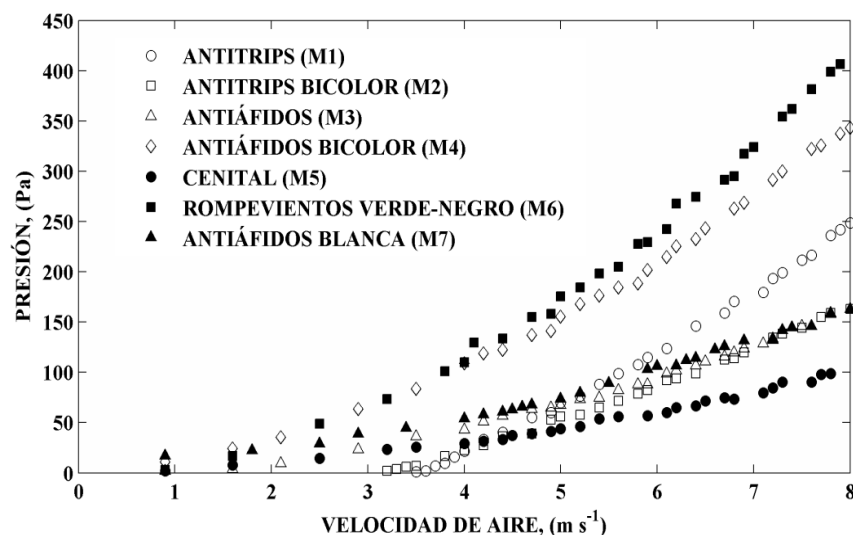


Figura 4. 5. Caída de presión calculada en función de la velocidad del aire (0 a 8 m s⁻¹) para diferentes mallas Anti-Áfidos y Anti-Insectos.

El Cuadro 4.4 presenta los coeficientes A, B y C, resultantes del modelo de regresión de segundo grado para las mallas analizadas, válido para velocidades del aire de 0-8 m s⁻¹, también se presentan, los coeficientes K, Y y C₂, calculados con las Ecuaciones 14, 15 y 16, para las siete mallas analizadas. Los resultados obtenidos son similares a los registrados por Álvarez *et al.* (2006), dado que en su muestra 6 y la M6 del presente estudio, son similares en su valor de porosidad, al obtener un valor de un 20% menos en K y 21% mayor en Y.

Cuadro 4. 4 Coeficientes válidos para velocidades del aire de 0 a 8 m s-1.

Malla	A	B	C	SSE	R ²	RMSE	K (m ²)	Y (Adm)	C ₂ (m ⁻¹)
Anti-Trips (M1)	3.43	15.41	-95.68	155.1	0.99	2.49	5.863x10 ⁻¹⁰	0.14	11502.19
Anti-Trips Bicolor (M2)	1.91	12.93	-59.9	94.84	0.99	1.95	7.180x10 ⁻¹⁰	0.08	6243.93
Anti-Áfidos (M3)	2.18	3.62	-4.97	105.4	0.99	2.05	2.476x10 ⁻⁰⁹	0.18	7358.75
Anti-Áfidos Bicolor (M4)	4.23	9.94	-2.09	309.5	0.99	3.52	1.003x10 ⁻⁰⁹	0.20	12853.49
Cenital (M5)	1.36	1.82	0.99	102.1	0.99	2.02	5.692x10 ⁻⁰⁹	0.15	3972.05
Rompevientos Verde-Negro (M6)	5.83	6.26	-6.11	669.4	0.99	5.18	2.095x10 ⁻⁰⁹	0.31	13472.37
Anti-Áfidos Blanca (M7)	2.06	2.74	11.22	187.5	0.99	2.74	3.531x10 ⁻⁰⁹	0.19	6472.91

Coeficientes A, B y C para el mejor ajuste de la ecuación ($\Delta P = Au^2 + Bu + C$); RMSE raíz del error cuadrático medio; SSE suma de los cuadrados debido al error; R² Coeficiente de determinación; K permeabilidad; Y factor inercial; C₂ coeficiente de pérdida inercial.

4.5. CONCLUSIONES

El análisis geométrico permitió determinar las porosidades de siete mallas con el fin de estimar la reducción en la tasa de ventilación. La porosidad de las mallas oscilo entre 0.29 a 0.54, para una reducción teórica en los valores de tasa de ventilación entre 21 y 50% respectivamente. Las características aerodinámicas de las mallas analizadas son afectadas por la velocidad del flujo de aire, obteniendo valores promedio de permeabilidad (2.186×10^{-09}) y factor inercial (0.194).

A velocidades menores de 4 m s^{-1} las mallas mostraron dos agrupaciones con diferencia significativa, a) Anti-Trips y Rompevientos, y b) Anti-Áfidos y Cenital. A velocidades de 6 a 8 ms^{-1} , hubo tres categorías con diferencias significativas, a) Rompevientos, b) Anti-Trips y c) Anti-Áfidos y Cenitales.

CAPÍTULO 5

MODELACIÓN MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL 3D DE LA TEMPERATURA Y HUMEDAD EN UN INVERNADERO CON HUMIDIFICACIÓN

5.1. RESUMEN

Los invernaderos construidos en regiones cálidas y templadas usan únicamente la ventilación natural como método de control de la temperatura y humedad. Sin embargo, en ciertos periodos del año está es insuficiente para extraer el exceso de calor durante los días de alta radiación. Este control limitado dificulta mantener valores óptimos del clima requeridos para el crecimiento y desarrollo de cultivos; además, se requiere usar sistemas de refrigeración con nebulización o humidificación. El objetivo del presente estudio fue desarrollar un modelo con dinámica de fluidos computacional (CFD) para un invernadero tipo túnel ventilado naturalmente y equipado con humidificadores, para conocer la distribución espacial y temporal de la temperatura y humedad. El modelo CFD 3D describió satisfactoriamente la temperatura y humedad del invernadero estudiado ya que el error en las simulaciones con cultivo fueron de 0.11 a 3.43 °C para temperatura y 0.44 a 10.80 % para humedad. El uso de humidificadores mejoró la distribución espacial de la temperatura y humedad del invernadero, aunque sus valores mayores se presentaron en el centro.

Palabras clave: Modelos numéricos, Ecuaciones de Navier-Stokes, ANSYS Fluent, Simulación.

5.2. 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. Tamini *et al.*, (2013) mencionan que los invernaderos pueden ser ventilados mecánicamente y enfriados por sistemas de pared húmeda y nebulización, que utilizan enfriamiento evaporativo para mantener el clima deseado en el invernadero. Un ambiente interno favorable puede lograrse al evacuar el exceso de calor durante la insolación alta (Montero *et al.*, 2001). El enfriamiento evaporativo es la forma más eficiente para enfriar el ambiente, 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, que se suministra mecánicamente (Arbel *et al.*, 2003). Al evaporarse, las gotas de agua extraen la energía térmica del ambiente circundante y de este modo disminuye la temperatura del aire mientras que aumentan los niveles de humedad (Tamini *et al.*, 2013). La ventaja de los sistemas de nebulización sobre los sistemas de muro húmedo es la uniformidad de las condiciones a lo largo del invernadero, con lo que no es necesaria la ventilación forzada (Kittas *et al.*, 2011).

La CFD puede desarrollar eficientemente soluciones tanto 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 la química, la industria aeroespacial y las industrias hidrodinámicas (Norton *et al.*, 2007). Los modelos de CFD y los modelos

de transporte pueden simular y evaluar los fenómenos complejos que gobiernan las variables ambientales en invernaderos ventilados naturalmente y equipados con sistemas de humidificación. Una vez validados, estos modelos pueden ser utilizados para diseñar, instalar y operar sistemas de humidificación de alta y baja presión dentro de un diseño específico de invernadero y de acuerdo al clima, configuraciones de ventilación y estrategias de control (Kim *et al.*, 2008; Tamini *et al.*, 2013). En años recientes, se ha usado CFD para investigar las condiciones climáticas dentro de los invernaderos. La técnica CFD ha sido capaz de incrementar el grado de realismo teniendo en cuenta mallas anti-insectos y la simulación del efecto de cultivos, considerándolos como un medio poroso, otros en modelos 3D (Flores-Velázquez, *et al.*, 2012). El objetivo de este trabajo fue desarrollar un modelo CFD-3D para analizar la distribución de la temperatura y humedad relativa en un invernadero ocupado por cultivo de pimiento (*Capsicum annuum* L.), ventilado naturalmente y equipado con humidificadores mecánicos, y así proporcionar una herramienta de diseño y manejo de las condiciones ambientales adecuadas para el crecimiento y desarrollo de cultivos en invernaderos de la región.

5. 3. MATERIALES Y MÉTODOS

5. 3. 1. Descripción del invernadero.

El estudio se realizó en un invernadero de la estación experimental Ceron, de la Universidad Autónoma Chapingo, en Chapingo, México. El invernadero se localiza a 19° 29' 04.1" N, 98° 53' 08.9" O y 2244 m de altitud. Se realizaron pruebas experimentales con los equipos de humidificación con ventiladores mecánicos (hidrofanos) del 07 de marzo al 25 de marzo de 2014, para determinar las condiciones de

frontera del modelo CFD y entre el 06 de mayo al 12 de junio para validar el modelo CFD. Los humidificadores producen un flujo másico de aire de 1.53 kg s^{-1} , el volumen de los equipos es de 0.098 m^3 , el ventilador genera una velocidad de flujo de aire de 6.36 m s^{-1} y un momentum de 99.2 N m^{-3} . El gasto de agua generado por los humidificadores es de 0.0224 kg s^{-1} . El invernadero es de techo arqueado de tres túneles unidos en batería. Tiene 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 orientación NE-SO del larguero. El área total cubierta es de 2511 m^2 . El invernadero cuenta con ventanas laterales y cenitales. El invernadero está ocupado por un cultivo de pimiento se cultivó con una densidad de $2.9 \text{ plantas m}^{-2}$, ancho de líneas de cultivo 1m, altura de 2m y pasillo de 1m, un índice de área foliar $3.21 \text{ m}^2 \text{ m}^{-2}$. Las propiedades termo-físicas de los materiales del invernadero, suelo y cultivo usados en las simulaciones CFD fueron tomados de Fidaros *et al.* (2010), Flores-Velázquez (2010) y Piscia *et al.* (2012).

Las mediciones climáticas incluyeron: la temperatura y humedad relativa del aire, velocidad y dirección del viento y radiación solar. Las mediciones se realizaron en el área central del invernadero en 20 puntos distribuidos en el eje longitudinal y transversal a una altura de 1.5, 2.5 y 4m sobre el piso. Todas las variables fueron almacenadas cada minuto. Se utilizaron dos sensores HMP60 y 1 sensor HMP50 (Vaisala, USA) de temperatura y humedad relativa del aire, 9 sensores de temperatura del tipo 108, 8 sensores HOBO UX 100-003 de temp/HR. La velocidad del viento fue medida con un anemómetro sónico WindSonicc1 (RS-232) 2D (Campbell Scientific, USA). La radiación solar fue medida con un piranómetro CMP3 (Kipp and Zonen, The Netherlands). Todos los sensores fueron conectados a un data logger CR1000 (Campbell

Scientific, USA), a excepción de los sensores HOBO UX 100-003 que cuentan con un data logger integrado en cada dispositivo. La figura 5.1 muestra la posición de los sensores utilizados en el experimento. Para este estudio se utilizó el programa comercial ANSYS Workbench © 14.5 para el desarrollo de las simulaciones.

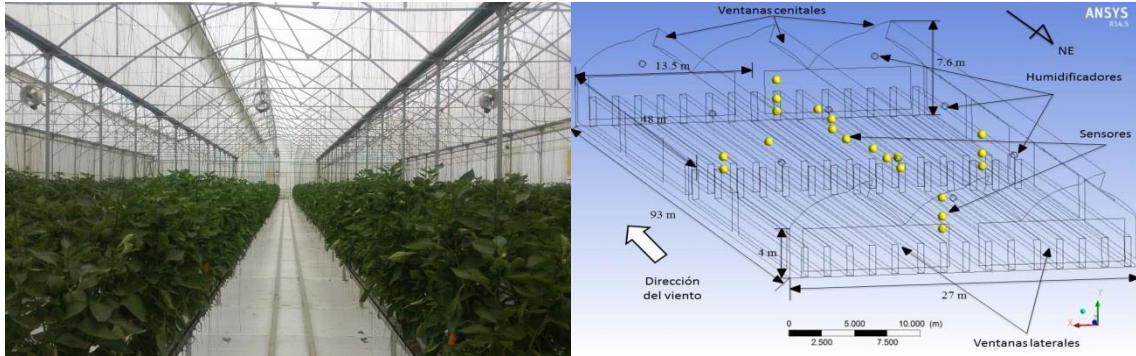


Figura 5. 1 Distribución del invernadero y ubicación de los sensores de temperatura y humedad.

5. 3. 2. Simulación con dinámica de fluidos computacional

5. 3. 2.1. Ecuación general de conservación

La técnica numérica CFD resuelve la ecuación de Navier-Stokes dentro de cada célula del dominio computacional (Bournet *et al.*, 2007). El software de CFD resuelve las ecuaciones de continuidad, momento y energía en estado estacionario de un dominio tridimensional para determinar las variables velocidad, presión y temperatura. Para estimar la humedad, el modelo de transporte de especies se usó para determinar la ecuación de conservación de masa, necesaria para calcular la fracción de masa de agua a lo largo del dominio (Kim *et al.*, 2008; Tamini *et al.*, 2013). Patankar (1980) describe la ecuación general de transporte de forma diferencial como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla(\rho\mathbf{u}\phi) = \nabla(\Gamma\nabla\phi) + S_{\phi} \quad (5.1)$$

Cuatro términos componen esta ecuación: transitoriedad, convección, difusión y termino fuente: ∇ es el operador nabla que denota el gradiente de velocidad, Γ representa el coeficiente de difusión y ϕ es una forma de variable dependiente, pudiendo ser masa, velocidad, factor químico o temperatura, y describe las características del flujo en una localización puntual en un tiempo específico; en un espacio tridimensional sería $\phi = \phi(x, y, z, t)$. Flores-Velázquez *et al.*, (2011a) mencionan que este sistema de ecuaciones se resuelven mediante CFD.

5. 3. 2. 2. Modelo de turbulencia

Los flujos de ventilación suelen asociarse 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; Kim *et al.*, 2008). En este estudio se usó el modelo $k-\varepsilon$ estándar para resolver la energía cinética de turbulencia ($k, m^2 s^{-2}$) y su tasa de disipación ($\varepsilon, m^2 s^{-3}$), ya que de acuerdo a la literatura ampliamente utilizada (Mistriotis *et al.*, 1997; Bartzanas *et al.*, 2002; Fatnassi *et al.*, 2003; Kacira *et al.*, 2004; Bournet *et al.*, 2007; Flores-Velázquez y Montero, 2008; Kim *et al.*, 2008; Flores-Velázquez *et al.*, 2011a; Piscia *et al.*, 2012; Tamimi *et al.*, 2013) puede describir apropiadamente la naturaleza del flujo de fluido en invernaderos.

El modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ estándar utiliza las siguientes ecuaciones de transporte para k y ε (Launder y Spalding, 1974; Patankar, 1980; Romero-Gómez *et al.*, 2010).

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.3)$$

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

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

donde, u'_i es el componente de velocidad fluctuante en la dirección $i(ms^{-1})$, 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 se usan en todos los cálculos.

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, C_{3\varepsilon} = \tanh\left(\text{abs}\left(\frac{v}{u}\right)\right), \sigma_\varepsilon = 1.0 \text{ y } \sigma_\varepsilon = 1.3.$$

5. 3. 2. 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 pueden ser pequeñas y sin embargo, ser la causa del movimiento de fluidos. Si la variación de la densidad no es grande, se puede tratar a la densidad como constante en términos de inestabilidad y convección, y tratar esta como única variable en el término gravitacional. Por lo general se asume que la densidad varía linealmente con la temperatura (Ferziger y Peric, 2002). El efecto de flotabilidad se modela adecuadamente con la aproximación Boussinesq:

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

donde, ρ_0 (presión operativa, kgm^{-3}) y T_0 (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:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (5.4)$$

5. 3. 2. 4. Modelo de radiación

El espectro de radiación relevante para aplicaciones agrícolas se puede dividir en dos anchos de banda: i) onda corta o global, que incluye la radiación fotosintéticamente activa, PAR: 400 – 700 nm; y onda larga que es principalmente térmica e incluye el rojo cercano (NIR). La PAR es necesaria para la fotosíntesis y por lo tanto su absorción por las plantas es esencial para la producción. La radiación de onda larga es térmica: en climas fríos, esto puede ahorrar en calefacción, pero en climas cálidos, exceso de onda larga puede limitar la producción. La radiación de onda larga es significativa durante la noche cuando la pérdida de radiación a cielo abierto es un mecanismo de enfriamiento dominante (Tanny J. 2013). La radiación solar global contribuye en gran medida a la transpiración de cultivos en invernaderos (Boulard and Wang, 2002). Con el fin de simular el efecto de la radiación solar incidente en la cubierta de invernadero, suelo y plantas se usa el modelo de radiación de ordenadas discretas (DO). El modelo DO permite la solución de la radiación solar en paredes semitransparentes. El modelo de radiación DO resuelve la ecuación de transporte radiactivo (RTE) para un número finito de ángulos sólidos discretos, cada uno asociado con un vector de dirección ($\vec{s}$) fijado en

el sistema cartesiano (x, y, z). Se transforma la ecuación RTE en una ecuación de transporte de intensidad de radiación en coordenadas espaciales (x, y, z) (Baxevanou *et al.*, 2007; Fidaros *et al.*, 2010). El RTE de intensidad espectral $I_\lambda(\vec{r}, \vec{s})$ puede ser escrita como (Kim *et al.*, 2008)

$$\nabla \cdot \left(I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s} \right) + (\alpha_\lambda + \sigma_s) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) = \alpha_\lambda n^2 I_{b\lambda}(\vec{r}) + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (5.5)$$

En esta ecuación el índice refractivo, el coeficiente de dispersión y la función de fase son asumidas independiente de la longitud de onda. La función de fase Φ , es considerada isotrópico. El espacio angular 4π en cualquier localización espacial se discretiza en $N_\theta \times N_\phi$ ángulos solidos de medida ω_i , llamados ángulos de control. Los ángulos θ y ϕ son los ángulos polares y azimutales, y son medidos con respecto al sistema Cartesiano global (x, y, z). Aunque en esta ecuación se toma el índice de refracción constante, en el cálculo de la emisión de cuerpo negro, así como en el cálculo de las condiciones de frontera impuestas por paredes semitransparentes, la longitud de banda depende de los valores del índice de refracción usados. La ecuación RTE está integrada sobre cada ancho de banda. La ecuación RTE esta acoplada con la ecuación de energía a través de un término fuente volumétrico dado por la siguiente ecuación (Baxevanou *et al.*, 2007; Fidaros *et al.*, 2010)

$$S_h = -\frac{\partial q_{r_i}}{\partial x_i} = \alpha_\lambda \left(4\pi I_{b\lambda}(\vec{r}) - \int_{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega \right) \quad (5.6)$$

5. 3. 2. 5. Modelo de Fase Discreta y transporte de especies

El modelo de fase discreta fue seleccionado 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 pueden ser rastreadas y la transferencia de calor puede ser analizada por los sistemas de enfriamiento en invernaderos (Kim *et al.*, 2008). Este modelo resuelve las ecuaciones que gobiernan los flujos multifase para predecir la trayectoria de un gran número de partículas, burbujas, o gotas de una fase diferente a través de un campo de flujo continuo y asumiendo que la fracción de volumen general de la segunda fase fue relativamente baja. Este modelo también predice el intercambio de energía entre la fase continua y las gotas (asumiendo ser de un diámetro promedio aproximado de 2 micras) según un balance de energía que implica la transferencia de calor latente y sensible (Tamimi *et al.*, 2013). La ecuación predice la trayectoria de una gota de niebla en fase discreta mediante la integración de balance de fuerzas en la partícula. El balance de fuerzas es igual a la inercia de las partículas con las fuerzas que actúan sobre la partícula y se puede escribir (para la dirección x en coordenadas cartesianas) como (Kim *et al.*, 2008).

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + g_x(\rho_p - \rho)/\rho_p + F_x \quad (5.7)$$

donde $F_D(u - u_p)$ es la fuerza de arrastre por unidad de masa de las partículas y u es la velocidad de fase líquida; u_p es la velocidad de partícula; ρ es la densidad de fluido; ρ_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.

5. 3. 2. 6. Modelo de medio poroso

En este estudio se consideraron como medio poroso tanto al cultivo (zona porosa) como a la malla anti-insectos usadas en las ventanas. En el caso de mallas anti-insectos en ventanas de invernaderos 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.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\mu}{K} u + \rho \frac{C_F}{\sqrt{K}} u |u| \quad (5.8)$$

donde μ es la viscosidad dinámica del fluido ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$), K es la permeabilidad intrínseca del medio (m^2), C_F es el Factor Inercial (Y), también llamado coeficiente de pérdida de carga no lineal, ρ es la densidad del aire (kg m^{-3}), u es la velocidad del aire (m s^{-1}), y ∂x es el espesor (e_s) del material poroso (m). Estos parámetros se obtuvieron a partir de curvas $v-\Delta P$ obtenidas en experimentos con túnel de viento (Pérez-Vega *et al.*, 2015).

La presencia de cultivo en un invernadero afecta los patrones generales de flujo de aire dentro del invernadero y es considerado un medio poroso que causa una resistencia (Boulard and Wang, 2002; Bartzanas *et al.*, 2004; Tamimi *et al.*, 2013). Este término se expresa también de la siguiente manera (Boulard and Wang, 2002; Fatnassi *et al.*, 2003; Bartzanas *et al.*, 2004; Campen *et al.*, 2009; Majdoubi *et al.*, 2009; Sase *et al.*, 2012; Tamimi *et al.*, 2013):

$$S = - \left(C_1 \mu v + \frac{1}{2} C_2 \rho v^2 \right) \quad (5.9)$$

donde $C_1 = 1/K$ es la resistencia viscosa (m^{-2}), C_2 es la resistencia inercial (m^{-1}) y v es la velocidad del fluido (m s^{-1}). El término fuente puede también ser expresado según

varios investigadores como (Fatnassi *et al.*, 2003; Bartzanas *et al.*, 2004; Flores-Velázquez y Montero, 2008; Majdoubi *et al.*, 2009; Sase *et al.*, 2012; Tamimi *et al.*, 2013):

$$S = -\rho LADC_D v^2 \quad (5.10)$$

donde LAD es la densidad de área foliar ($m^{-2} m^{-3}$) definida como el índice de área foliar dividida por la altura del cultivo (Ali *et al.*, 2014), para nuestro caso es $LAD=1.6m^{-2}m^{-3}$, y C_D es el coeficiente de arrastre.

Según Tamimi *et al.*, (2013) los coeficientes C_1 y C_2 se determinan de la siguiente manera:

$$C_2 = 2LADC_D \text{ y } C_1 = \left(\frac{LADC_D}{C_f} \right)^2 \quad (5.11 \text{ y } 5.12)$$

donde C_f es un coeficiente de pérdida de momento no lineal adimensional.

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 era significativo. Por esa razón varios autores han adoptado el valor de $C_D = 0.32$ (Boulard and Wang, 2002; Fatnassi *et al.*, 2003; Bartzanas *et al.*, 2004; Majdoubi *et al.*, 2009; Sase *et al.*, 2012; Tamimi *et al.*, 2013; Ali *et al.*, 2014). La metodología presentada por Sase *et al.*, (2012) C_f puede ser determinar, por lo que resulta $C_f = 0.153$. Para esta investigación el valor de $C_1 = 14.79m^{-2}$, $C_2 = 1.03m^{-1}$.

5. 3. 2. 7. Modelo de transpiración del cultivo

La evapotranspiración (ET) de cultivos en invernadero es un proceso complejo porque altera el clima local, y a su vez modifica los principales factores que afectan ET. El proceso de ET depende de varios factores ambientales, incluyendo radiación solar, humedad, temperatura del aire y velocidad del aire (Tamimi *et al.*, 2013). La tasa de transpiración está gobernada por la radiación solar y el cultivo tiene parámetros tales como Índice de Área Foliar (LAI), déficit de presión de vapor (VPD) y la temperatura del aire y humedad (Rojano *et al.*, 2014). La ET fue considerada como una fuente de vapor homogénea y constante dependiendo las condiciones ambientales del interior del invernadero 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 invernadero con cubierta de plástico de la región centro de México (Ruiz–García, 2014). Estos autores descomponen la tasa de ET durante el día (E_d , $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$) y la noche (E_n , $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$) usando las siguientes expresiones:

$$E_d = \frac{A[1 - \exp(-K_e \cdot LAI)]I_{sun} + \frac{B_d \cdot LAI \cdot VPD}{\lambda}}{\lambda}$$
$$E_n = \frac{B_n \cdot LAI \cdot VPD}{\lambda}$$
(5.13 y 5.14)

donde A es el parámetro del término radiactivo, K_e (0.70 adimensional) es el coeficiente de extinción de radiación, LAI es el índice de área foliar del cultivo, I_{sun} (W m^{-2}) es la radiación solar global, λ ($2454000 \text{ J kg}^{-1}$) es el calor latente de vaporización del agua, VPD (Pa) es el déficit de presión de vapor. Los parámetros A (0.32, adimensional), B_d ($30.15 \times 10^{-3} \text{ W m}^{-2} \text{ Pa}^{-1}$) y B_n ($15.21 \times 10^{-3} \text{ W m}^{-2} \text{ Pa}^{-1}$) se tomaron de (Ruiz–García, 2014).

VPD (Pa) se calcula usando las siguientes ecuaciones:

$$VPD = e_s(T_a) - e_a \quad (5.15)$$

donde T_a es la temperatura del aire, la presión de vapor saturada ($e_s(T_a), Pa$) es calculada con:

$$e_s(T_a) = 610.8 \exp\left(\frac{17.27T_a}{T_a + 237.3}\right) \quad (5.16)$$

La presión de vapor actual (e_a, Pa) es calculada a partir de datos registrados de la humedad relativa (HR, %) usando la siguiente ecuación:

$$e_a = \frac{HR \cdot e_s(T_a)}{100} \quad (5.17)$$

5.4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5. 4. 1. Validación del modelo

Para la validación de la humidificación dentro del invernadero se planteó una serie de pruebas experimentales con el propósito de dar certeza acerca de los resultados obtenidos de las variables mediante la simulación con CFD, para este caso se obtuvieron los valores de variables externas e internas para poder realizar su comparación.

El cuadro 5.1 presenta mediciones ambientales externas correspondientes a pruebas experimentales con humidificación en invernadero se obtuvieron de una estación meteorológica HOBO U30 (Onset Computer Corporation, USA) en Chapingo, México, estas condiciones climáticas fueron usadas como condiciones iniciales en las simulaciones CFD. Una serie de cinco pruebas por día se realizó en intervalos de 15 a 20

minutos. La dirección del viento se consideró perpendicular a la ventana ubicada en la parte NE del invernadero.

Cuadro 5. 1 Variables ambientales externas al invernadero para nueve instantes en que se realizaron las simulaciones, para el caso con y sin transpiración.

		Tiempo de prueba	Temperatura	Temperatura	Humedad Relativa	Humedad específica	Radiación solar	Velocidad de viento
Fecha	Hora	Min	°C	K	%	$\text{kg}_{\text{agua}} \text{kg}_{\text{aire}}^{-1}$	W m^{-2}	m s^{-1}
20/03/2014	14:05	15	23.16	296.31	42.8	0.009886	698.1	2.27
21/03/2014	14:00	15	26.45	299.60	27.9	0.007835	551.9	3.02
22/03/2014	11:50	20	23.50	296.65	35.0	0.008244	763.1	3.02
25/03/2014	13:50	15	25.55	298.70	28.5	0.007587	939.4	2.01
10/05/2014	15:10	15	22.47	295.62	52.6	0.011660	228.1	4.53
22/05/2014	11:40	15	21.39	294.54	51.2	0.010620	789.4	0.76
28/05/2014	13:30	15	20.98	294.13	57.0	0.011540	383.1	2.77
03/06/2014	11:45	15	21.25	294.40	52.6	0.010820	1004.4	2.01
10/06/2014	13:05	15	22.56	295.71	55.7	0.012430	725.6	2.52

5. 4. 2. Temperatura en estado estacionario de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo

El Cuadro 5.2 muestra los resultados obtenidos de los estadísticos usados para evaluar el desempeño que se obtuvo por el modelo CFD. Los datos medidos durante los días de pruebas con humidificadores para la variable temperatura de cuatro simulaciones en estado estacionario son presentados. Se observa que el desempeño del modelo CFD con respecto a los datos medidos tiene un buen ajuste. El mejor ajuste de acuerdo a los criterios MAE y RMSE fue para el modelo CFD del día 22 de marzo de 2014. El mejor ajuste tuvo un error que oscilo entre 0.01 a 2.95 °C y 0.23 a 4.33 °C. Estos resultados concuerdan con los reportados previamente por Tamimi *et al.*, (2013) a diferencia que

ellos realizaron un modelo CFD-3D de un invernadero con sistema de nebulización de alta presión.

Cuadro 5. 2 Comparación de la temperatura del aire estimada por el modelo CFD-3D contra mediciones en estado estacionario.

Temperatura Ambiental							
Fecha	Promedio Medido (K)	Promedio Simulado (K)	Error Absoluto	Error Máx.	Error Min	MAE	RMSE
20/03/2014	301.89	301.92	1.50	3.63	0.15	0.07	1.80
21/03/2014	304.25	305.21	1.71	2.80	0.03	0.09	1.86
22/03/2014	302.59	302.55	0.90	2.95	0.01	0.04	1.22
25/03/2014	302.54	304.64	2.24	4.33	0.23	0.11	2.46
Promedio General	302.82	303.58	1.59	3.43	0.11	0.08	1.84

Error medio absoluto (MAE); Raíz cuadrada del error cuadrático medio (RMSE).

La Figura 5.2 muestra la comparación entre los datos medidos y simulados de la temperatura en 20 puntos distribuidos en el invernadero, se tiene un mejor ajuste para el día 22 de marzo, por otro lado el modelo CFD sobre estima la temperatura en una mayor proporción para el día 25 de marzo.

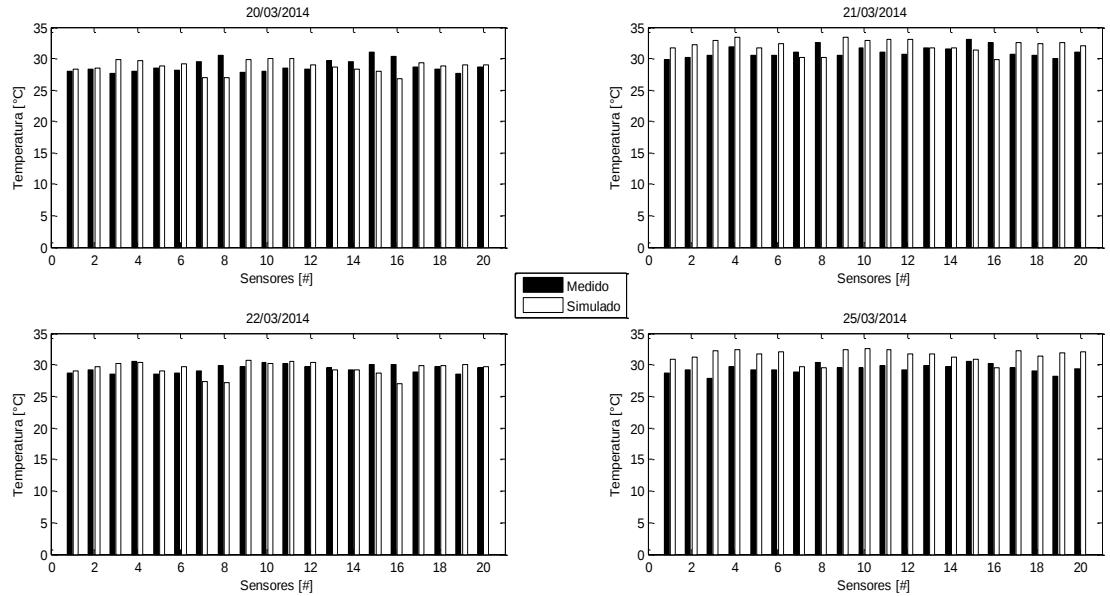


Figura 5. 2 Comparación de la temperatura medida y simulada para 20 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso estacionario.

La Figura 5.3 muestra la distribución de la temperatura en estado estacionario con presencia de cultivo y efecto de transpiración. La temperatura es mayor en la zona central del invernadero, tanto en la zona del plástico y suelo, debido a la concentración de energía en el material plástico. Se presenta un incremento de la temperatura en el interior de 10 K respecto al exterior. La temperatura está determinada por la velocidad del flujo de aire que se presenta en el interior del invernadero, dependiendo la dirección del viento y de las características aerodinámicas de la malla anti-insectos usada en las ventanas.

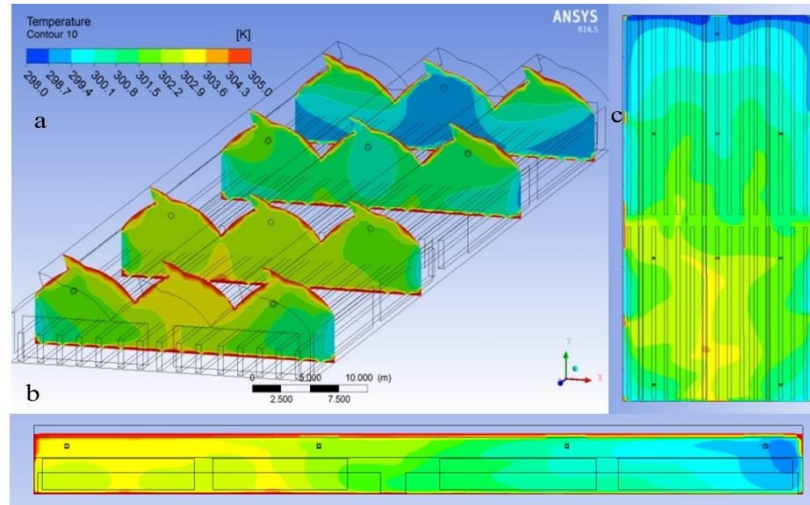


Figura 5. 3 Distribución de la temperatura en estado estacionario en el interior del invernadero para el día 20 de Marzo de 2014; a) vistas frontales en la zona central del invernadero, b) vista lateral en el centro del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.

La Figura 5.4 muestra la distribución tridimensional de la temperatura, donde se observa una mayor temperatura en la parte central y en lo correspondiente a la cubierta de polietileno. Se presenta una ligera disminución de la temperatura en la zona aledaña a los dispositivos de humidificación debido a que se genera movimiento de aire y hay un suministro de agua.

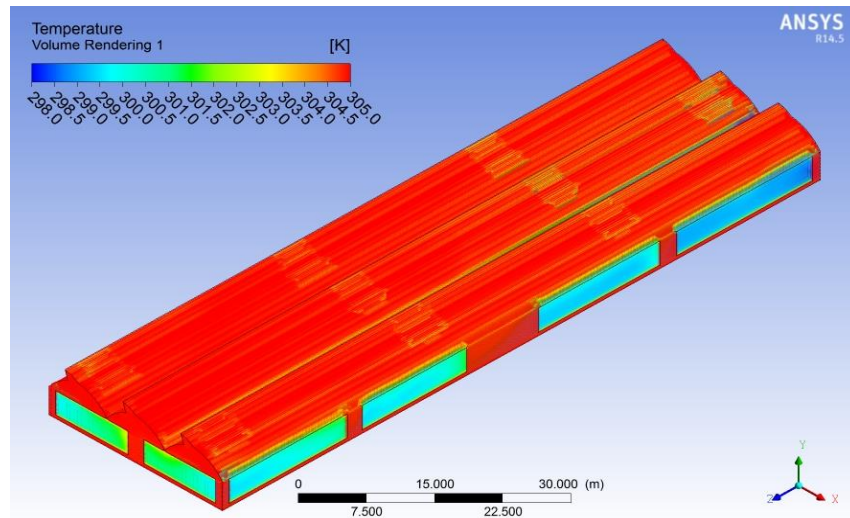


Figura 5. 4. Distribución tridimensional de la temperatura en estado estacionario para el día 20 de Marzo.

5. 4. 3. Humedad en estado estacionario de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo

El Cuadro 5. 3 muestra un resumen de los estadísticos obtenidos de la comparación entre los datos medidos contra simulados para la humedad del aire de un invernadero con cultivo de pimiento y humidificadores en estado estacionario. Se presentó el mayor error absoluto de 5.66 el día 21 de Marzo, con un RMSE de 6.80, por otro lado para el día 20 de Marzo, que fue el de menor error absoluto de 2.98 con un RMSE de 3.85. De acuerdo a los índices estadísticos, MAE y RMSE el modelo CFD predice de manera aceptable la distribución de la humedad del aire en el invernadero.

Cuadro 5. 3 Comparación entre la humedad del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en el invernadero en estado estacionario.

Fecha	Humedad Ambiental				Error Absoluto	Error Máx.	Error Min	MAE	RMSE
	Promedio Medido (%)	Promedio Medido $\text{g}_{\text{agua}}\text{kg}_{\text{aire}}^{-1}$	Promedio Simulado (%)	Promedio Simulado $\text{g}_{\text{agua}}\text{kg}_{\text{aire}}^{-1}$					
20/03/2014	38.95	12.36	40.21	12.90	2.98	7.82	0.13	0.27	3.85
21/03/2014	32.89	12.05	27.56	10.64	5.66	13.30	0.29	0.51	6.80
22/03/2014	36.51	11.49	32.72	10.84	5.24	10.20	1.68	0.48	6.05
25/03/2014	33.51	11.26	28.06	10.53	5.45	9.98	0.89	0.50	6.30
Promedio General	35.47	11.79	32.14	11.23	4.83	10.33	0.75	0.44	5.75

La Figura 5.5 muestra una comparación entre los datos experimentales y los resultados de las simulaciones CFD, con los cuales se comprueba que se presenta un ajuste aceptable. Se observa el mejor ajuste durante el día 20 de Marzo la distribución de humedad para el caso estacionario. El modelo subestima ligeramente el comportamiento de la humedad en la mayoría de las simulaciones.

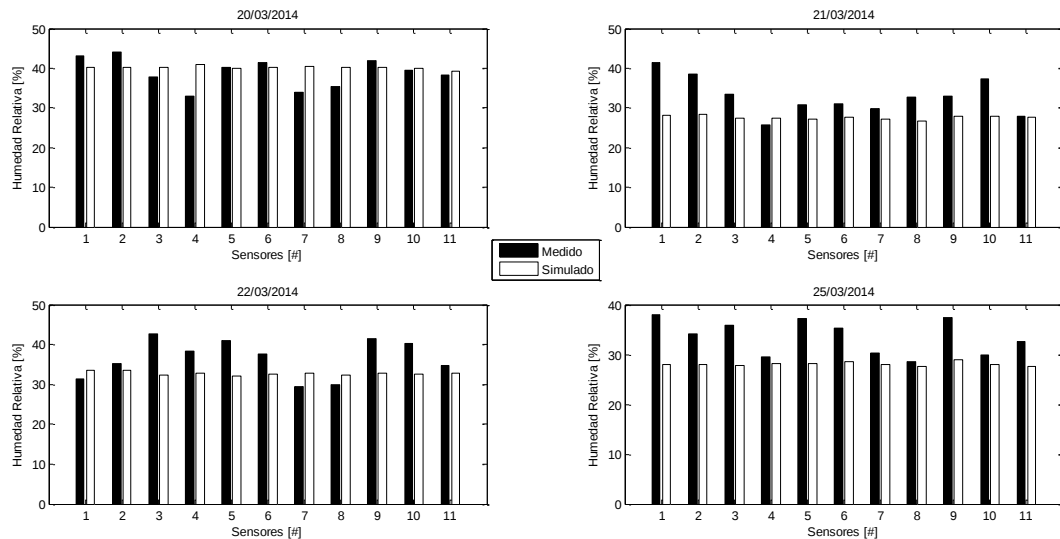


Figura 5. 5 Comparación de la temperatura medida y simulada para 11 sensores ubicados en el invernadero experimental en estado estacionario.

En la Figura 5.6 se presenta una serie de vistas representativas para poder visualizar la distribución de la humedad del aire en el interior del invernadero; se observa que la humedad es desplazada a la zona opuesta respecto a la entrada de aire del invernadero, en esta zona existe una menor velocidad del flujo (aprox. 0.2 m s^{-1}) por lo que su concentración incrementa. Se presenta una mayor humedad en la zona alta, donde generalmente se colocan los equipos de humidificación.

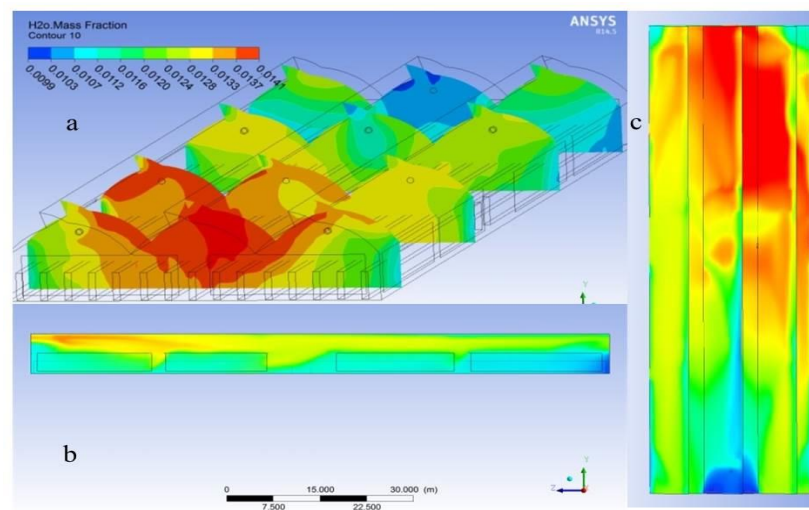


Figura 5. 6 Distribución de la humedad en estado estacionario en el interior del invernadero para el día 20 de Marzo de 2014; a) vistas frontales en la zona central del invernadero, b) vista lateral en el centro del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.

En la Figura 5. 7 se presenta la distribución tridimensional de la humedad, donde se observa una alta concentración en la parte sur respecto a la entrada y dirección del flujo de aire. Con la implementación de equipos de humidificación (hidrofanos) se mejora la distribución de la humedad en el interior del invernadero.

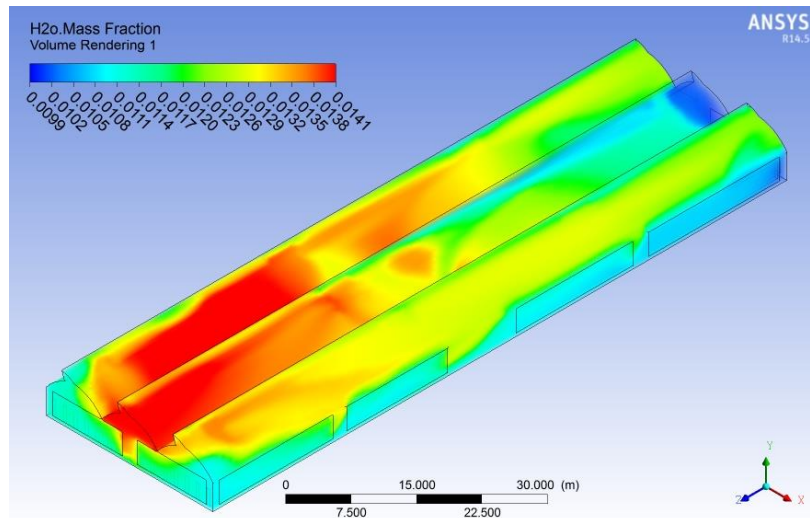


Figura 5. 7 Distribución tridimensional de la humedad en estado estacionario.

5. 4. 4. Temperatura en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo

En el Cuadro 5.4 se muestran los valores obtenidos de los estadísticos usados para evaluar el desempeño que tuvo el modelo CFD respecto a los datos medidos durante cuatro días de pruebas en un lapso de 15 minutos, realizadas en presencia de cultivo. El mejor ajuste de acuerdo a los criterios MAE y RMSE fue para el modelo CFD del día 21 de marzo de 2014. El mejor ajuste obtuvo un error de 0.09 a 2.05 °C y el peor de 0.29 a 4.2 °C (Cuadro 5.4). Estos resultados concuerdan con los reportados por Tamimi *et al.*, (2013) que realizaron un modelo CFD de un invernadero ventilado naturalmente con nebulización.

Cuadro 5. 4 Resumen estadístico de la comparación de la variable temperatura para cuatro simulaciones en estado transitorio.

Fecha	Temperatura						
	Promedio Medido (K)	Promedio Simulado (K)	Error Absoluto	Error Máx.	Error Mín	MAE	RMSE
20/03/2014	301.89	301.70	0.92	2.63	0.05	0.05	1.20
21/03/2014	304.27	304.55	0.88	2.05	0.09	0.04	1.07
22/03/2014	302.30	303.23	1.35	2.77	0.34	0.07	1.49
25/03/2014	302.53	304.86	2.32	4.20	0.29	0.12	2.49
Promedio General	302.75	303.58	1.37	2.91	0.19	0.07	1.56

Error medio absoluto (MAE); Raíz cuadrada del error cuadrático medio (RMSE).

La Figura 5.8 muestra las comparaciones detalladas entre los datos medidos y simulados de la temperatura para 20 puntos distribuidos en el invernadero. La temperatura promedio del aire de datos experimentales y simulados fueron de $29.60^{\circ}\text{C} \pm 1.09$ y $30.43^{\circ}\text{C} \pm 2.07$. Estos son similares a los reportados por Tamimi *et al.*, (2013), que obtuvieron 28.1°C y 28.2°C , respectivamente.

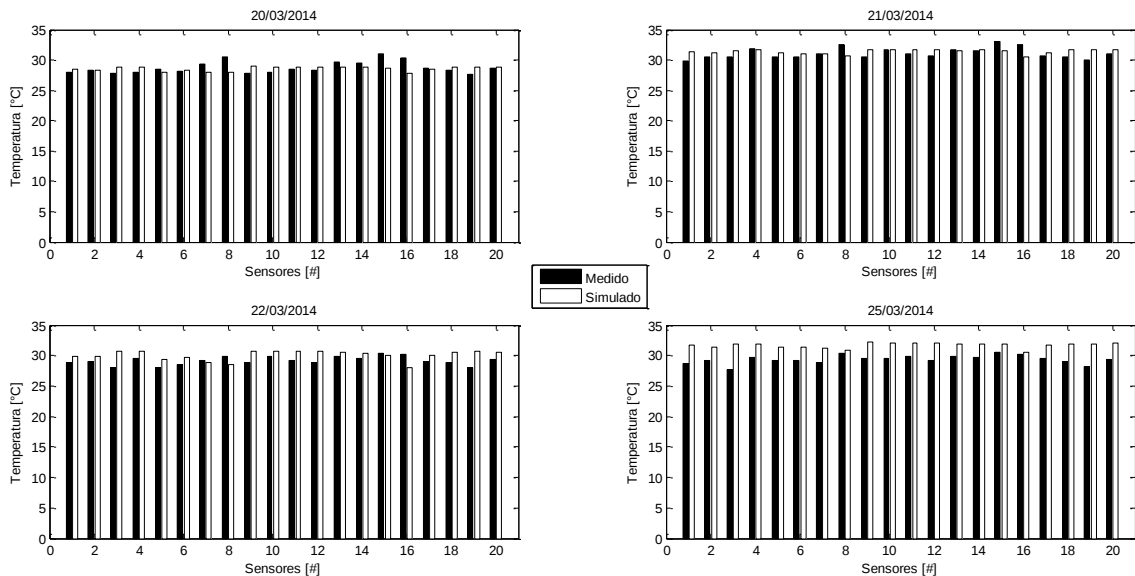


Figura 5. 8 Comparación de la temperatura medida y simulada para 20 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso transitorio de 15 minutos.

La Figura 5.9 presenta la distribución de la temperatura dentro del invernadero, donde se observa el efecto causado por el accionamiento de los humidificadores con una ligera disminución de la temperatura en la zona próxima a los hidrofanes. Se muestra que la distribución de temperatura depende de la temperatura exterior y de la dirección del viento. En este caso se consideró que la dirección del viento es perpendicular a la ventana lateral norte, por lo que en la Figura 5.9, se observa una temperatura menor próxima a la ventana del lado derecho y un incremento de la temperatura conforme el flujo de aire va avanzando y distribuyendo su velocidad a lo largo del invernadero. Las temperaturas mayores se presentan en la zona central del invernadero y en la proximidad al plástico de polietileno, ya que este absorbe una cantidad de energía proveniente de la radiación solar. Resultados similares han sido reportados por varios investigadores (Romero-Gómez *et al.*, 2010; Tamimi *et al.*, 2013; Rojano *et al.*, 2014).

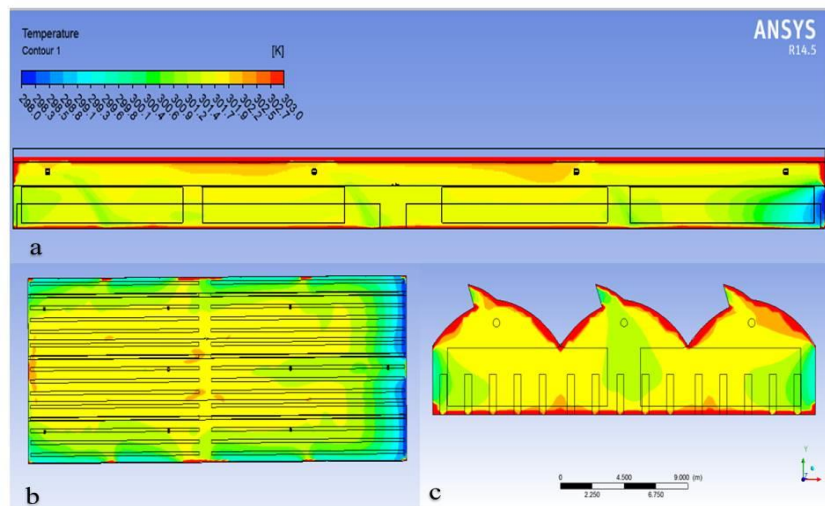


Figura 5. 9 Distribución de la temperatura en el interior del invernadero para el día 20 de marzo de 2014; a) vista lateral en la parte central del invernadero, b) Vista superior a 2 m de altura del suelo, c) vista frontal en el centro del invernadero.

La Figura 5.10 muestra una vista tridimensional del comportamiento de la temperatura en todo el volumen del invernadero. Se presenta una mayor temperatura en la zona próxima al plástico y una menor temperatura en la zona del cultivo debido al proceso fisiológico de transpiración. De igual forma se presentan temperaturas inferiores en el área de ventanas, ya que en este caso se considera que las ventanas se encuentran abiertas.

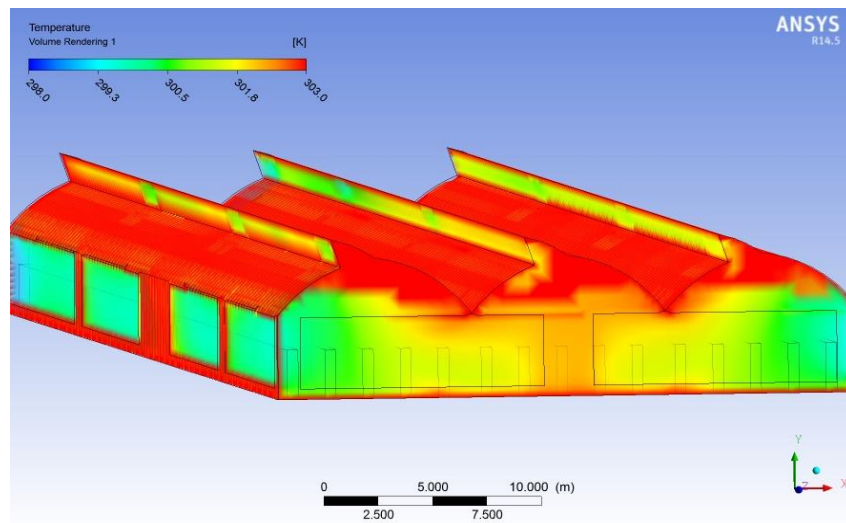


Figura 5. 10 Vista tridimensional de la temperatura en el invernadero para el caso del 20 de marzo de 2014.

5. 4. 5. Humedad en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero con cultivo

En el Cuadro 5.5 se muestra un resumen de los resultados estadísticos obtenidos de la comparación de los datos medidos contra los simulados para cuatro simulaciones de un invernadero con presencia de cultivo y el accionamiento de los humidificadores (hidrofanos) en pruebas experimentales de 15 minutos. De acuerdo a los criterios estadísticos MAE y RMSE el modelo presenta un adecuado desempeño en el

comportamiento de la humedad relativa para las simulaciones presentadas. El modelo CFD se ajusta mejor para el día 22 de marzo de 2014 con un error de 4.18 % de humedad relativa, por otro lado el modelo del día 25 de marzo de 2014 fue el de menor ajuste con un 6.52% de humedad relativa.

Cuadro 5. 5 Comparación entre la humedad del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en el invernadero en estado transitorio.

Fecha	Humedad Ambiental				Error Absoluto	Error Máx.	Error Min	MAE	RMSE
	Promedio Medido (%)	Promedio Medido ($\text{g}_{\text{H}_2\text{O}} \text{kg}_{\text{aire}}^{-1}$)	Promedio Simulado (%)	Promedio Simulado ($\text{g}_{\text{H}_2\text{O}} \text{kg}_{\text{aire}}^{-1}$)					
20/03/2014	38.39	12.36	41.37	13.11	3.88	13.77	0.17	0.35	5.83
21/03/2014	32.65	12.05	29.59	11.06	5.14	12.26	1.15	0.47	6.04
22/03/2014	34.86	11.49	32.19	11.13	3.71	7.66	0.27	0.34	4.18
25/03/2014	33.74	11.26	28.26	10.73	5.75	9.50	0.16	0.52	6.52
Promedio General	34.91	11.79	32.85	11.51	4.62	10.80	0.44	0.42	5.64

Error medio absoluto (MAE); Raíz cuadrada del error cuadrático medio (RMSE).

La Figura 5.11 muestra una comparación de los datos medidos y simulados de la humedad relativa para cuatro días, en este caso el modelo se ajusta de manera aceptable a los registros experimentales. Se presenta una distribución de humedad uniforme en el invernadero, con ligeros incrementos en la zona próxima a los humidificadores y a la zona central del invernadero.

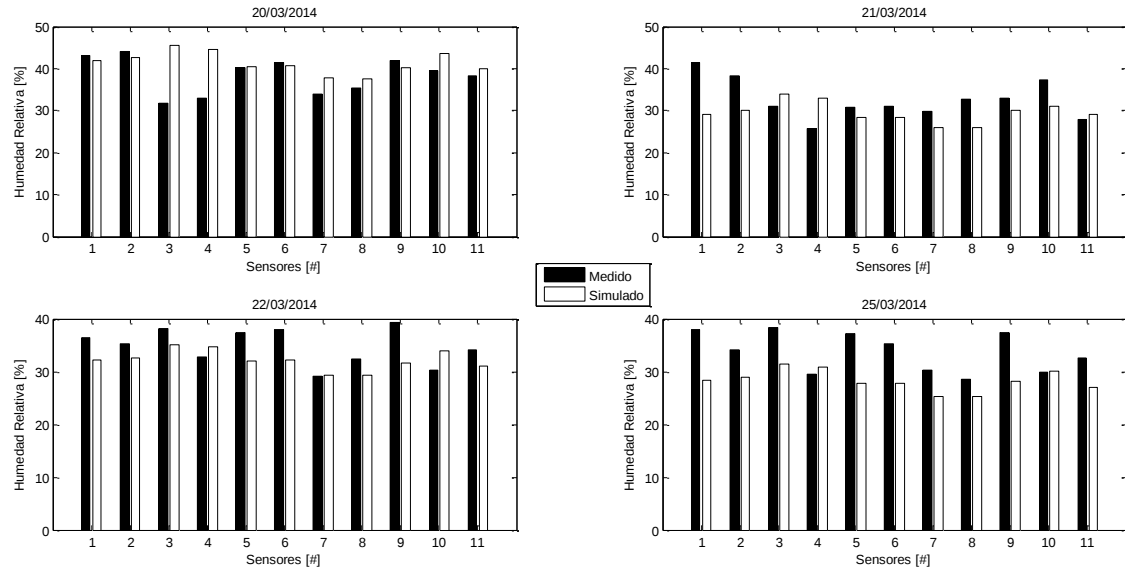


Figura 5. 11 Comparación de la humedad relativa medida y simulada para 11 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso transitorio de 15 minutos.

La Figura 5.12 muestra la distribución de la humedad en el interior del invernadero, se presenta una mayor concentración en la zona de cultivo por efecto de la transpiración, así también en la zona próxima a los hidrofanes por su funcionamiento, del mismo modo se concentra mayor humedad en la zona de menor velocidad del flujo de aire que es generalmente en el centro y en la parte opuesta a la entrada del aire por las ventanas, es decir hay una relación directamente proporcional de la concentración de humedad y la velocidad del aire.

En la Figura 5.13 se muestran vistas de la distribución de la humedad en el interior del invernadero, se puede observar claramente la distribución de las partículas de agua dispersadas por los hidrofanes, donde se aprecia que hay una mayor concentración de humedad en la zona de menor velocidad del aire, generalmente se presenta en la zona opuesta a la entrada de aire.

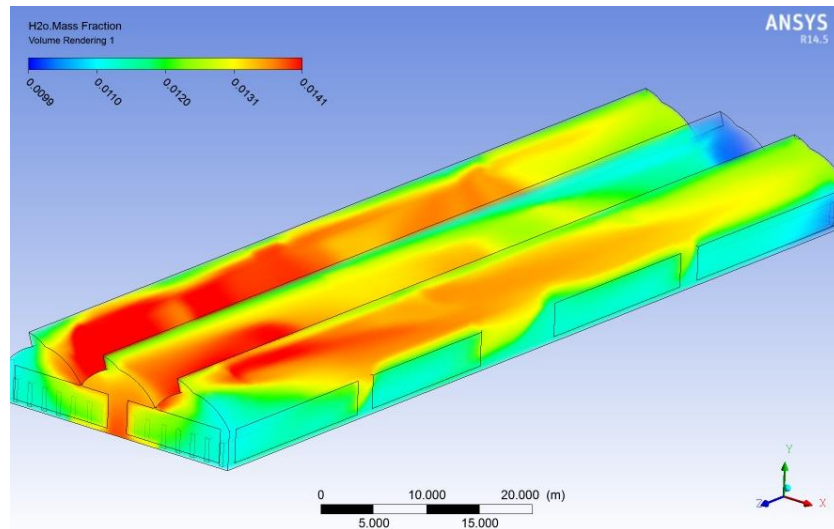


Figura 5. 12 Vista tridimensional de la humedad específica en el interior del invernadero resultado para el día 20 de marzo de 2014.

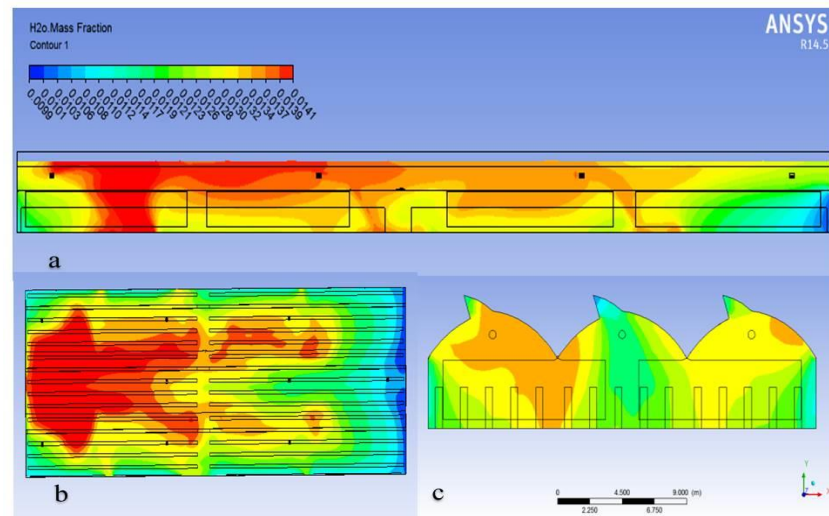


Figura 5. 13 Distribución de la humedad específica en el interior del invernadero para el día 20 de marzo de 2014; a) vista lateral en la parte central del invernadero, b) Vista superior a 2 m de altura del suelo, c) vista frontal en el centro del invernadero.

5. 4. 6. Temperatura en estado estacionario de simulaciones CFD en un invernadero sin cultivo

El cuadro 5.6 presenta un resumen de los resultados estadísticos obtenidos de la comparación para los datos medidos y simulados en cinco simulaciones de un invernadero sin cultivo equipado con humidificadores en estado estacionario. De acuerdo con estos criterios estadísticos el modelo tiene un pobre ajuste a los datos medidos. Esto se puede comprobar con la comparación de los datos medidos y simulados que se presenta en la Figura 5.13.

Cuadro 5. 6 Comparación de la temperatura del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en estado estacionario sin cultivo.

Temperatura							
Fecha	Promedio Medido (K)	Promedio Simulado (K)	Error Absoluto	Error Máx.	Error Min	MAE	RMSE
10/05/2014	304.39	301.07	6.65	15.27	0.27	66.89	8.18
22/05/2014	308.21	300.71	7.50	13.38	3.08	70.98	8.43
28/05/2014	311.19	300.08	11.11	17.23	4.39	142.34	11.93
03/06/2014	306.60	300.21	6.39	13.65	0.39	63.62	7.98
10/06/2014	312.02	301.41	10.61	12.84	7.07	114.98	10.72
Promedio General	308.48	300.70	8.45	14.47	3.04	91.76	9.45

La Figura 5.14 muestra la comparativa entre los datos medidos y simulados para 21 sensores ubicados en el interior del invernadero, donde se observa que el modelo CFD tiene un pobre ajuste respecto a las mediciones experimentales de los primeros 9 sensores.

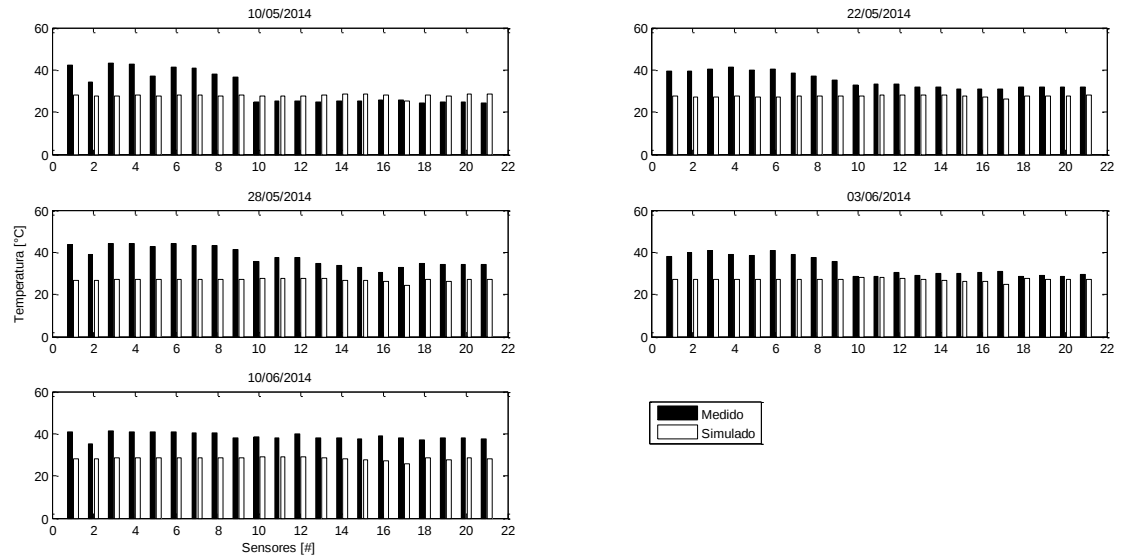


Figura 5. 14 Comparación de la temperatura medida y simulada para 21 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso estacionario sin cultivo.

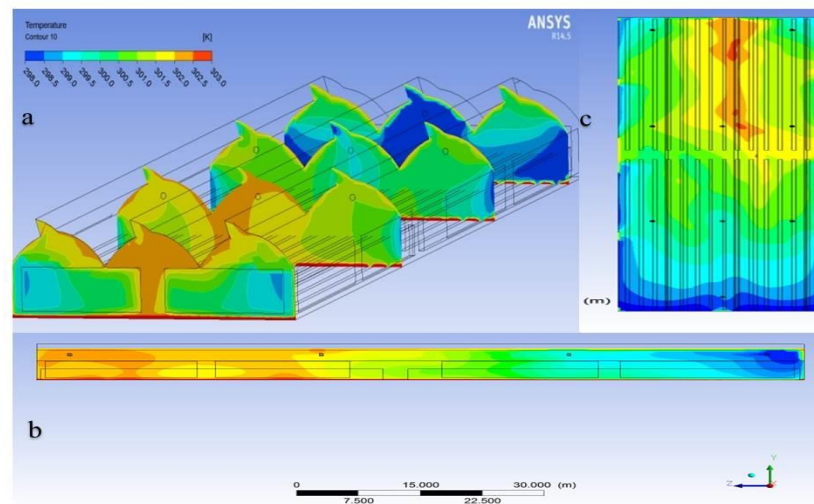


Figura 5. 15 Distribución de la temperatura en el interior del invernadero; a) vista frontal en el centro del invernadero, b) vista lateral en la parte central del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.

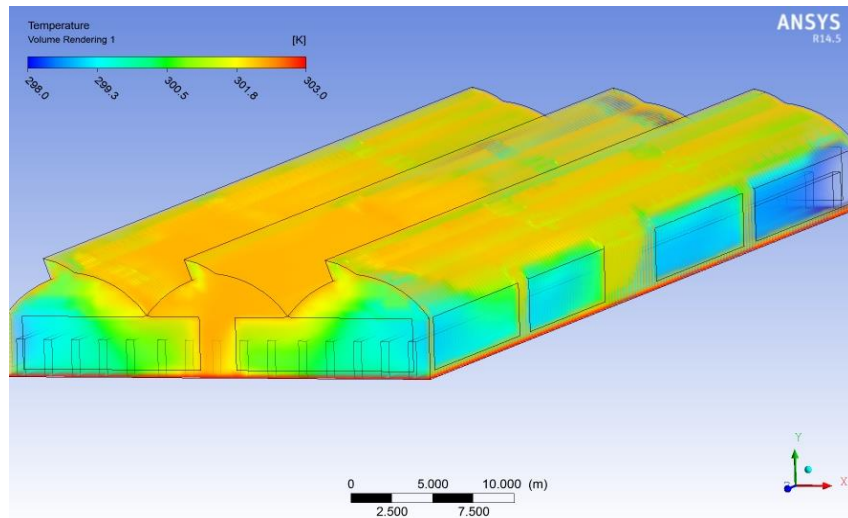


Figura 5. 16 Vista tridimensional de la temperatura en el interior del invernadero en estado estacionario.

5. 4. 7. Humedad en estado estacionario de simulaciones CFD en un invernadero sin cultivo

El Cuadro 5.7 presenta un resumen estadístico correspondiente a la variable humedad para cinco pruebas experimentales en estado estacionario sin cultivo. De acuerdo con estos criterios estadísticos, el modelo CFD tuvo un pobre ajuste en comparación del modelo CFD en estado estacionario con presencia de cultivo. Esto se le atribuye a que en este caso en la simulación no se consideró el fenómeno de transpiración del cultivo.

Cuadro 5. 7 Comparación de la humedad del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en estado estacionario sin cultivo.

Humedad Ambiente							
Fecha	Promedio Medido (%)	Promedio Simulado (%)	Error Absoluto	Error Máx.	Error Min	MAE	RMSE
10/05/2014	23.05	37.68	17.95	23.65	5.19	369.17	19.21
22/05/2014	19.12	35.29	16.17	21.23	8.79	283.64	16.84
28/05/2014	19.61	39.63	20.02	25.05	12.27	422.86	20.56
03/06/2014	20.60	36.93	16.34	21.94	3.38	307.16	17.53
10/06/2014	20.52	39.40	18.88	24.32	11.24	374.93	19.36
Promedio General	20.58	37.79	17.87	23.24	8.17	351.55	18.70

La Figura 5.17 se muestra una comparación detallada de los datos experimentales y los resultados de la simulación con CFD para 12 sensores de humedad usados en esta investigación.

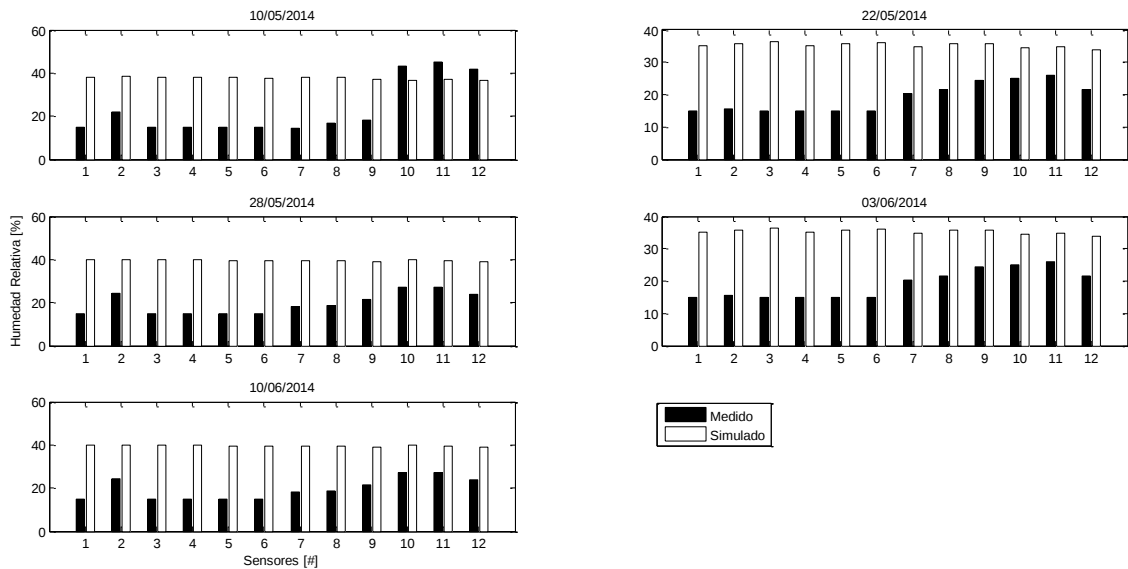


Figura 5. 17 Comparación de la humedad medida y simulada para 12 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso estacionario sin cultivo.

La Figuras 5.18 se muestran los comportamientos de la humedad en 3D y vistas 2D. La humedad se concentra en la zona de los hidrofanes con una influencia máxima de 7 metros por lo que se observa que se requiere de una mayor cantidad de humidificadores en el interior para tener una distribución homogénea de humedad.

La Figura 5.19 presenta tres vistas de la distribución de la humedad; la vista frontal a) muestra la distribución de la humedad en el interior del invernadero, teniendo una mayor concentración en la zona superior próxima a los hidrofanes.

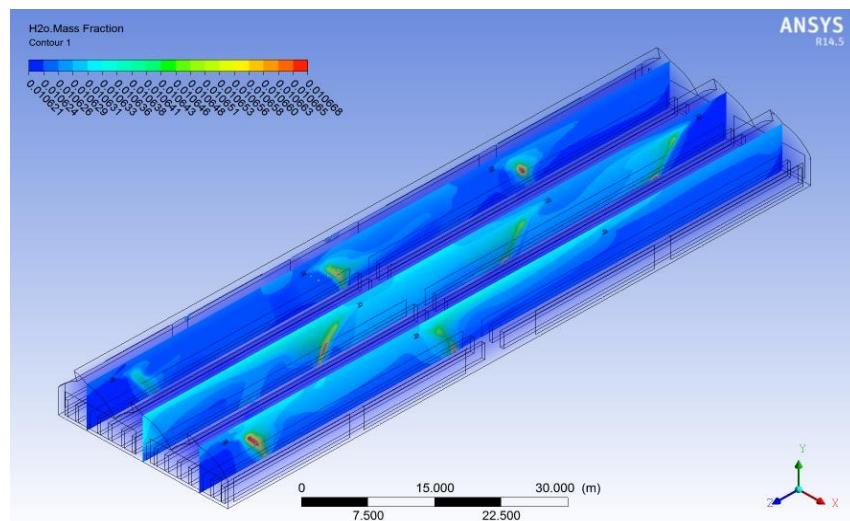


Figura 5. 18 Vista tridimensional de la humedad del invernadero.

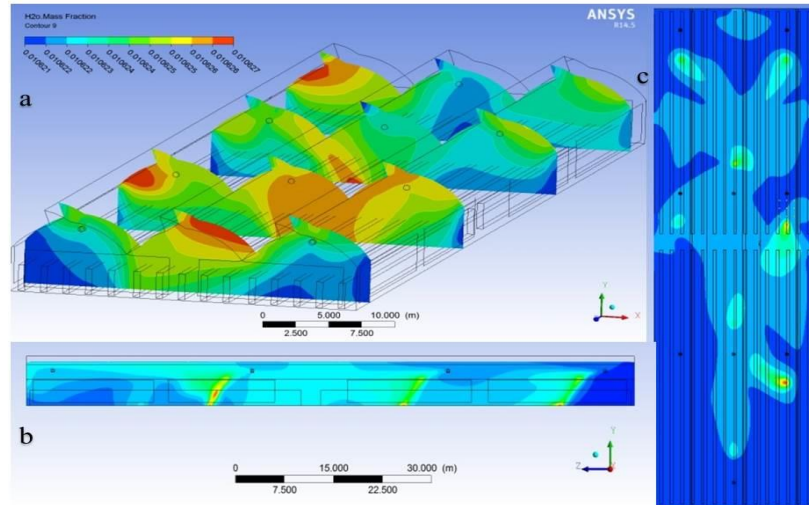


Figura 5. 19 Distribución de la humedad en el interior del invernadero; a) vista frontal en el centro del invernadero, b) vista lateral en la parte central del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.

5. 4. 8. Temperatura en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero sin cultivo

El Cuadro 5.8 presenta un resumen de los resultados estadísticos para la variable temperatura resultados de cinco simulaciones en estado transitorio y sin el efecto del cultivo. Se presenta un error de las comparaciones de los datos medidos con los resultados de las simulaciones entre 2.72 – 11.98%.

Cuadro 5. 8 Comparación de la temperatura del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en estado transitorio sin cultivo.

Temperatura							
Fecha	Promedio Medido (K)	Promedio Simulado (K)	Error Absoluto	Error Máx.	Error Min	MAE	RMSE
10/05/2014	300.30	300.77	3.46	6.49	0.31	14.80	3.85
22/05/2014	307.10	299.95	7.14	12.62	3.47	59.74	7.73
28/05/2014	309.84	299.76	10.08	15.96	5.36	117.14	10.82
03/06/2014	306.05	299.70	6.35	12.68	1.94	54.49	7.38
10/06/2014	311.14	300.86	10.28	12.12	2.52	109.85	10.48
Promedio General	306.88	300.21	7.46	11.98	2.72	71.20	8.05

La Figura 5.20 se muestra la comparación de los datos medidos y simulados para 21 sensores colocados en el interior del invernadero durante la fase experimental. El mejor ajuste se obtuvo para la prueba del día 10 de Mayo del 2014 y a diferencia del día 28 de Mayo que se presentó un pobre ajuste respecto a los datos medidos.

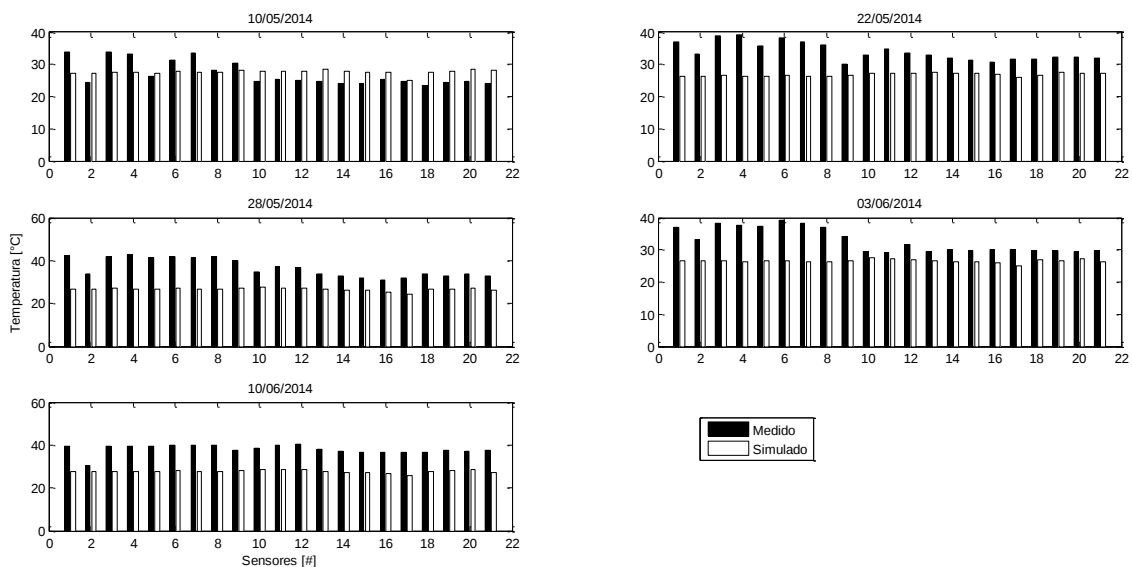


Figura 5. 20 Comparación de la temperatura medida y simulada para 21 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso transitorio sin cultivo.

La Figura 5.21 muestra una vista tridimensional de la distribución de la temperatura, como en los otros casos se presenta una mayor concentración en la zona de la cubierta plástica.

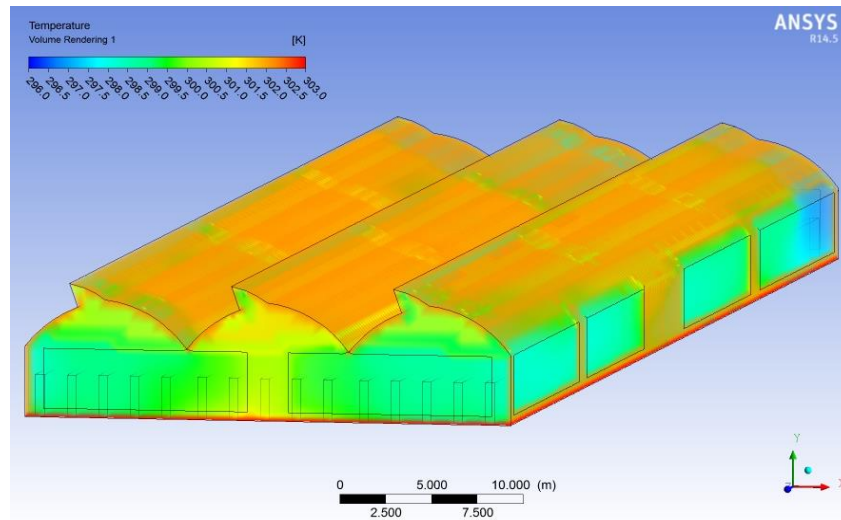


Figura 5. 21 Vista tridimensional de la temperatura en estado transitorio.

5. 4. 9. Humedad en estado transitorio de simulaciones CFD en un invernadero sin cultivo

El Cuadro 5.9 presenta los resultados promedio de la humedad medida y simulada para cinco simulaciones en estado transitorio sin efecto de transpiración, así también se muestran los criterios estadísticos MAE y RMSE, lo cual nos indica que el modelo CFD presenta un mal ajuste respecto a los datos experimentales. En la Figura 5.22 se muestra una comparación para 12 sensores ubicados en el interior del invernadero.

Cuadro 5. 9 Comparación entre la humedad del aire estimada por el modelo CFD-3D contra valores medidos en el invernadero en estado transitorio sin cultivo.

Humedad Ambiental							
Fecha	Promedio Medido (%)	Promedio Simulado (%)	Error Absoluto	Error Máx.	Error Min	MAE	RMSE
10/05/2014	29.67	39.37	11.64	22.87	0.56	200.90	14.17
22/05/2014	22.78	38.31	15.52	23.05	5.76	274.39	16.56
28/05/2014	20.89	41.32	20.44	26.05	11.05	442.48	21.04
03/06/2014	21.93	39.07	17.14	23.85	6.67	322.54	17.96
10/06/2014	22.93	41.55	18.63	21.96	5.43	366.43	19.14
Promedio General	23.64	39.93	16.67	23.56	5.89	321.35	17.78

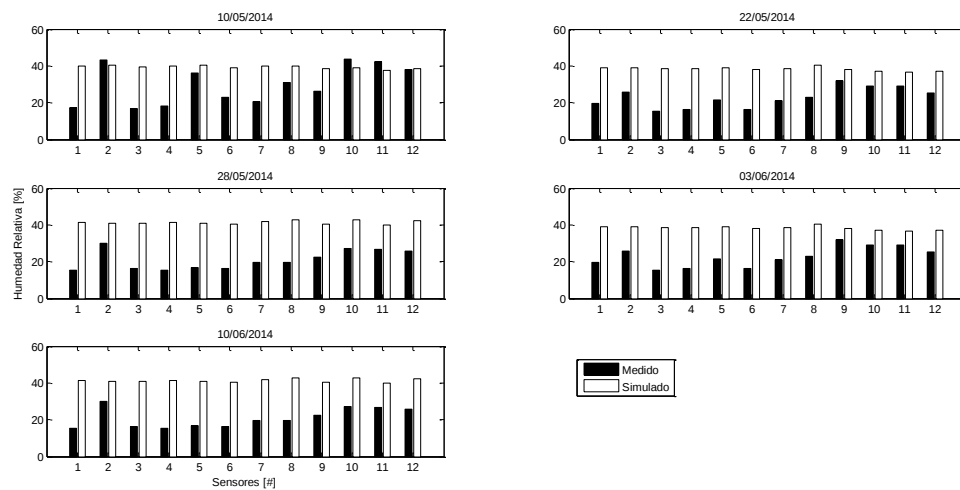


Figura 5. 22 Comparación de la humedad medida y simulada para 12 sensores ubicados en el invernadero experimental, caso transitorio.

La Figura 5.23 muestra la distribución de la humedad en el interior del invernadero. Se presenta una mayor concentración en la parte central, especialmente en la zona donde se ubican los humidificadores, como se muestra en la vista superior.

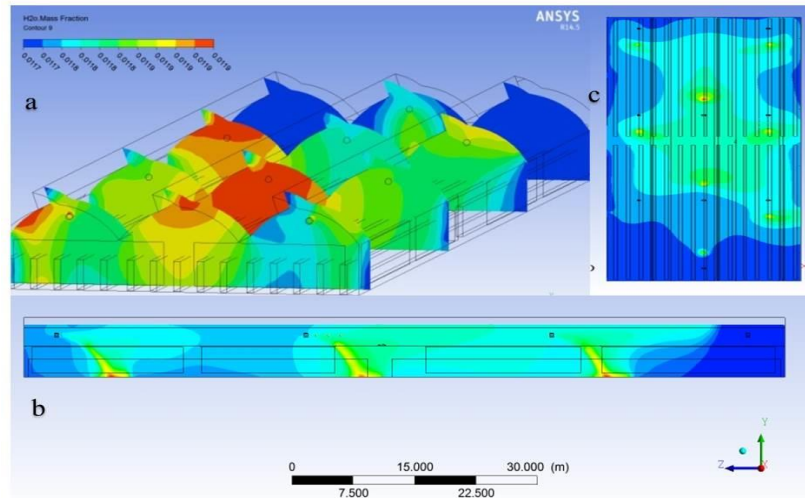


Figura 5. 23 Distribución de la humedad en el interior del invernadero; a) vista frontal en el centro del invernadero, b) vista lateral en la parte central del invernadero, c) Vista superior a 2 m de altura del suelo.

La Figura 5.24 muestra el comportamiento tridimensional de la humedad en el invernadero, presentando una mayor concentración en la parte central y la zona próxima a los humidificadores. El uso de hidrofanes contribuye a una mejor distribución de la humedad en el interior del invernadero. Posiblemente se obtenga una mayor distribución si las ventanas laterales son cerradas al momento del accionamiento de los equipos para evitar el movimiento del aire.

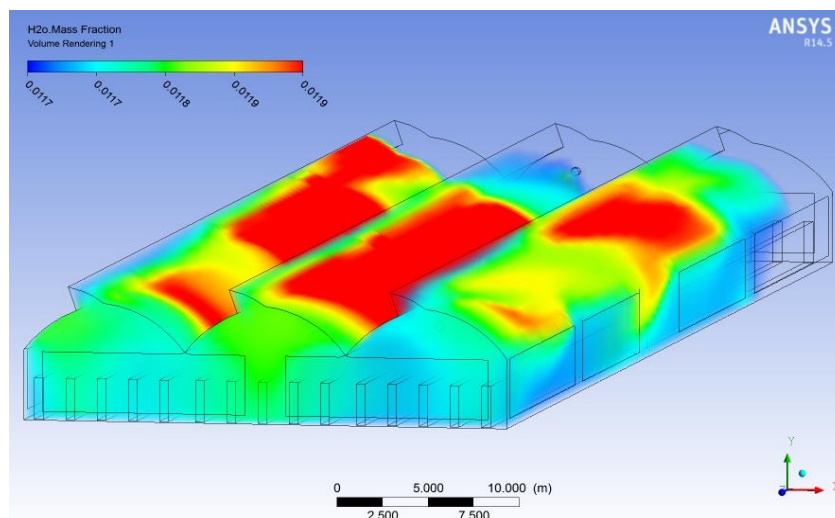


Figura 5. 24 Vista tridimensional de la humedad en el invernadero en estado transitorio sin efecto de transpiración.

5.5. CONCLUSIONES

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 0.44 a 10.80 % para la temperatura y humedad del aire respectivamente. Permitió visualizar gráfica y numéricamente la distribución de la temperatura y humedad en el interior del invernadero ventilado naturalmente y equipado con nueve humidificadores. El modelo CFD presentó un buen ajuste a las mediciones experimentales, principalmente cuando se considera el efecto de transpiración por parte del cultivo.

El modelo CFD puede ser una herramienta importante para procesos de diseño en la ingeniería de invernaderos, así como en la selección de equipos utilizados para mejorar las condiciones ambientales internas. En esta investigación se observa la necesidad de incrementar el número de humidificadores para mejorar la distribución de la temperatura y humedad en el interior de los invernaderos.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES GENERALES

Las mallas anti-insectos usadas en las ventanas de invernaderos son una barrera física para el control de plagas, pero estas también afectan negativamente la velocidad del flujo de aire y modifican las condiciones microclimáticas internas, creando un ambiente heterogéneo en los invernaderos produciendo altas temperaturas y alta humedad en el volumen interno del invernadero, es por ello que en la actualidad se hace uso de equipos para el control del clima y crear un ambiente más uniforme en valores óptimos para el crecimiento y desarrollo de los cultivos.

Los modelos CFD han experimentado un gran crecimiento en la última década del número de sub-modelos correspondientes a los procesos físicos que se llevan a cabo en el sistema invernadero, dando como resultado una herramienta de apoyo que contribuye al entendimiento y comprensión de factores climáticos y aspectos de diseño que afectan el microambiente interno del invernadero bajo condiciones climáticas propias de un lugar.

El uso de humidificadores en los invernaderos permite mejorar la uniformidad de las variables microclimáticas principalmente temperatura y humedad, factores importantes en el crecimiento y desarrollo de cultivos.

LITERATURA CITADA

- Ali H. B., P. E. Bournet, V. Danjou, B. Morille, C. Migeon. 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
- Álvarez, A. J., D. L. Valera, and F. D. Molina-Aiz. 2006. A method for the analysis of the geometric characteristics of protection screens. *Acta Hort.* 719: 557-564.
- Álvarez, A. J., R. M. Oliva, and D. L. Valera. 2012. Software for the geometric characterisation of insect-proof screens. *Comp. Electr. Agric.* 82: 134–144.
- Anderson J. D., 1995. *Computational Fluid Dynamics: The Basics with applications*. McGraw-Hill, USA. 328 p.
- Arbel A., O. Yekutieli, and M. Barak. 1999. Performance of a fog system for cooling greenhouses. *J. Agric. Engng Res.* 72, 129 -136.
- Arbel A., M. Barak, A. Shklyar. 2003. Combination of forced ventilation and fogging systems for cooling greenhouses. *Biosystems Engineering* 84 (1): 45 – 55
- Argyropoulos C. D., and Markatos N. C. 2014. Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows. *Applied Mathematical Modelling*. 39 (2) 693-732.
- Baeza E. J., J. J. Pérez-Parra, J. I. Montero, B. J. Bailey, J. C. López, J. C. Gázquez. 2009. Analysis of the role of sidewall vents on buoyancy-driven natural ventilation

- in parral-type greenhouses with and without insect screens using computational fluid dynamics. *Biosystems Engineering*. 104: 86 – 96
- Baeza E., J. Pérez-Parra, J. C. López, y J. C. Gázquez. 2010. Ventilación natural. En *Manejo del clima en el invernadero Mediterráneo*. Ed. Sánchez-Guerreno Ma. C., F. J. Alonso, P. Lorenzo, E. Medrano. IFAPA. España.
- Bailey B. J. 2006. Natural and mechanical greenhouse climate control. *Acta Hort* 710:43–53
- Baptista F. J., B. J. Bailey, J. M. Randall, J. F. Meneses. 1999. Greenhouse Ventilation Rate: Theory and Measurement with Tracer Gas Techniques. *J. Agric. Engng Res*. 72: 363 – 374
- Bartzanas T., T. Boulard, C. Kittas. 2002. Numerical simulation of the airflow and temperature distribution in a tunnel greenhouse equipped with insect-proof screen in the openings. *Computers and Electronics in Agriculture* 34 207–221
- Bartzanas T., T. Boulard, C. Kittas. 2004. Effect of Vent Arrangement on Windward Ventilation of a Tunnel Greenhouse. *Biosystems Engineering* 88 (4), 479–490
- Bartzanas T., C. Kittas, A. A. Sapounas, Ch. Nikita-Martzopoulou. 2007. Analysis of airflow through experimental rural buildings: Sensitivity to turbulence models. *Biosystems Engineering* 97 (2007) 229– 239
- Bastzanas T., N. Tadj, B Draoui, C. Kittas. 2008. Numerical and experimental analysis of convective heat transfer in a heated greenhouse. *Acta. Hort*. 801: 847 – 854
- Baxevanou C., T. Bartzanas, C. Kittas and D. Fidaros. 2007. Solar radiation distribution in a tunnel greenhouse. *GreenSys 2007*. October 4-6, Naples, Italy.

- Boulard T. and A. Baille. 1993. A simple greenhouse climate control model incorporating effects of ventilation and evaporative cooling. *Agricultural and Forest Meteorology* 65: 145-157.
- Boulard T., C. Kittas, J.C. Roy, S. Wang. 2002. Convective and Ventilation Transfers in Greenhouses, Part 2: Determination of the Distributed Greenhouse Climate. *Biosystems Engineering* 83 (2), 129–147
- Boulard T., and S. Wang. 2002. Experimental and numerical studies on the heterogeneity of crop transpiration in a plastic tunnel. *Computers and Electronics in Agriculture* 34 173–190
- Bournet P. E., Ould Khaoua S. A. 2007. Predicted effects of roof vent combinations on the climate distribution in a glasshouse considering radioactive and convective heat transfers. *Acta Hortic.* 801: 925-932.
- Bournet P.E., S.A. Ould Khaoua, T. Boulard. 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: 224– 234
- Bournet P. E., and T. Boulard. 2010. Effect of ventilator configuration on the distributed climate of greenhouses: A review of experimental and CFD studies. *Computers and Electronics in Agriculture* 74: 195–217
- Bournet P. E. 2014. Assessing Greenhouse Climate Using CFD: a Focus on Air Humidity Issues. *Acta Hort.* 1037: 971 – 986
- Bunce J.A. 2006. Use of a minimally invasive method of measuring leaf stomatal conductance to examine stomatal responses to water vapor pressure difference under field condition. *Agricultural and Forest Meteorology* 139 (3-4): 335-343.

- Cabrera, F. J., J. C. López, E. J. Baeza, and J. Pérez-Parra. 2006. Efficiency of Anti-insect screens placed in the vents of Almería greenhouses. *Acta Hort.* 719: 605-614
- Campen, J. B., and G. P. A. Bot. 2001. Design of a low-energy dehumidifying system for greenhouses. *J. agric. Engng Res.*, 78 (1), 65 – 73
- 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.
- Campen J. B., F.L.K. Kempkes, G.P.A. Bot. 2009. Mechanically controlled moisture removal from greenhouses. *Biosystems Engineering* 102: 424–432
- Castañeda-Miranda R., E. Jr. Ventura-Ramos., R. Del R. Peniche-Vera y G. Herrera-Ruiz. 2007. Análisis y simulación del modelo físico de un invernadero bajo condiciones climáticas de la región central de México. *Agrociencia* 41: 317- 335.
- Castilla N., and J. Hernandez. 2007. Greenhouse technological packages for high-quality crop production. *Acta Hort.* 761: 285 – 298
- Castilla, N. 2013. *Greenhouse Technology and Management*. Second Edition. CABI. Boston MA. USA. pp: 143.
- Cengel Y. A., y Cimbala J. M. 2012. *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. McGraw-Hill, México.
- Challa H., G.P.A. Bot, A. van't Ooster, and E. Heuvelink. 2003. *Greenhouse technology*. Wageningen Per Publishes, Wageningen, 245 p
- Chen J., Y. Cai, F. Xu, H. Hu, and Q. Ai. 2014. Analysis and Optimization of the Fan-Pad Evaporative Cooling System for Greenhouse Based on CFD. *Advances in*

Mechanical Engineering. Hindawi Publishing Corporation. 8 p.
<http://dx.doi.org/10.1155/2014/712740>

De la Torre-Gea G., G. M. Soto-Zarazúa, I. López-Crúz, I. Torres Pacheco and E. Rico-García. 2011. Computational fluid dynamics in greenhouses: A review. *African Journal of Biotechnology*. 10 (77): 17651 – 17662

De la Torre-Gea G., O. Delfín-Santisteban, I. Torres-Pacheco, G. Soto-Zarazúa, R. Guevara-González, E. Rico-García. 2014. Bayesian networks applied in a CFD model of the crop in greenhouse. *Agrociencia* 48: 307-319

FAO. 2002. El cultivo protegido en clima mediterráneo. Estudio FAO producción y protección vegetal 90. 323 p.

Fatnassi, H., T. Boulard, and L. Bouriden. 2003. Simulation of climatic conditions in full-scale greenhouse fitted with insect-proof screens. *Agric. For. Meteorol.* 118: 97-111.

Fatnassi H., T. Boulard, C. Poncet and M. Chave. 2006. Optimisation of Greenhouse Insect Screening with Computational Fluid Dynamics. *Biosystems Engineering* 93 (3), 301–312

Fernández-Oro J. M. 2012. Técnicas numéricas de ingeniería de fluidos: Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos. Ed. Reverté, España.

Ferziger J. H., and M. Peric. 2002. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Third Ed. Springer. USA.

Fidaros D., C. Baxevanou, T. Bartzanas, C. Kittas. 2008. Flow characteristics and temperature patterns in a fan ventilated greenhouse. *International Workshop on*

Greenhouse Environmental Control and Crop Production in Semi-Arid Regions.

October 20-24 2008 Tucson Arizona, USA

Fidaro D., C. Baxevanou, T. Bartzanas, C. Kittas. 2009. Investigation of flow patterns in a greenhouse with mechanically assisted ventilation. International Symposium on High Technology for Greenhouse Systems GreenSys 2009. 14-19 June 2009. Université Laval - Québec City – Canada

Fidaro D.K., Baxevanou C.A., Bartzanas T., and Kittas C. 2010. Numerical simulation of thermal behavior of a ventilated arc greenhouse during a solar day. Renewable Energy 35: 1380–1386

Flores-Velázquez J., and J. I. Montero. 2008. Computational Fluid Dynamics (CFD) Study of Large Scale Screenhouses. Acta Hort. 797, 117 – 122

Flores-Velázquez J., 2010. Análisis del clima en los principales modelos de invernaderos en México (Malla sombra, Multitúnel y Baticenital) mediante la técnica del CFD. Tesis Doctoral. Almeria, España.

Flores-Velázquez J., J. I. Montero, E. J. Baeza, J. C. López, J. J. Pérez-Parra, S. Bonachela. 2011a. Analysis of Mechanical Ventilation in a Three-Span Greenhouse Using Computational Fluid Dynamics (CFD). Acta Hort. 893: 653 – 660

Flores-Velázquez J., E. Mejía-Saenz, J. I. Montero-Camacho, y A. Rojano. 2011b. Análisis numérico del clima interior en un invernadero de tres naves con ventilación mecánica. Agrociencia 45: 545-560.

Flores-Velázquez J., G. De la Torre-Gea, E. Rico-García, I. L. López-Cruz and A. Rojano-Aguilar. 2012. Advances in Computational Fluid Dynamics Applied to the

- Greenhouse Environment. In *Applied Computational Fluid Dynamics*. Hyoung Woo Oh. InTech. ISBN 978-953-51-0271-7, 354 p.
- Flores-Velazquez J., J. I. Montero, E. J. Baeza, J. C. Lopez. 2014. Mechanical and natural ventilation systems in a greenhouse designed using computational fluid dynamics. *Int J Agric & Biol Eng*. 7 (1): 1 – 16
- Franco A., D.L. Valera, A. Peña, A. M. Pérez. 2011. Aerodynamic analysis and CFD simulation of several cellulose evaporative cooling pads used in Mediterranean greenhouses. *Computers and Electronics in Agriculture* 76: 218–230
- Ganguly A., and S. Ghosh. 2011. A review of ventilation and cooling technologies in agricultural greenhouse application. *Iranica Journal of Energy and Environment* 2: 32-46
- Gázquez J.C., L. C. Lopez, J.J. Perez-Parra, E.J. Baeza, M. Saez, and A. Parra. 2008. Greenhouse cooling strategies for Mediterranean climate areas. *Acta Horticulturae* 801: 425-431
- Kacira, M., S. Sase, and L. Okushima. 2004. Optimization of vent configuration by evaluating greenhouse and plant canopy ventilation rates under wind-induced ventilation. *Trans. ASAE* 47(6): 2059-2067.
- Katsoulas N., A. Baille, and C. Kittas. 2001. Effect of misting on transpiration and conductances of a greenhouse rose canopy. *Agricultural and Forest Meteorology* 106 (3): 233-247
- Kim K., J. Y. Yoon, H. J. Kwon, J. H. Han, S. W. Nam, G. A. Giacomelli, I. B. Lee, and J. E. Son. 2008. 3-D CFD analysis of relative humidity distribution in greenhouse with a fog cooling system and refrigerative dehumidifiers. *Biosystems Engineering* 100 245– 255

- Kittas, C. and Bartzanas, T. 2007. Greenhouse microclimate and dehumidification effectiveness under different ventilator configurations. *Build. Env.* 42:3774-3784.
- Kittas C., N. Katsoulas, T. Bartzanas. 2011. Characterization and Analysis of the Effects of Greenhouse Climate Control Equipment on Greenhouse Microclimate and Crop Response. *Acta Hort.* 893: 117 – 132
- Kittas C., N. Katsoulas, and T. Bartzanas, 2012. Greenhouse climate control in mediterranean greenhouses: innovación en estructuras productivas y manejo de cultivos en agricultura protegida. *Cuadernos de estudios Agroalimentarios.* 89–114 pp. Fundación Cajamar, Almería, España
- Launder, B. E. and Spalding, D. B. 1974. The Numerical Computation of Turbulent Flows, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, Vol. 3, pp. 269–289.
- López-Cruz I. L, E. Fitz-Rodríguez, J. C. Torres-Monsivais, E. C. Trejo-Zúñiga, A. Ruíz-García, and A. Ramírez-Arias. 2014. Control Strategies of Greenhouse Climate for Vegetables Production. En *Biosystems Engineering: Biofactories for Food Production in the Century XXI*. Guevara-Gonzalez R y I. Torres-Pacheco (eds.). Springer. pp: 401 – 421
- Majdoubi H., T. Boulard, H. Fatnassi, L. Bouirden. 2009. Airflow and microclimate patterns in a one-hectare Canary type greenhouse: An experimental and CFD assisted study. *Agricultural and Forest Meteorology* 149: 1050–1062
- Markatos N. C. 1986. The mathematical modelling of turbulent flows. *Appl. Math. Modelling.* Vol 10.
- Miguel, A. F., N. J. van de Braak, and G. P. A. Bot. 1997. Analysis of the airflow characteristics of greenhouse screening materials. *J. Agric. Eng. Res.* 67: 105-112.

- Miguel, A.F., N. J. van de Braak, A. M. Silva, and G. P. A. Bot. 1998. Physical modeling of natural ventilation through screens and windows in greenhouses. *J. Agric. Eng. Res.* 70: 165–176.
- Mistriotis A., G. P .A. Bot., P. Picuno, and G. Scarascia-Mugnozza. 1997. Analysis of the efficiency of greenhouse ventilation using computational fluid dynamics. *Agricultural and Forest Meteorology*, 85:217-228.
- Molina-Aiz, F. D., D. L. Valera, and A. J. Alvarez. 2004. Measurement and simulation of climate inside Almeria-type greenhouse using computational fluid dynamics. *Agric. For. Meteorol.* 125: 33–51.
- Molina-Aiz F. D., D. L. Valera, A. J. Álvarez, A. Madueño. 2006. A Wind Tunnel Study of Airflow through Horticultural Crops: Determination of the Drag Coefficient. *Biosystems Engineering* 93 (4): 447–457
- Molina-Aiz F. D., H. Fatnassi, T. Boulard, J. C. Roy, D. L. Valera. 2010. Comparison of finite element and finite volume methods for simulation of natural ventilation in greenhouses. *Computers and Electronics in Agriculture* 72: 69–86
- Monteith J. L., and M. H. Unsworth. 2013. *Principles of Environmental Physics: Plants, Animals, and the Atmosphere*. Fourth Ed. Elsevier, USA.
- Montero J. I., A. Antón, C. Biel, and A. Franquet. 1994. Cooling of greenhouse with compressed air fogging nozzles. *Acta Horticulturae* 281: 199-209
- Montero, J. I., and A. Antón. 2000. Buoyancy driven ventilation in tropical greenhouses. *Acta Hort.* 534: 41–55.
- Montero J. I., G. R. Hunt, R. Kamaruddin, A. Antón, B. J. Bailey. 2001. Effect of Ventilator Configuration on Wind-driven Ventilation in a Crop Protection Structure for the Tropics. *J. agric. Engng Res.* 80 (1), 99 – 107

- Morille B., P. E. Bournet and C. Migeon. 2014. Analysis of the Time Evolution of the Intercepted Radiation Inside a Crop Using CFD. *Acta Hort.* 1037: 1017 – 1026
- Nebballi R., J. C. Roy, T. Boulard. 2012. Dynamic simulation of the distributed radiative and convective climate within a cropped greenhouse. *Renewable Energy* 43: 111 – 129
- Nederhoff E. M. 1995. Techniques of CO₂-enrichment. En: *Greenhouse climate control an integrated approach*. Chapter 4: Greenhouse construction and equipment. Bakker J.C., G.P.A. Bot, H. Challa, and N.J. van de Braak. Ed. Wageningen Pers., Wageningen, p. 195-208.
- Norton, T., Sun, D., Grant, J., Fallon, R. and 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 Journal* 98:2386-2414.
- Patankar S. V. 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Publishing Corporation, Taylor & Francis Group, New York.
- Pérez-Parra, J., E. Baeza, J. I. Montero, and B. J. Bailey. 2004. Natural ventilation of parral greenhouses. *Biosystems Eng.* 87: 355 – 366.
- Perdigones A., J. L. García, A. Romero, A. Rodríguez, L. Luna, C. Raposo, S. de la Plaza. 2008. Cooling strategies for greenhouses in summer: Control of fogging by pulse width modulation. *Biosystems Engineering* 99: 573 – 586
- Pérez V. C. 2014. Análisis del efecto de mallas anti-insectos en el microclima de un invernadero mediante dinámica de fluidos computacional (CFD). XI Congreso Latinoamericano y del Caribe de Ingeniería Agrícola y XXIII Congreso Nacional

de Ingeniería Agrícola. Cancún, Quintana Roo, México, 6 al 10 de octubre de 2014.

Piscia D., J. I. Montero, E. Baeza, and B. J. Bailey. 2012. CFD greenhouse night-time condensation model. *Biosystems engineering* 111, 141 – 154

Prado Hernández J. V., A. Rojano A., B. de León M., M. Carrillo G., L. Ibáñez C., V. Ángeles M., I López C. 2013. Simulación del movimiento del aire en un invernadero tipo venlo. *Terra Latinoamericana* 31: 325-337

Rico-García E., R. Castañeda-Miranda, J. J. García-Escalante, A. Lara-Herrera, G. Herrera-Ruiz. 2007. Accuracy comparison of a mechanistic method and computational fluid dynamics (CFD) for greenhouse inner temperature predictions. *Revista Chapingo Serie Horticultura* 13(2): 207 – 212

Rico García, E., I. L. López C., G. Herrera R., G. M. Soto Z., and R. Castañeda M. 2008. Effect of temperature on greenhouse natural ventilation under hot conditions: Computational fluid dynamics simulations. *J. Appl. Sci.* 8:4543 – 4551.

Rico-García E., G. M. Soto-Zarazúa, O. Alatorre-Jácome, G. A. De la Torre-Gea and D. J. Gomez-Melendez. 2011. Aerodynamic study of greenhouses using computational fluid dynamics. *International Journal of the Physical Sciences* 6(28): 6541-6547

Rojano F., J. Flores-Velázquez, F. Villarreal-Guerrero and A. Rojano. 2014. Dynamics of Climatic Conditions in a Greenhouse: Two Locations in Mexico. *Acta Hort.* 1037, 955- 962

Romero-Gomez P., I. L. Lopez-Cruz, C. Y. Choi. 2008. Analysis of greenhouse natural ventilation under the environmental conditions of central Mexico. *Transactions of the ASABE* 51 (5): 1753 – 1761

- Romero-Gómez, P., C. Y. Choi, and I. L. Lopez-Cruz. 2010. Enhancement of the greenhouse air ventilation rate under climate conditions of central México. *Agrociencia* 44: 1-15
- Roy J. C., and T. Boulard. 2005. CFD Prediction of the Natural Ventilation in a Tunnel-Type Greenhouse: Influence of Wind Direction and Sensibility to Turbulence Models. *Acta Hort.* 691: 457 – 464
- Roy J.C., C. Vidal, J. Fargues, T. Boulard. 2008. CFD based determination of temperature and humidity at leaf surface. *Computers and Electronics in Agriculture* 61: 201 – 212
- Ruiz-García A. 2014. Modelación y análisis del ambiente de un invernadero con ventilación natural. Tesis Doctoral. Chapingo, Méx.
- Sánchez-Guerrero M.C., P. Lorenzo, E. Medrano, N. Castilla, T. Soriano, and A. Baille. 2005. Effect of variable CO₂ enrichment on greenhouse production in mild winter climates. *Agricultural and Forest Meteorology* 132 244–252.
- Sánchez-Guerrero M.C., P. Lorenzo, E. Medrano, A. Baille, and N. Castilla. 2009. Effects of EC-based irrigation scheduling and CO₂ enrichment on water use efficiency of a greenhouse cucumber crop. *Agricultural Water Management* 96 429–436.
- Sapounas A.A., Ch. Nikita-Martzopoulou, T. Bartzanas and C. Kittas. 2008a. Fan and Pad Evaporative Cooling System for Greenhouses: Evaluation of a Numerical and Analytical Model. *Acta Hort.* 797: 131 – 138
- Sapounas A.A., Ch. Nikita-Martzopoulou and G. Martzopoulos. 2008b. Numerical and Experimental Study of Fan and Pad Evaporative Cooling System in a Greenhouse with Tomato Crop. *Acta Hort.* 801: 987 – 994

- Sase S. 2006. Air movement and climate uniformity in ventilated greenhouses. *Acta Hort.* 719: 313 – 324
- Sase S., M. Kacira, T. Boulard, L. Okushima. 2012. Wind tunnel measurement of aerodynamic properties of a tomato canopy. *Transactions of the ASABE* 55(5): 1921 – 1927
- Shklyar A., and A. Arbel. 2008. Numerical Simulations of Turbulent Flow through Screen Mesh. *Acta Hort.* 801: 995 - 1002
- Tamimi E., M. Kacira, C. Y. Choi, and L. An. 2013. Analysis of microclimate uniformity in a naturally vented greenhouse with a high-pressure fogging system. *ASABE* 56 (3): 1241-1254
- Tanny J. 2013. Microclimate and evapotranspiration of crops covered by agricultural screens: A review. *Biosystems engineering* 114: 26 – 43
- Teitel, M., Barak, M., Berlinger, M.J., Lebiush-Mordechai, S., 1999. Insect-proof screens in greenhouses: their effect on roof ventilation and insect penetration. *Acta Hort.* 507, 25–34.
- Teitel, M. 2001. The effect of insect-proof screens in roof openings on greenhouse microclimate. *Agric. For. Meteorol.* 110: 13-25.
- Teitel, M. 2007. The effect of screened openings on greenhouse microclimate. *Agric. For. Meteorol.* 143: 159-175.
- Teitel, M. 2010. Using computational fluid dynamics simulations to determine pressure drops on woven screens. *Biosystems Eng.* 105: 172 – 179.
- Teitel, M., O. Liron, Y. Haim, and I. Seginer. 2008. Flow Through Inclined and Concertina–Shape Screens. *Acta Hort.* 801: 99 – 106.

- Teitel M., D. Dvorkin, Y. Haim, J. Tanny, I. Seginer. 2009. Comparison of measured and simulated flow through screens: Effects of screen inclination and porosity. *Biosystems Engineering* 104: 404 – 416
- Valera, D.L., F. D. Molina-Aiz, A. J. Alvarez, J. A. Lopez, J. M. Terres-Nicoli, and A. Madueno. 2005. Contribution to the characterization of insect-proof screens: experimental measurements in wind tunnel and CFD simulations. *Acta Hort.* 691: 441–448.
- Valera, D. L., A. J. Álvarez, and F. D. Molina. 2006. Aerodynamic analysis of several insect-proof screens used in greenhouses. *Spanish J. Agric. Res.* 4: 273-279.
- Versteeg H. K., and Malalasekera W. 2007. An introduction to Computational Fluid Dynamic: The finite volume method. Ed. 2da. Pearson Prentice Hall, US.
- von Zabeltitz, C. 2011. Integrated Greenhouse Systems for Mild Climates: Climate Conditions, Design, Construction, Maintenance, Climate Control. Springer. New York. USA. pp: 233 – 250.
- Welty J. R., Wicks Ch. E., y Wilson R. E. 2005. Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa. Ed. 2da. Limusa. México.
- Wilcox D. C. 1998. Turbulence Modelling for CFD, DCW Industries Inc., La Canada, CA.