

Non-uniform Airflow Analysis of a Greenhouse Extractor Axial with Conical Diffusers using CFD Simulation

Eugenio Romantchik-Kriuchkova, *PhD.*, *IAUIA-UACH*, Alberto Mauricio Santos-Hernández, *PhD.*, *IAUIA-UACH*, Eduardo Rios-Úrban, *PhD.*, *IAUIA-UACH*, and Diego Terrazas-Ahumada, *MSc.*, *IAUIA-UACH*.

Abstract—Interest in wind energy use has increased in recent years, specifically in the study field of protected agriculture. To harness residual wind energy produced in an air exhaust system, a wind energy recovery system could be installed using a horizontal axis wind turbine, designed according to airflow conditions at the system outlet. For this reason, airstream in a greenhouse exhaust system was analyzed, a set of extractors with different number and blades wide, air attack angle, angular velocity and geometry exhaust duct were designed. Subsequently, some simulations were performed by Computational Fluid Dynamics based on different boundary conditions and according two pipeline geometric configurations: with simple and double conical diffuser. 3D model resolution was based on numerically solving the Navier-Stokes equations by means of a finite volume discretization method. With this information 36 2D images of velocity contours and another 36 in 3D of the output airflow streamlines were obtained, too speed and power curves were constructed with respect to geometric model and exhaust system. Moreover, air flow, torque, and power of exhaust system were determined. Finally, opening and flow angle inside and outside the exhaust system airstream were estimated. By implementing a wind energy recovery system at a greenhouse extraction system outlet, will be possible to improve the use of generated airstream, which in most cases is expelled to the outside.

Index Terms—Wind power, computer modeling, ventilation, alternative rources, air tunnel.

I. INTRODUCCIÓN

La simulación numérica de flujo de los medios porosos y transferencia de calor por dinámica de fluidos computacional (CFD) ha incrementado considerablemente en los últimos años debido al desarrollo computacional [1]. Con esta tecnología se han desarrollado varios modelos para optimizar el comportamiento de diferentes fluidos y reducir los costos de experimentación [2]. El CFD es una herramienta de simulación utilizada en las industrias de refrigeración y aire acondicionado. La precisión de este método depende de diversos factores, como las condiciones de frontera, los métodos numéricos, la calidad del mallado y los modelos de turbulencia [3]. Los altos costos para la generación de prototipos no garantizan obtener mejores resultados experimentales.

E. Romantchik-K. (eugenio.romantchik@gmail.com); A. M. Santos-H. (xicote1986@gmail.com); E. Rios-Ú. (lalorios@live.com.mx); D. Terrazas-A (dterrazas23@gmail.com).

All authors are with the Postgraduate in Agricultural Engineering and Integrated Water Use, IAUIA, Chapingo Autonomous University, UACH, Chapingo, MÉX, 56230 MÉX

Corresponding author: E. Romantchik-K.

Por tanto las simulaciones aerodinámicas por CFD son mucho más deseables que los prototipos [4].

La simulación por CFD es de gran utilidad para predecir y analizar la distribución del flujo de aire en diferentes sistemas de ventilación [5]. Para efectuar un análisis de este tipo, se puede utilizar la herramienta *Flow Simulation* incluida en el software SolidWorks pues combina un alto nivel de funcionalidad y precisión mediante un código basado en la resolución numérica de las ecuaciones de flujo de Navier-Stokes con un método de discretización de volumen finito en un mallado de forma rectangular [6-8]. Por medio de este software se han efectuado simulaciones para visualizar el comportamiento del flujo de aire en unas persianas colocadas a la entrada de un ducto instalado en una turbina de gas variando el ángulo de ataque [9]. También, en [10] y [11] se simuló y analizó el flujo de aire a través de un ventilador axial, para mejorar el rendimiento del motor, modificando el número de aspas, velocidad, temperatura y distribución de la presión en la superficie de aspas. En [12] se analizó la variación de la velocidad y el flujo del aire en la salida del extractor en un pulverizador agrícola en movimiento, así mismo en el artículo [13] se presentan los resultados de simulación de un sistema de pulverización asistida por aire. En cuanto a la geometría del sistema, en la referencia [14] se modificó el ángulo exterior de las persianas de un sistema de ventilación, así como la velocidad del aire en el microclima, determinando el ángulo adecuado para minimizar las pérdidas de presión y optimizar la velocidad del suministro de aire al espacio ocupado, este trabajo se basó en la visualización y análisis de resultados en SolidWorks mediante *Flow Simulation*.

Se han efectuado simulaciones y experimentos en túneles eólicos, tal como en [15] donde se analizan los efectos de la configuración de un túnel y la velocidad del flujo de aire en la entrada mediante simulaciones computacionales y mediciones de velocidad del aire, para mejorar el rendimiento aerodinámico. También se han realizado estudios de transferencia de calor y modelación de la distribución del aire de un ventilador axial en un radiador instalado en una bomba de ácido para optimizar su velocidad de operación.

Estudios similares se presentan para optimizar la distribución del flujo de aire en un ventilador de enfriamiento en un motor automotriz, donde se comparó el rendimiento del sistema [5, 16, 17]. En [18] se analizó el patrón de flujo en una turbina de gas para optimizar la pérdida de presión y caracterizar el flujo de aire en la entrada de un compresor.

El interés por el aprovechamiento de la energía eólica se ha incrementado en los últimos años, por lo cual diversos grupos de investigadores intentan presentar diferentes sistemas de conversión de energía eólica rentables y confiables. Existen diferentes propuestas para aprovechar la energía del flujo de aire saliente de diferentes dispositivos, por ejemplo: una solicitud de patente de la UACH para ubicar la posición de instalación de un aerogenerador y un recuperador de potencia del aire propuesto por [19], al igual que una patente en torres eólicas [20], donde el flujo de aire no es constante en la dirección ni el espacio. En [21] se propuso un sistema para aprovechar la energía eólica de salida en los extractores industriales, por medio de un aerogenerador que convierte esta energía en energía eléctrica. En [22] se presenta un sistema de recuperación de energía eólica residual en una torre de enfriamiento mediante un aerogenerador, en este caso, el comportamiento de la corriente de aire no fue uniforme.

Respecto a la geometría de salida del extractor de aire, la forma cónica del difusor actualmente se utiliza en diferentes aplicaciones incluyendo granjas agropecuarias, invernaderos, zonas residenciales y en la industria, donde el número de aparatos depende del uso o volumen requerido de extracción, acorde con la actividad realizada dentro del inmueble.

En [23] se estudiaron cuatro tipos de difusores eólicos utilizando diferentes ángulos de inclinación de aspas para visualizar la temperatura, velocidad y presión total entre otros parámetros de flujo. En el artículo [24] se presentan los resultados del análisis de unos impulsores de aire para generar electricidad con aerogeneradores de eje vertical. Por otra parte, en [4] simularon un pequeño aerogenerador comercial con un difusor eólico de diferentes formas geométricas para comprender el efecto de la longitud y radio de superficie al incrementar la potencia del sistema. En [25] se agregó un borde en el plano de salida de un difusor y se determinó su forma óptima, donde la potencia presentó un incremento de 4 a 5 veces mayor en comparación con un aerogenerador simple. Otros trabajos presentan diversas simulaciones por CFD para analizar los difusores instalados en aerogeneradores [26, 27] y [28]. Igual en [29] se muestra la influencia de las características geométricas en la sección transversal de un difusor eólico con un perfil aerodinámico (NACA-0015).

La adición de difusores modifica el flujo y potencia del aire y del motor del extractor, demostrando, que la velocidad del aire es influenciada por la longitud y ángulo de expansión del difusor, incrementando hasta 1.7 veces con el difusor apropiado [30]. En [31] se demostró que el aumento de potencia se relaciona con el incremento del flujo másico, al incrementar la relación de la superficie de salida y disminuyendo la presión de retorno (coeficiente base de presión).

Existen diversas propuestas para mejorar el rendimiento de los extractores por medio de difusores eólicos, así como para recuperar la energía eólica residual mediante aerogeneradores instalados en la salida de estos sistemas [19, 22, 32, 33] y [34]. En la referencia [35] los autores simularon por CFD un sistema de extracción de aire de un invernadero, para analizar el comportamiento del flujo en la salida del túnel, en función de la geometría del extractor, determinando las condiciones óptimas de funcionamiento de este sistema.

Cabe mencionar que en los trabajos anteriores no se plantea el diseño de aspas de los aerogeneradores con relación al flujo de aire de extracción, por lo cual no se estaría aprovechando la mayor cantidad de energía eólica residual disponible. Por tal motivo, es importante conocer los parámetros de flujo de la corriente de aire formada en la salida de estos sistemas, modificada con difusores, para instalar un sistema de recuperación de energía eólica por medio de un aerogenerador de eje horizontal con base en el diseño geométrico de aspas que permita obtener el mayor rendimiento del sistema.

Acorde con lo anterior, el objetivo de este trabajo fue analizar el comportamiento de flujo del aire de un extractor axial con un difusor eólico y deflector cónico.

Por tanto, se diseñó un conjunto de extractores de aire con diferente número de aspas y ángulo de ataque. Posteriormente, se llevaron a cabo diversas simulaciones por CFD del flujo de aire al interior de un túnel eólico, presentando los resultados y análisis de velocidad, par y potencia del motor, así como los ángulos de apertura y flujo generado en el sistema.

El estudio se basó en la visualización y análisis de resultados mediante la implementación de este software debido a su practicidad en cuanto a la creación de la geometría y generación del mallado del sistema extractor de aire.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

El procedimiento para establecer las condiciones de frontera y resolver el diseño por CFD del sistema de extracción para analizar el flujo de aire, se llevó a cabo conforme a la metodología desarrollada por [35], efectuando las simulaciones considerando que el flujo del aire fue no-viscoso, en un medio turbulento y bajo un flujo estacionario. Considerando además, que el número de aspas, la frecuencia de rotación y diámetro de los extractores simulados corresponde con la configuración geométrica y condiciones operativas de un extractor Multifan 130 de tres aspas, 500 rev/min y 1.2 m de diámetro, utilizado para el proceso de extracción del volumen de aire al interior de un invernadero instalado en la Universidad Autónoma Chapingo, con el fin de regular su temperatura. Estas características corresponden con los equipos de extracción implementados en este tipo de instalaciones.

Además, la forma del ducto representa tres secciones principales consideradas para efectuar la simulación computacional:

- En la entrada, el interior de un invernadero desde donde circula el volumen de aire hacia el exterior,
- La parte central, que representa las paredes de la estructura donde se encuentra instalado el extractor de aire, y
- Hacia la salida, a la derecha del ducto, el medio exterior hacia donde el volumen de aire será expulsado.

A diferencia de [35], en este caso también se evaluó el potencial de la corriente para recuperar la energía eólica en la salida de un sistema de extracción de aire de un invernadero.

En primer lugar, mediante SolidWorks, se diseñaron 6 extractores axiales de \varnothing 1.2 m y un eje de rotación de \varnothing 0.1 m. considerando el número de aspas, n , (3 y 4) y el ángulo de ataque de aire de las aspas, α , (10° , 45° y una variante $10-45^\circ$, con ángulo interno $\alpha=45^\circ$ y externo $\alpha_1=10^\circ$, la cual fue comparada con los resultados de [35], quienes analizaron

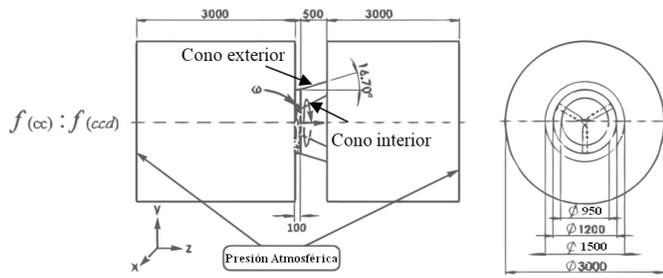


Fig. 1. Configuración del sistema extractor de aire y condiciones de frontera implementadas en las simulaciones por CFD (cotas en mm).

el flujo de la corriente de aire en la salida de un extractor con respecto a α_{10} y α_{45} , presentando en α_{10} un mayor ángulo de apertura de la corriente que con α_{45} . Mientras que con α_{45} se obtuvo una mayor dispersión al interior de la corriente, mostrando una forma horizontal hacia el extremo del ducto. Además, con α_{45} , la velocidad en la salida fue superior que con α_{10} , es decir, ($\alpha_{45}=6.6$ y $\alpha_{10}=2.1$ m/s, comparando con $n_{3-\omega_{500}}$) y ($\alpha_{45}=9.7$ y $\alpha_{10}=5.7$ m/s, en todos los casos).

De acuerdo con lo anterior, para comparar el flujo de la corriente de aire y analizar su efecto en un sistema de extracción, de la combinación entre α_{10} y α_{45} , se diseñó un extractor axial de tres aspas con α_{1045} .

También se definieron tres configuraciones (f) del túnel eólico en la salida del sistema de extracción: “sin cono” (sc) (con forma cilíndrica, tal como el modelo presentado por [35]), “con cono” (cc) (cono exterior) el cual es un difusor con apertura cónica de 0.5 m de longitud, y con “cono doble” (ccd), donde a 0.1 m de la salida del sistema se colocó un deflector cónico (cono interior) con base mayor de \varnothing 0.95 m, base menor de \varnothing 0.3 m y 0.4 m de altura (Fig. 1). En este caso se planteó que la región circular formada por el difusor y la base mayor del deflector fuera igual a la superficie de salida del extractor, para que la velocidad y flujo del aire fueran iguales en ambos puntos.

Para simular por CFD el flujo de la corriente en el sistema de extracción axial de aire, mediante la herramienta *Flow Simulation*, incluida en SolidWorks, se establecieron dos condiciones de frontera, donde la entrada, e , corresponde con una sección representativa de la pared del invernadero y la salida, s , con las condiciones externas de la instalación, además de la presión del aire (atmosférica) en la entrada y salida del sistema, frecuencia de rotación del eje, ω (rad/s), y geometría del extractor (n y α).

La condición de presión constante de salida representa el ambiente externo en torno al sistema de extracción y asume que en la salida no existen obstáculos que modifiquen este parámetro, además, mediante esta condicionante se garantiza el libre flujo de la corriente de aire.

Al simular el sistema de extracción de aire los datos principales del comportamiento de la corriente, forma y flujo, se obtuvieron en la salida del sistema, donde se analizó y determinó la fiabilidad de instalar, a la intemperie, un recuperador de energía eólica residual, sin ningún tipo de estructura, a diferencia del ducto diseñado en esta investigación, por tal motivo, este estudio se efectuó sin considerar las pérdidas por

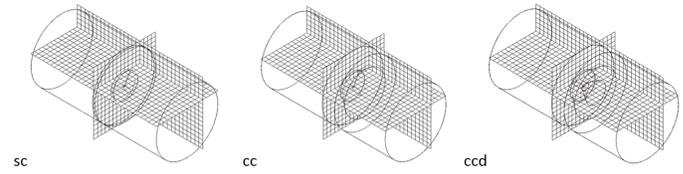


Fig. 2. Mallado generado de las tres configuraciones del sistema de extracción

fricción en las paredes del túnel y en la salida del extractor.

Se establecieron dos valores de ω (500 y 1000 rev/min), situando el extractor en el eje z y con giro en sentido horario.

De acuerdo con el CFD del sistema de extracción de aire, la precisión de los resultados mejoró al incrementar la densidad del mallado del dominio computacional, aunque, incrementó también la duración de la simulación. Por lo tanto, antes de efectuar las simulaciones computacionales se efectuó un análisis de independencia de malla, para las tres configuraciones del sistema: sc , cc y ccd , de acuerdo con tres tamaños de rejilla, para verificar la resolución y refinamiento del mallado, donde el número de celdas osciló entre 1210 y 9443 elementos (Fig. 2).

Las tres configuraciones de malla analizadas mostraron un efecto diferente en los perfiles de velocidad del aire, obteniendo un valor promedio de (48.43, 1.91 y 2.01) m/s, con una variación porcentual de (96.05 y 4.83%). Además, los valores de presión del aire fueron de (1801481.06, 101325.47 y 101183.61) Pa, presentando una variación de (94.38 y 0.14%). De acuerdo con los porcentajes anteriores, para simular por CFD el dominio computacional, en las tres configuraciones se implementó el segundo nivel de mallado con 3682 elementos, esto por mantener un mayor equilibrio entre precisión (creación y resolución del mallado), duración de la simulación, así como del procesamiento de los datos obtenidos. La duración de este procedimiento fue de gran importancia, pues este periodo de tiempo se consideró para resolver oportunamente las 48 variantes de estudio.

Para identificarlas, a cada variante se denominó con respecto a n , α , ω y f , donde 310500 sc es: n_3 , α_{10} , ω_{500} y f_{sc} .

Del análisis de las simulaciones se obtuvieron los valores de velocidad, v , y presión del aire p_a , para estimar los cambios parciales y totales de potencia, P_a , y caudal, Q_a , de la corriente de aire, (1) y (2), además de la fuerza, F_m , par, τ_m , y potencia, P_m , del extractor, (3)-(5).

$$P_{a_i} = \frac{\rho_a \cdot A_i \cdot v_i^3}{2}; \quad P_a = \sum_{i=1}^n P_{a_i} \quad (1)$$

donde P_{a_i} y P_a (W) son la potencia parcial y total, ρ_a (kg·m³) es la densidad del aire, A_i (m²) es la superficie de la sección transversal del extractor, v (m/s) es la velocidad del aire, e i (adim.) es el i -ésimo punto de medición.

$$Q_{a_i} = v_i \cdot A_i; \quad Q_a = \sum_{i=1}^n Q_{a_i} \quad (2)$$

donde Q_{a_i} y Q_a (m³/s) son el caudal parcial y total. Este parámetro es importante para mejorar el diseño de aspas y

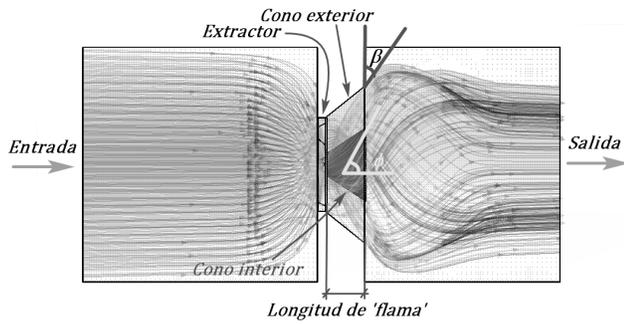


Fig. 3. Ángulos de flujo y forma de la corriente de aire.

rendimiento de un aerogenerador instalado en un recuperador de energía eólica residual de un sistema extractor de aire.

$$F_{mi} = \Delta p \cdot A_i = (p_e - p_s) \cdot A_i; \quad F_m = \sum_{i=1}^n F_{mi} \quad (3)$$

donde F_m (N) es la fuerza aplicada en el eje del extractor, y Δp (Pa) es la diferencia entre la presión de entrada, p_e (Pa), y presión de salida, p_s (Pa), de la corriente de aire de extracción.

$$\tau_m = \sum_{i=1}^n (F_{mi} \cdot r_i) \quad (4)$$

donde τ_m (N·m) es el par y r (m) es el radio de aspas.

$$P_m = \tau_m \cdot \omega \quad (5)$$

donde P_m (W) es la potencia del extractor.

Para elaborar las curvas características de estos parámetros se consideraron 10 puntos i de medición sobre la longitud de salida del sistema de extracción de aire, que se distribuyeron tomando como referencia el centro de rotación del extractor (c), a partir de donde se ubicaron cuatro puntos situados a cada 0.05 m hasta 0.2 m de e , y otros cinco situados a 0.05 m, hasta 0.5 m de s del extractor axial.

El flujo de aire generado en s se analizó mediante los ángulos: β y ϕ , determinados en la superficie de la corriente a cada 0.5 m desde la salida del extractor hasta el extremo de ducto, esto acorde con las imágenes 3D de la líneas de flujo, obtenidas con las simulaciones por CFD (Fig. 3), donde β representa el contorno de la corriente de aire (*flama*) y ϕ , es el ángulo externo de la misma corriente producido por el giro del extractor axial, es decir, representa el giro de la corriente de salida. Por cada variante, con la suma acumulada de β se construyó el perfil de corriente del aire con respecto a la distancia desde la salida del ducto, y con los valores de ϕ , se construyó la curva ϕ respecto a la misma longitud.

En la teoría de diseño de aspas de un aerogenerador únicamente se considera el valor de velocidad de la corriente de aire que incide de manera uniforme y en dirección perpendicular al giro [36-39] es decir, suponiendo un flujo axial donde el valor de v sería el mismo a través de R . En este caso de estudio, el diseño de aspas dependería del ángulo incidente, en R , de la corriente de aire formada en la salida del sistema de extracción, donde la dirección y magnitud de v_i presentarían un comportamiento heterogéneo por cada sección de aspa, es decir, un perfil de forma triangular. Al considerar

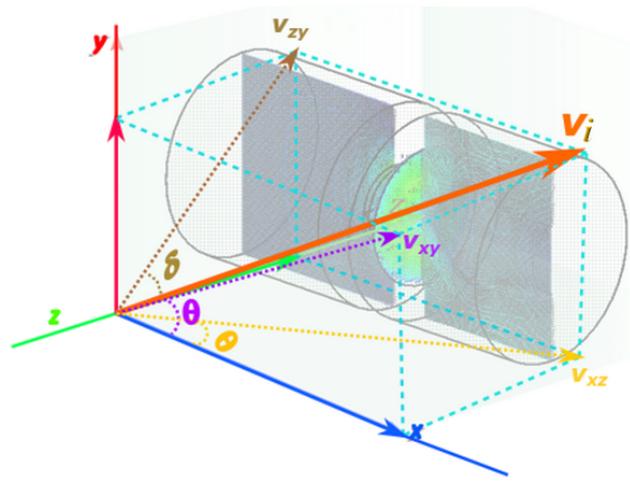


Fig. 4. Sistema de coordenadas y componentes vectoriales de velocidad para determinar los ángulos internos de flujo de la corriente de aire.

estas condiciones se podrá mejorar el diseño del elemento de aspas por aprovechar al máximo el recurso eólico captado. Por tanto, al obtener los vectores de v en un sistema espacial de coordenadas (x, y, z), a cualquier distancia de la corriente del aire de extracción, radial y longitudinal, se podrá determinar la proyección geométrica de v_i (Fig. 4).

También, con los contornos de velocidad de la corriente de aire se estimaron los ángulos de flujo en la salida del sistema de extracción, es decir: θ y δ , donde θ es el ángulo interno de v_i tomando como referencia el eje x , en el corte longitudinal del sistema, plano (x, y), y δ , es el ángulo interno de velocidad, determinado con respecto a z en el corte transversal del ducto, plano (z, y), para el mismo punto de medición (Fig. 4).

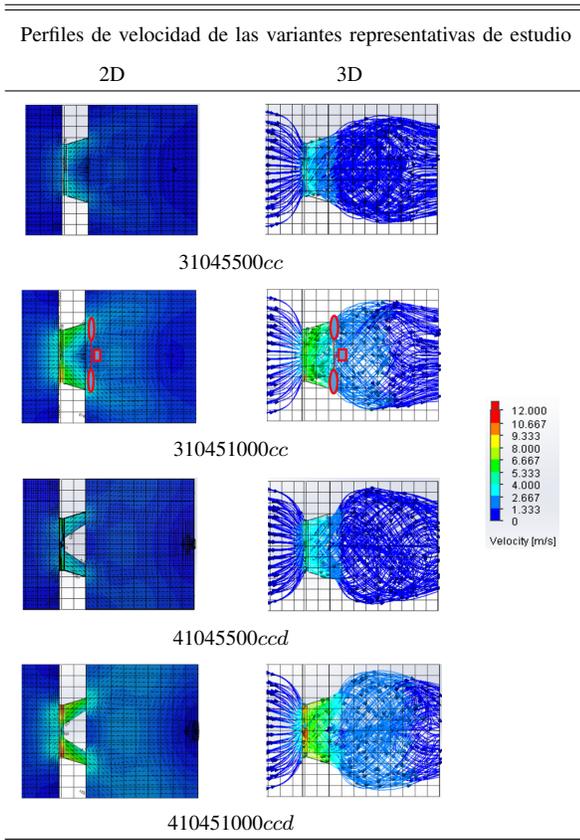
Cabe mencionar que el valor del ángulo de velocidad en el plano (x, z) referente a x , se consideró que fuera igual a θ dado el movimiento de rotación de la corriente de aire. Al obtener el valor de velocidad y su dirección en cualquier punto será posible diseñar con mayor exactitud la geometría de aspas de un aerogenerador de eje horizontal para instalarlo en un sistema recuperador de energía eólica residual, esto de acuerdo con el comportamiento de la corriente de aire que incide en las secciones de aspa en relación con la distancia de instalación del sistema.

Las mediciones de β , ϕ , θ y δ se efectuaron con el software libre de manipulación de imágenes GIMP v.2.10.6.

Acorde con la metodología anterior se efectuaron 36 simulaciones por CFD en un sistema de extracción de aire, obteniendo 36 imágenes en 2D de los contornos de velocidad y 36 en 3D de las líneas de flujo de la corriente.

Con los resultados obtenidos se construyeron y analizaron las curvas características de la velocidad del aire en la salida (v), caudal (Q), par (τ_m) y potencia (P), con respecto a la distancia de salida del extractor, y se estimaron los valores de los ángulos: de apertura del aire a la salida del extractor (β), de flujo al interior del ducto (ϕ) e internos de la corriente de aire (θ y δ), los cuales podrían utilizarse para diseñar un sistema recuperador de energía eólica residual [22, 34, 40].

TABLA I
PERFILES 2D Y 3D DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN CON RESPECTO AL NÚMERO Y ÁNGULO DE ATAQUE DE ASPAS, FRECUENCIA DE ROTACIÓN DEL EXTRACTOR Y FORMA DEL DUCTO



III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A continuación, en 4 simulaciones representativas del sistema de extracción, para α_{1045} , $\omega_{(500-1000)}$ y $f_{(cc-ccd)}$, se presentan los valores de v y dirección de la corriente de aire en e y s , los ángulos del “cono” formado, además de los perfiles de velocidad para el análisis de flujo (Tabla I).

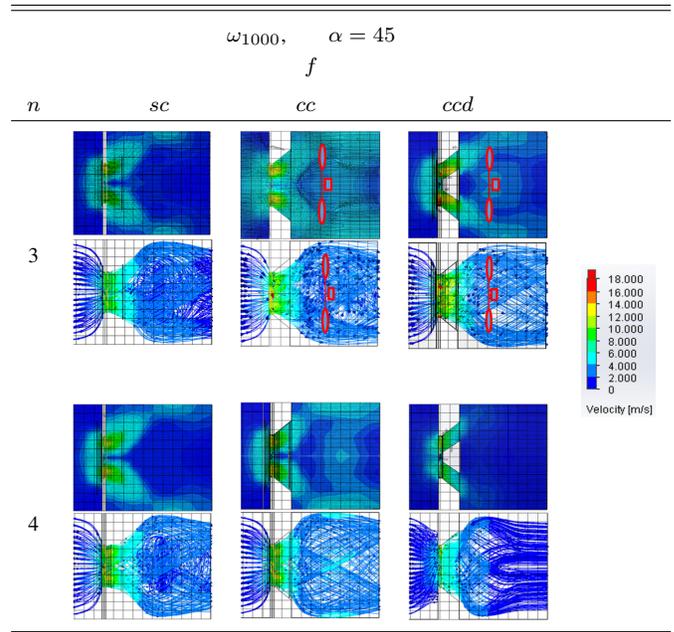
En la parte izquierda se muestran los contornos de velocidad de los perfiles (2D), y a la derecha se muestran las líneas de flujo (3D), además del cambio de longitud y ángulo formado por la corriente de aire. La velocidad del aire en las imágenes 2D fue menor que en las imágenes 3D, debido a que se presentaron mayores valores de v en la periferia de la flama.

También puede apreciarse que la velocidad máxima se presentó en el periférico de aspas del extractor, y disminuyó conforme se alejaba de la salida del difusor eólico.

En la mayoría de los casos se pudo comprobar que al aumentar la frecuencia de rotación del extractor de 500 a 1000 rev/min la velocidad de la corriente de aire duplicó su valor para las mismas condiciones de n , α y f .

En la Tabla II se muestran los resultados de las simulaciones computacionales donde se presentaron las mejores condiciones de flujo del aire, es decir, para las variantes $n_{(3-4)}$, ω_{1000} y α_{45} . En general, se pudo comprobar que los valores máximos de velocidad en la salida de la corriente de aire, a excepción de la zona del extractor, donde $v_{max}=18$ m/s, se presentaron

TABLA II
REPRESENTACIÓN 2D Y 3D DEL FLUJO DE AIRE DEL EXTRACTOR



al exterior de la flama, oscilando entre 5.5 y 6.5 m/s. Además, en las variantes n_3 se obtuvo una mejor distribución de la corriente que con n_4 , estas condiciones serían de gran utilidad en caso de implementar un sistema recuperador de energía eólica residual proveniente del flujo de aire de salida de los extractores axiales para accionar el movimiento de aspas de un aerogenerador de eje horizontal. Este planteamiento, en dinámica de fluidos, se refiere a la corriente de aire en la salida del extractor, *outlet*, que enseguida se convertirá en la corriente de entrada del aerogenerador, *inlet*, que producirá el movimiento de rotación de aspas y por tanto su accionamiento.

Analizando las condiciones de flujo, velocidad y potencia del aire de extracción, para aprovechar la corriente, se recomienda instalar un aerogenerador en la salida de 310451000cc (Tabla I), 3451000cc y 3451000ccd (Tabla II).

De acuerdo con la teoría de Betz [41], la energía eólica aprovechada por un aerogenerador, es decir, la potencia generada, P_g , representa hasta el 0.59 de la potencia disponible, P_d , de la corriente de aire (1), estas condición es aceptable suponiendo que el extractor mantuviera un flujo constante [42]. En este caso, si se aprovechara la energía residual en la salida de un extractor Multifan 130 de tres aspas por medio de un aerogenerador, con $v=10$ m/s, se podrían obtener hasta $P_g=410.5$ W de $P_d=692.7$ W.

Además, para obtener la mayor cantidad de P_g , se recomienda diseñar el conjunto de aspas del aerogenerador de acuerdo con las condiciones de flujo establecidas.

En términos generales, la longitud y apertura del perfil de salida del aire, generada por la resistencia en las paredes del ducto, fue similar y midió entre 1 y 1.5 m aproximadamente.

Conforme a las tablas anteriores, la forma de la corriente de aire en la salida del sistema conformado por los extractores de 3 aspas fue ligeramente más compacta que con los extractores de 4 aspas, donde fue mayor la apertura de la “flama”, es decir,

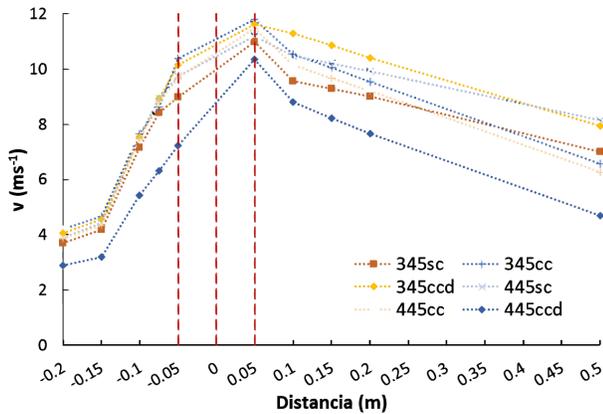


Fig. 5. Velocidad axial del aire al interior del sistema de extracción.

el valor de β fue mayor. Esta condición de flujo es importante si se requiere instalar un recuperador de aire, debido a que la longitud radial de la corriente de salida estaría determinando el tamaño de aspas del aerogenerador que permita aprovechar el flujo de aire de extracción.

De acuerdo con el planteamiento inicial de diseño, el comportamiento de la corriente de aire obtenido en este trabajo de investigación con f_{cc} y f_{ccd} para α_{1045} , fue similar al flujo generado por [35] con f_{sc} para α_{10} y α_{45} .

Acorde con las simulaciones por CFD y el análisis de datos, se generaron las curvas de v , en dirección axial, de la corriente de aire con respecto a la distancia medida desde el extractor hacia e y s , para cualquier valor de n y ω (Fig. 5), pues de este parámetro dependerá el movimiento de rotación de aspas del aerogenerador. Los máximos y mínimos de v en general fueron de 11.79 y 2.89 m/s, ubicados en las variantes 345cc y 445ccd. El incremento promedio de los valores de v_s en relación con v_e , medidos a 0.05 m del extractor axial, fue de 15.3% en 345cc hasta 41.3% en 445ccd debido al impulso dado por las aspas a la corriente. Es decir, si se instala un difusor tipo “cono doble” en la salida de un extractor la velocidad del aire se podría incrementar hasta un 40% con respecto a v_e .

Además, se pudo observar, que el cambio de velocidad a través del sistema de extracción fue similar para todos los casos: obteniendo sus valores mínimos a partir de -0.2 m, e incrementando hasta -0.05 m, donde la corriente de aire recibe un impulso a través del aspa, y obteniendo los máximos de v en 0.05 m, disminuyendo gradualmente a partir de este punto hasta 0.5 m. En la mayoría de los casos los valores de v en la salida del extractor axial, punto 0.05 m, fueron similares, es decir $v=11\pm 0.8$ m/s. El mayor valor de velocidad se presentó en el punto 0.5 m, donde se recomienda instalar un aerogenerador, para los casos 345cc y 345ccd (Tabla II).

En general se pudo observar un incremento en la potencia del aire en la salida del sistema en relación con la potencia de entrada, medidos a 0.05 m del extractor axial, esto debido al impulso del motor eléctrico formado por las aspas del extractor hacia la corriente de aire. Los máximos y mínimos entre la razón de potencia de entrada y salida del aire fueron de 199.61 y 45.65% para los casos 445ccd y 345cc. Es decir, si se instala un difusor tipo “cono doble” en la salida de un extractor axial

la potencia del aire de salida podría incrementar hasta un 200% aproximado con respecto a la potencia de aire de entrada del sistema. Conforme a los resultados, al instalar un difusor en la salida de un sistema de extracción axial de aire, los valores de potencia siempre serán mayores en este punto.

De este modo los máximos y mínimos de P_a fueron 1114 W y 756 W, ubicados en 345cc y 445ccd. Este dato fue aproximadamente de 1200 W, valor 25.73% menor al presentado en la ficha técnica de un extractor Multifan 130 de tres aspas, 1500W [43], con esta referencia se contrastaron los valores numéricos obtenidos. Además, el promedio de P_a en un extractor n_3 fue superior en 41.46% que con n_4 .

Para determinar el par del sistema, primero se estimaron los valores de presión del aire, p_a , con relación a los puntos ± 0.05 m, es decir en e y s . Los máximos y mínimos de este parámetro presentaron una variación de 20 Pa en las variantes 345sc y 445cc, es decir 101269 y 101249 Pa, respectivamente.

El promedio de Q_a en todas las variantes de estudio, calculado con (2), fue de 12.56 m³/s mientras que los máximos y mínimos, a 1000 rev/min, fueron 14.19 y 9.57 m³/s, obtenidos en las variantes 345cc y 445ccd respectivamente (Fig. 6), en este caso, se determinó que con n_3 se obtuvo un mejor rendimiento de la corriente de aire, donde los valores de Q_a fueron superiores con respecto a n_4 .

De acuerdo con lo anterior, se plantea que la corriente de aire mantenga el mismo caudal en ccd que con cc, debido a que la superficie en la salida del extractor sería la misma en la salida de la región circular formada por el cono y el difusor de aire. Además, con (3), se determinó la fuerza ejercida en el extractor.

En este caso, la corriente de aire en la salida del sistema de extracción de aire, sería el recurso eólico artificial, mediante el cual se podría obtener energía eléctrica a partir de un sistema de recuperación por medio de un aerogenerador de eje horizontal.

Además, al implementar este sistema, el rendimiento del extractor no se vería afectado, pues el flujo del aire de extracción dependería, en gran medida, de la frecuencia de rotación del motor instalado para su funcionamiento. Es decir, las pérdidas de eficiencia del extractor serían mínimas, pues se partiría de la premisa que el comportamiento de la corriente se mantendría constante y sin variaciones de flujo. En caso contrario, este parámetro se vería afectado si el sistema de aerogeneración fuese instalado previo a la salida del sistema de extracción al obstaculizar la salida de la corriente de aire.

Tal como se mencionó, a diferencia de un extractor axial, donde el objetivo es mover la mayor cantidad de volumen de aire entre dos puntos de referencia, el principio de funcionamiento de un aerogenerador precisamente es captar la corriente de aire y permitir que el mayor volumen incidente en las aspas produzca el movimiento suficiente para aprovechar de mejor manera el recurso eólico.

Por último, para seleccionar el motor de acuerdo con los requerimientos del sistema, con (4) se estimó el par, τ_m , ubicando el menor valor (5.12 N·m) en 345cc (Fig. 6), donde la potencia mínima para accionar el extractor a 1000 rev/min y obtener el máximo valor de Q_a deberá ser $P_m=0.53$ kW,

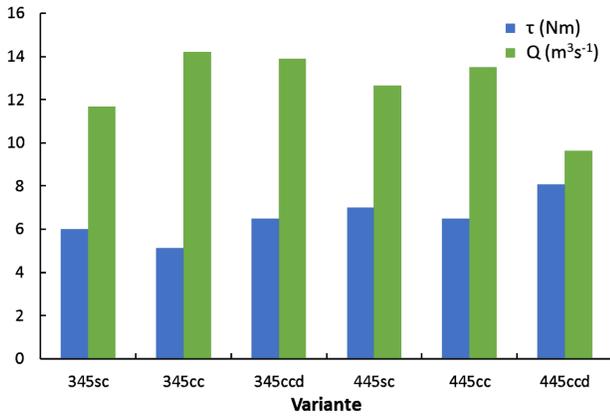


Fig. 6. Par y caudal del extractor en las simulaciones por CFD.

obtenida con (5), esto representa una reducción en P_m del 14.67% con respecto a f_{sc} y del 21.23% en relación con f_{ccd} .

El flujo de la corriente de aire se analizó con los valores de β y ϕ , acorde con n , ω y f (Figs. 7 y 8), desde la salida del extractor hasta el extremo de ducto, situado a 3 m.

El valor máximo del ángulo de apertura de la corriente de aire, β , fue de 85.91° para la variante 410451000sc. A excepción de las curvas de β formadas en f_{sc} para diferentes valores de n y ω , donde fue más amplia la forma del perfil, en la mayoría de las simulaciones la apertura del cono se generó entre 0.5 y 1 m desde la salida del extractor, esto significa que hasta esta distancia la corriente del aire mantuvo una forma compacta debido a la geometría del sistema. En este caso, los valores de β fluctuaron entre 4.69° para 345500sc, y 79.03° para 31045500sc, mientras que los de v promedio en la salida incrementaron hasta 3.8 veces en f_{cc} con respecto a f_{sc} , donde v fluctuó entre 2.5 m/s para f_{sc} y 9.5 m/s para f_{cc} .

Los valores de ϕ fluctuaron entre -41.19° para 410451000sc, y 72.76° para 31045500sc. En la mayoría de los casos la pérdida de energía por rotación de aire, donde $\phi \leq 0$, se dio entre 1.5 y 2.5 m a través del sistema de extracción, ocurriendo un efecto de disipación por contacto entre la corriente y la superficie del ducto. A una distancia entre 2 y 2.3 m de la salida del extractor, la corriente de aire dejó de girar, tal como en [44-46] donde las líneas de flujo presentaron un comportamiento similar, además, en [35] el valor de ϕ disminuyó a menor distancia de la salida, entre 1 y 1.5 m.

En general, la relación entre el ángulo ϕ fue directamente proporcional a β , por tanto, a mayores valores de ϕ se obtuvieron valores mayores de β , y viceversa, es decir, cuando no hubo pérdidas de energía por contacto entre la corriente de aire y la superficie del ducto, por tanto, a $\phi > \beta \rightarrow \phi < \beta$.

Acorde con el análisis podría suceder que $\phi \geq \beta$, siempre y cuando $\beta \approx 0$, es decir cuando la corriente de aire presente una forma "cilíndrica", dependiendo del valor de ω en el extractor. De no ser así, la apertura de la corriente provocaría un incremento en β y ϕ , sin que ocurra la condición anterior.

A una distancia de 0.5 m de la salida del extractor, en la variante 3451000cc, se obtuvo el valor superior del ángulo $\beta > 40^\circ$, además, los valores de τ_m fueron menores y de caudal mayores en las configuraciones 3101000 y 310451000,

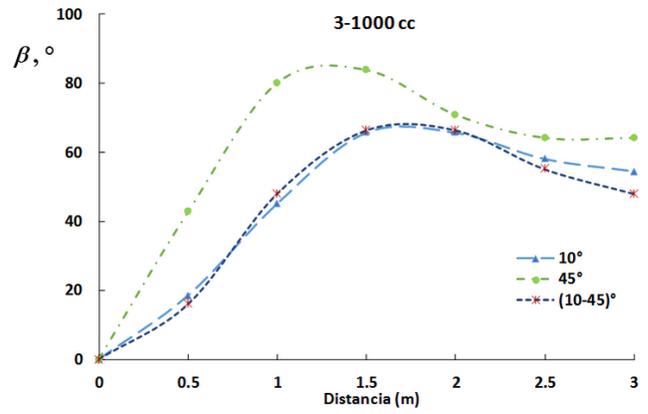


Fig. 7. Perfiles del ángulo acumulado de apertura del aire a la salida del extractor (β) con respecto a la longitud del sistema hacia la salida del ducto.

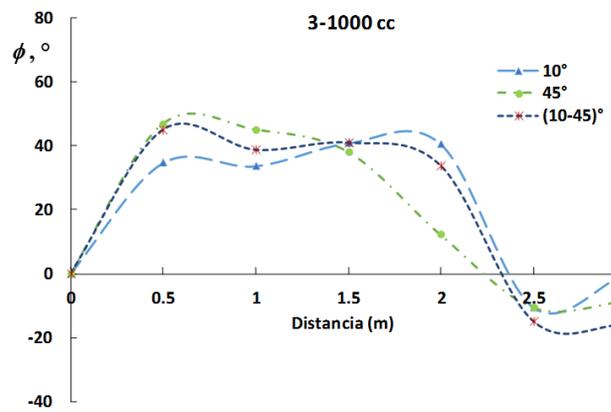


Fig. 8. Curvas del ángulo de flujo al interior del ducto (ϕ) con respecto a su longitud para diferentes valores de ω y f .

presentando las mejores condiciones de flujo.

Si se requiere implementar un sistema de recuperación de energía eólica, por medio de un aerogenerador de eje horizontal a cierta distancia de la salida de un sistema de extracción de aire, las condiciones favorables de flujo en la superficie del plano transversal en el mismo punto se presentarían al incrementar gradualmente ϕ a partir del centro de rotación de la corriente de aire hasta en el extremo, donde $\phi \approx \beta$, es decir cuando la corriente se distribuya de manera uniforme al interior del cono en el mismo punto de medición.

Conforme al planteamiento anterior y las simulaciones por CFD efectuadas en el presente trabajo, al desarrollar este procedimiento se obtendría un mayor impulso a través del radio de aspas para iniciar el movimiento de rotación de un aerogenerador, incrementando así su capacidad de aprovechar la energía eólica artificial generada por el extractor.

Además, para la variante 310451000cc, se determinaron los ángulos internos de flujo, θ y δ , situados a 0.5 m de la salida del extractor con una distancia radial aproximada de 0.9 m.

De acuerdo con las curvas características, los valores de θ oscilaron entre 27.3 y 47.2° , y para δ fueron de 36.7 y 41.6° , ambos parámetros estimados con una relación polinómica de segundo orden con $R^2=0.91$ y 0.92 (Fig. 9).

Además, en esta sección, la velocidad del aire, v , presentó

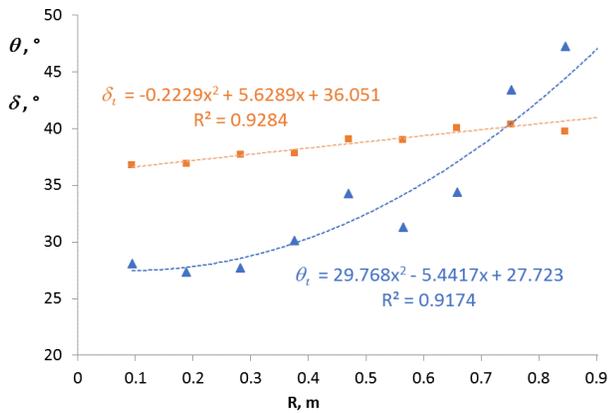


Fig. 9. Ángulos (θ) y (δ) con respecto al radio de la corriente de aire de salida en el corte longitudinal (x , y) situado a 0.5 del extractor.

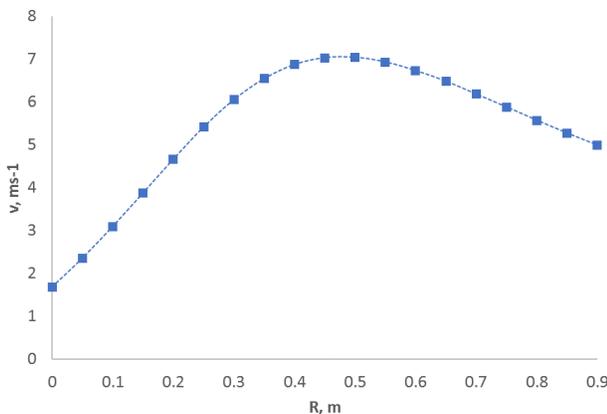


Fig. 10. Velocidad del aire con respecto a la longitud radial de la corriente de aire de salida a 0.5 m del extractor.

un perfil desde 1.68 m/s, a partir del eje de rotación del sistema, hasta 7.04 m/s (Fig. 10).

IV. CONCLUSIONES

Se analizó mediante Dinámica de Fluidos Computacional un conjunto de extractores axiales con difusor eólico y deflector cónico, evaluando el comportamiento de la corriente de aire residual (velocidad, ángulos de flujo, par y potencia) en la salida de un sistema de extracción instalado en un invernadero, esto en función de la geometría del extractor (número y ángulo de ataque de aspas) y frecuencia de rotación del dispositivo.

Se comprobó que la velocidad del aire en la salida del sistema siempre será superior que en la entrada debido al impulso proporcionado por las aspas del extractor.

La implementación de un difusor eólico en la salida de estos sistemas permite direccionar la corriente de aire con una menor dispersión que sin difusor, obteniendo mayores valores de potencia del aire a una determinada distancia del extractor.

Si se requiere instalar un sistema de recuperación de energía eólica residual a 0.5 m de la salida del sistema de extracción, se recomienda utilizar extractores axiales de tres aspas, pues en ese punto los valores de caudal generado y potencia eólica disponible son superiores para ese tipo de configuración.

Con la información presentada en este trabajo se podrá establecer la relación de parámetros de los extractores axiales (número de aspas, ángulo de ataque y frecuencia de rotación) y de los difusores eólicos, conforme a los requerimientos de velocidad o caudal del aire en la aplicación a instalar.

En caso de instalar un recuperador de energía eólica residual por medio de un aerogenerador de eje horizontal en la salida de un sistema de extracción de aire, es importante conocer el valor y dirección de velocidad de la corriente del aire formada, para diseñar la geometría de aspas del aerogenerador.

A futuro, se recomienda analizar y evaluar el efecto de la caída de presión y turbulencia en la salida del sistema de extracción ocasionada al instalar el recuperador propuesto.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Autónoma Chapingo por su apoyo y financiamiento para efectuar la presente investigación.

REFERENCIAS

- [1] M. Teitel and E. Wenger, "Air exchange and ventilation efficiencies of a monospan greenhouse with one inflow and one outflow through longitudinal side openings," *Biosystems Eng.*, vol. 119, pp. 98–107, 2014.
- [2] P. E. Bournet and T. Boulard, "Effect of ventilator configuration on the distributed climate of greenhouses: A review of experimental and CFD studies," pp. 195–217, 2010.
- [3] L. Rong, B. Elhadidi, H. E. Khalifa, P. V. Nielsen, and G. Zhang, "Validation of CFD simulation for ammonia emissions from an aqueous solution," *Computers and Electronics in Agriculture*, vol. 75, no. 2, pp. 261–271, 2011.
- [4] S. A. H. Jafari and B. Kosasih, "Flow analysis of shrouded small wind turbine with a simple frustum diffuser with computational fluid dynamics simulations," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 125, pp. 102–110, 2014.
- [5] S. Jain and Y. Deshpande, "CFD Modeling of a Radiator Axial Fan for Air Flow Distribution," in *Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology*, vol. 6, no. 11. World Academy of Science, Engineering and Technology (WASET), 2012, pp. 1085–1090.
- [6] S. Dhanushkodi, V. H. Wilson, and K. Sudhakar, "Simulation of solar biomass hybrid dryer for drying cashew kernel," *Pelagia Research Library Advances in Applied Science Research*, vol. 6, no. 8, pp. 148–154, 2015. [Online]. Available: www.pelagiaresearchlibrary.com
- [7] SolidWorks, "SolidWorks Flow Simulation," *Technical Reference*, pp. 1–216, 2015.
- [8] Y. A. Çengel and J. M. Cimbala, "Fluid mechanics: fundamentals and applications," *Fluid Mechanics*, vol. Third Edit, p. 956, 2014.
- [9] M. H. M. Noh, H. Rashid, A. H. A. Hamid, and M. F. Iskandar, "Comparison of numerical investigation on airfoil and flat louvers on the air duct intake," in *Procedia Eng.*, vol. 41, 2012, pp. 1761–1768.
- [10] H. Kumawat, "Modeling and Simulation of Axial Fan Using CFD," *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*, vol. m, no. 11, pp. 1858–1862, 2014.
- [11] Z. Hu and W. Lu, "Numerical investigation on performance and aerodynamic noise of high speed axial flow fans," in *Proceedings of 2017 IEEE 2nd Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference, IAEAC 2017*. IEEE, 2017, pp. 885–889.
- [12] M. I. Herrera-Prat, A. E. García de la Figal-Costales, H. de las Cuevas-Milán, and M. Martins-Teixeira, "The air speed in the fan and the flow in an agricultural sprayer," *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, vol. 26, no. 1, pp. 50–56, 2017.
- [13] J. R. Tsay, L. S. Liang, and L. H. Lu, "Evaluation of an air-assisted boom spraying system under a no-canopy condition using CFD simulation," *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, vol. 47, no. 6, pp. 1887–1897, 2004.
- [14] B. R. Hughes and S. A. Ghani, "A numerical investigation into the effect of Windvent louvre external angle on passive stack ventilation performance," *Building and Env.*, vol. 45, no. 4, pp. 1025–1036, 2010.

- [15] E. Scotto di Perta, M. A. Agizza, G. Sorrentino, L. Boccia, and S. Pindozi, "Study of aerodynamic performances of different wind tunnel configurations and air inlet velocities, using computational fluid dynamics (CFD)," *Computers and Electronics in Agriculture*, vol. 125, pp. 137–148, 2016.
- [16] G. Venkatesh, M. V. Ramana, and P. S. Rao, "Optimization and CFD Analysis of Radiator Fan," *International Journal of Ethics in Engineering & Management Education*, vol. 3, no. 10, 2016.
- [17] A. Sahili, B. Zogheib, and R. M. Barron, "3-D Modeling of Axial Fans," *Applied Mathematics*, vol. 04, no. 04, pp. 632–651, 2013.
- [18] M. Varmaziar and S. Sarjami, "Investigation of Flow Pattern and Pressure Loss of A V94 . 2 . 5 Gas Turbine Air Intake System Using 3D Numerical Modeling," *Continuum Mechanics, Fluids, Heat*, pp. 273–278, 2010. [Online]. Available: <http://www.wseas.us/books/2010/Cambridge/CFH.pdf>
- [19] E. Romantchik K., Eugenio. Ríos U., "Invernadero con sistema de enfriamiento de pared húmeda que integra un equipo de aprovechamiento de energía residual." 2017.
- [20] "Artificial wind power generation method and device for industrial greenhouse," 2013. [Online]. Available: <https://www.google.com/patents/CN103388559A?cl=en>
- [21] A. Patnaik and S. M. Ali, "Industrial exhaust fans as source of power [J]," *International Journal of Electrical, Electronics and Data Communication*, vol. 1, no. 9, pp. 38–42, 2013.
- [22] A. Fazlizan, W. T. Chong, S. Y. Yip, S. C. Poh, and W. K. Muzammil, "Double multiple stream tube analysis of non-uniform wind stream of exhaust air energy recovery turbine generator," *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing - Green Technology*, vol. 4, no. 4, pp. 401–407, 2017.
- [23] S. Frikha, Z. Driss, and M. A. Hagui, "Computational study of the diffuser angle effect in the design of a waste heat recovery system for oil field cabins," *Energy*, vol. 84, pp. 219–238, 2015. [Online]. Available: <http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-84928430729&partnerID=40&md5=ab5dcd450af13d6a9ebd488df8112f2d>
- [24] N. Korprasertsak and T. Leephakpreeda, "CFD-Based Power Analysis on Low Speed Vertical Axis Wind Turbines with Wind Boosters," in *Energy Procedia*, vol. 79, 2015, pp. 963–968.
- [25] Y. Ohya, T. Karasudani, A. Sakurai, K. ichi Abe, and M. Inoue, "Development of a shrouded wind turbine with a flanged diffuser," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 96, no. 5, pp. 524–539, 2008.
- [26] M. Kulak, M. Karczewski, K. Olasek, and K. Józwick, "CFD analysis of Diffuser Augmented Wind Turbine model for wind tunnel investigation," in *IECON Proceedings (Industrial Electronics Conference)*. IEEE, 2016, pp. 5538–5543.
- [27] M. B. Beşir ŞAHİN , Akın İLHAN, "Investigation of Diffuser Augmented Wind Turbine Technologies," vol. 32, pp. 147–154, march 2017.
- [28] T. S. Kannan, S. A. Mutasher, and Y. H. Lau, "Design and flow velocity simulation of diffuser augmented wind turbine using CFD," *Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 8, no. 4, pp. 372–384, 2013.
- [29] M. Shives and C. Crawford, "Developing an empirical model for ducted tidal turbine performance using numerical simulation results," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 226, no. 1, pp. 112–125, 2012.
- [30] T. Matsushima, S. Takagi, and S. Muroyama, "Characteristics of a highly efficient propeller type small wind turbine with a diffuser," *Renewable Energy*, vol. 31, no. 9, pp. 1343–1354, 2006.
- [31] G. J. Van Bussel, "The science of making more torque from wind: Diffuser experiments and theory revisited," in *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 75, no. 1, 2007.
- [32] S. Tabatabaeikia, N. N. B. N. Ghazali, W. T. Chong, B. Shahizare, N. Izadyar, A. Esmailzadeh, and A. Fazlizan, "Computational and experimental optimization of the exhaust air energy recovery wind turbine generator," *Energy Conversion and Management*, vol. 126, pp. 862–874, 2016.
- [33] W. T. Chong, W. P. Hew, S. Y. Yip, A. Fazlizan, S. C. Poh, C. J. Tan, and H. C. Ong, "The experimental study on the wind turbine's guide-vanes and diffuser of an exhaust air energy recovery system integrated with the cooling tower," *Energy Conversion and Management*, vol. 87, pp. 145–155, 2014.
- [34] E. Romantchik, D. Terrazas Ahumada, A. M. Santos Hernández, and I. Martinez Jerónimo, "Mejoramiento de funcionamiento de los extractores en invernaderos recuperando la energía de salida de aire (Improvement of operation of extractors in greenhouses recovering air output energy)," *Ciencias Básicas, Ingeniería y Tecnología (CiBlyT)*, no. 42, pp. 165–170, 2019.
- [35] E. Romantchik Kriuchkova, A. M. Santos Hernández, E. Ríos Urbán, and D. Terrazas Ahumada, "Air flow analysis of greenhouse extractors using CFD simulation," *Ingeniería Investigación y Tecnología*, vol. 20, no. 1, pp. 1–14, jan 2019.
- [36] K. Molina, D. Ortega, M. Martínez, W. Pinto-Hernández, and O. A. González-Estrada, "Modelado de la interacción fluido estructura (FSI) para el diseño de una turbina eólica HAWT," *Revista UIS Ingenierías*, vol. 17, no. 2, pp. 269–282, 2017.
- [37] J. F. Manwell, J. G. McGowan, and A. L. Rogers, *Wind Energy Explained: Theory, Design and Application*, 2010.
- [38] X. Tang, X. Huang, R. Peng, and X. Liu, "A direct approach of design optimization for small horizontal axis wind turbine blades," in *Procedia CIRP*, 2015.
- [39] A. Ozkan and T. Güzelyurt, "Aerodynamic Design of Turbine Blades Using Full Dynamic Analysis of a Wind Turbine."
- [40] C. W. Tong, P. S. Chew, A. F. Abdullah, O. C. Sean, and T. C. Ching, "Exhaust air and wind energy recovery system for clean energy generation," in *Proceedings of the International Conference on Environment and Industrial Innovation, Kuala Lumpur, Malaysia*, 2011, pp. 4–5.
- [41] A. Betz, "Das Maximum der theoretisch möglichen Ausnützung des Windes durch Windmotoren," *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, vol. 26, pp. 307–309, 1920.
- [42] J. Young, F.-B. Tian, and J. C. S. Lai, "Betz Analysis of a Single Flapping Foil Power Generator," in *First International Symposium on Flutter and its Application*, 2016, pp. 485–494. [Online]. Available: <https://repository.exst.jaxa.jp/dspace/bitstream/ais/612474/1/AA1630046052.pdf>
- [43] Vostermans Companies, "Multifan 130," Tech. Rep., 2012. [Online]. Available: <http://www.vostermans.com>
- [44] G. V. Shankaran and M. B. Dogruoz, "Validation of an advanced fan model with multiple reference frame approach," in *2010 12th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, ITherm 2010*, 2010.
- [45] S. Narasimhan, G. Shankaran, and S. Basak, "Modeling of fan failures in networking enclosures," in *Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium*, 2012.
- [46] J. Thumbe and V. Jyothish, "ANALYSIS OF SIX BLADED AXIAL FAN USING ANSYS," 2017.



desarrollos tecnológicos

Eugenio Romantchik-Kriuchkova Doctor en Ingeniería Mecánica por el Instituto Politécnico de Bielorrusia. Desde 1992 es profesor-investigador en el Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola de la Universidad Autónoma Chapingo (UACH). Fundador del Posgrado e Instituto de Ingeniería Agrícola y uso Integral del Agua. Perteneció al Sistema Nacional de Investigadores, Nivel I. Sus líneas de investigación son: Mecanización, Automatización y Fuentes de Energía Renovables en la Agricultura. Ha dirigido diversos proyectos de investigación y desarrollos tecnológicos los cuales están patentados en diferentes países.



Alberto Mauricio Santos-Hernández en 2011 culminó sus estudios de Maestría en el posgrado de Ingeniería Agrícola y uso Integral del Agua en la UACH. Graduado a nivel Doctorado en 2017 de la misma universidad mediante el plan de estudios con especialización en Mecanización Agrícola y énfasis en fuentes alternativas de energía.



Eduardo Ríos-Urbán Doctor en Ingeniería Agrícola y uso Integral del Agua desde 2017 en la UACH. Maestro graduado en Ciencias en Sistemas Energéticos por la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica del Instituto Politécnico Nacional (IPN), 2013. Es Ingeniero en Energía, especialista en Sistemas Térmicos Solares.



Diego Terrazas-Ahumada Ingeniero Egresado del Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola de la UACH. En 2016 comenzó sus estudios de Maestría en el posgrado de Ingeniería Agrícola y uso Integral del Agua, con especialización en Mecanización y Energías Renovables.