

Organiza:



V ENCUENTRO Ingeniería de la Energía

Patrocinadores:



Asociación Nacional
de Productores
de Energía Renovable



Cátedra
Takasago Industria y
Mantenimiento 4.0



CÁTEDRA DEL AGUA
Y LA SOSTENIBILIDAD



ACTAS DEL CONGRESO

V ENCUENTRO DE INGENIERÍA DE LA ENERGÍA DEL CAMPUS MARE NOSTRUM



Editores:

Mariano Alarcón García (Editor)

Manuel Seco Nicolás (Co-editor)

© Mariano Alarcón García

ISBN: 978-84-09-29971-3

Dirección web de congreso: V-EIECMN

Universidad de Murcia

Campus Mare Nostrum

Del 23 al 26 de
noviembre de 2020

Quinta edición del Encuentro orientado a servir de espacio de reunión para tratar las distintas facetas de las aplicaciones de la Energía en los ámbitos académico y profesional, así como de instituciones y empresas en el que compartir trabajos, se muestren avances creando un espacio virtual de debate y reflexión en el que plantear soluciones a los importantes retos que la Sociedad tiene en el ámbito de la Energía, englobado en el ODS-7, *Energía asequible y no contaminante*, desde una vocación tecnológica pero a la vez con sensibilidad social.





CARACTERIZACIÓN NUMÉRICA DE UN GENERADOR ULTRASÓNICO DE NEBULIZACIÓN COMO UN REFRIGERADOR EVAPORATIVO

Íñigo Martín Melero ^(*); Pedro Martínez Martínez

Javier Ruiz Ramírez; Manuel Lucas Miralles

inigo.martin@alu.umh.es*

Universidad Miguel Hernández de Elche, Escuela Politécnica Superior de Elche.

Área de Máquinas y Motores Térmicos.

RESUMEN

El consumo energético de los edificios supone el 41% del consumo total de energía en la Unión Europea y, aproximadamente, constituye el 36% de las emisiones de CO₂. El mayor consumo de los edificios se localiza en la climatización. Es por ello que el sector de la edificación es un objetivo central de la política de eficiencia energética comunitaria. Una vía de investigación prometedora que mejora la eficiencia energética de los equipos de climatización consiste en accionar los equipos mediante paneles fotovoltaicos (refrigeración solar) y realizar un pre-enfriamiento del aire de entrada al condensador de dichos equipos. El pre-enfriamiento evaporativo del aire de entrada permite reducir el nivel de presión en el condensador de forma sencilla y eficiente, mejorando el COP.

En este artículo, se desarrolla el modelo numérico de un generador ultrasónico de nebulización para el preenfriamiento evaporativo del aire de entrada al condensador para equipos de aire acondicionado. El modelo numérico fue validado con datos experimentales obtenidos en un túnel de viento subsónico. Se llevó a cabo un estudio paramétrico de las variables físicas más relevantes, incluyendo la velocidad axial, la velocidad de inyección del agua, el flujo másico de agua atomizada, y las condiciones ambiente (temperatura y humedad). Se halló que los cocientes adimensionales de los flujos agua – aire y aire – aire afectaron en mayor medida a la eficiencia evaporativa media, alcanzando un máximo de 0,674. En adición, a mayor temperatura de bulbo húmedo, la eficiencia evaporativa media fue más elevada. En la optimización, se obtuvieron unos rangos óptimos de operación para las 2 relaciones adimensionales mencionadas, y para las condiciones ambiente. Dentro de este rango ideal de trabajo, el COP máximo obtenido fue de 9, con unas distribuciones óptimas de humedad en la sección de control y un enfriamiento más efectivo y homogéneo.

Palabras clave: Ultrasonidos, Enfriamiento evaporativo, CFD.

1. Introducción

En la actualidad, los sistemas de climatización empleados en edificios comportan un 50% de la energía final demandada en la Unión Europea [1]. Esta tendencia solamente crecerá, ya que el crecimiento económico y demográfico está focalizado en países más cálidos. Un mayor acceso a la refrigeración es necesario, con sus consecuentes beneficios en el desarrollo humano, salud, bienestar y productividad económica. No obstante, esto tendrá un impacto significativo en la demanda total de energía del país, añadiendo presión a los sistemas eléctricos e incrementado las emisiones [2]. Es necesario desarrollar nuevas tecnologías que requieran una mínima contribución de los combustibles fósiles. En este sentido, los esfuerzos principales deberían realizarse en los edificios, ya que son los responsables del 41% del consumo final de energía en la UE y aproximadamente de un 36% de las emisiones de CO₂. En el camino de la mejora energética, la Unión Europea fijó que el 100% de la nueva obra construida en 2020 fueran edificios de consumo casi nulo (nZEB) [3]. Para reducir el consumo



en los edificios, se puede actuar sobre la demanda o sobre la eficiencia de los equipos de climatización. Una vía de investigación relevante es la climatización solar, que resulta interesante por la coincidencia cronológica entre la radiación disponible y la necesidad de refrigeración. Esta tecnología propone combinar los sistemas de compresión de vapor con paneles solares térmicos o fotovoltaicos.

Los sistemas de compresión de vapor accionados por energía fotovoltaica son muy prometedores en el ámbito de la energía solar, en especial para unidades pequeñas y medianas (consumos menores a 50 kW). Se puede perfeccionar el comportamiento de este tipo de sistemas mediante la mejora de los paneles fotovoltaicos y de la eficiencia de la bomba de calor. La reducción de la presión de condensación en la bomba de calor implica una reducción de consumo en el compresor, mejorando el COP. El intercambio térmico en el condensador está marcado por el medio de condensación. El aire suele ser el encargado de enfriar el condensador por su sencillez y disponibilidad. No obstante, este fluido se ve supeditado a las condiciones ambiente, por lo que no es el más efectivo. El agua funciona mejor, pero conlleva el uso de tecnología más compleja (como las torres de refrigeración). Existen también sistemas híbridos, que consisten en el preenfriamiento evaporativo del aire. El enfriamiento evaporativo es un método eficiente que consigue refrigerar mediante la evaporación de agua. Así, se puede disminuir la temperatura de un flujo de aire a expensas de aumentar su humedad. En este principio están basados numerosos sistemas de refrigeración, así como torres y condensadores (como las torres húmedas, que ahorran unas 56000 toneladas de CO₂ anualmente [4]).

Los métodos de preenfriamiento evaporativo son fundamentalmente dos: el *pad cooling* y el *spray*. En el *pad cooling* el aire circula a través de una superficie empapada, disminuyendo su temperatura y aumentando su humedad. La principal desventaja sería la pérdida de presión introducida en el sistema, con las consiguientes reducciones de gasto másico de aire y capacidad de extracción del calor. El preenfriamiento por *spray* es sencillo y ampliamente utilizado. Con este método, se pueden transferir grandes cantidades de energía a bajas temperaturas, a través del calor sensible y latente. El mecanismo es simple: un inyector atomiza partículas de agua de reducido tamaño que, al entrar en contacto con el aire, se evaporan y lo enfrían. La atomización está justificada por su simplicidad, coste bajo y sencillez de operación y mantenimiento. Xia et al., 2016 [5] analizaron en túnel de viento el preenfriamiento por *spray* con distribuciones verticales y horizontales de inyectores, alcanzando unas caídas de temperatura de 4,1 – 7,2°C con evaporación completa. El inconveniente del preenfriamiento por *spray* sería la potencia consumida por la bomba, necesaria para alcanzar los niveles de presión necesarios en los inyectores.

Por otro lado, la aplicación de equipos de ultrasonidos está creciendo y desarrollándose como un nuevo campo a investigar. Estos equipos están formados por unos transductores capaces de producir vibraciones de alta frecuencia. Yao, 2016 [6] concluyó que los ultrasonidos pueden ser interesantes en aplicaciones relacionadas con el transporte de calor o masa, disminuyendo la resistencia interna y externa al transporte. En este campo, sumergir un equipo ultrasónico de estas características en agua produce atomización, mediante el vacío transitorio formado en cada oscilación. Aplicando los ultrasonidos a la técnica por *spray*, se consigue eliminar la necesidad de la bomba y su consiguiente consumo.

En adición, las técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) se han empleado en las últimas décadas como una herramienta muy eficaz para caracterizar una multitud de fenómenos físicos. La simulación de inyecciones mediante CFD ha adquirido una gran visibilidad en estos tiempos de pandemia, permitiendo la simulación de las gotículas expulsadas al toser o respirar. El CFD permite a los científicos y diseñadores entender los principios físicos de los procesos de inyección, ahorrando así tiempo, esfuerzo y una gran cantidad de trabajos experimentales. Numerosos autores han tratado el enfriamiento por *spray* desde el punto de vista CFD. No obstante, ninguno de estos estudios ha relacionado el uso de ultrasonidos con la simulación CFD del preenfriamiento basado en *spray*. Existen muy pocas referencias

bibliográficas relacionadas con la simulación numérica de nebulizadores ultrasónicos, y ninguna de ellas está relacionada con el preenfriamiento *spray*.

Así, el estudio del estado del arte revela que los ultrasonidos son una vía prometedora para mejorar el diseño de sistemas de preenfriamiento evaporativo. Los nebulizadores ultrasónicos eliminan la pérdida de presión del *pad cooling* y el consumo de la bomba del *spray*, y permiten modificar fácilmente los parámetros de operación del atomizador. No existe ningún estudio numérico ni aplicación de los ultrasonidos al preenfriamiento evaporativo basado en *spray*, por lo que resulta de interés científico explorar esta nueva vía, que supone mejorar el rendimiento en diversas aplicaciones de aire refrigerado. El objetivo principal de este estudio ha sido desarrollar el modelo numérico de un generador ultrasónico de nebulización. Este modelo ha sido validado mediante los resultados obtenidos en diversos ensayos conducidos para este propósito. Más adelante, los objetivos secundarios consistieron en llevar a cabo un análisis paramétrico incluyendo algunas variables físicas que participan en el proceso de enfriamiento. Finalmente, se ha realizado una optimización sobre la eficiencia total de refrigeración, para su uso como generador ultrasónico de nebulización.

2. Métodos y materiales.

2.1. Instalación experimental.

Para evaluar el rendimiento y capacidad de enfriamiento de la nebulización producida por el generador ultrasónico, se realizaron una serie de ensayos en una instalación experimental específicamente adaptada para este propósito. Esta instalación está compuesta de fundamentalmente de dos componentes: un generador ultrasónico de nebulización y un túnel de viento subsónico.

El generador ultrasónico de nebulización consiste en un aparato de nebulización compacto equipado con 10 transductores ultrasónicos, sumergidos en un tanque con un nivel constante de agua. Cada transductor es capaz de transformar las señales electrónicas de alta frecuencia, típicamente entre 0,8 y 1,65 MHz, a oscilaciones mecánicas de alta frecuencia. El agua no puede seguir los movimientos del disco cerámico, por lo que se despega en cada oscilación negativa y produce un vacío transitorio, en el que el agua cavita y se atomiza.

El túnel de viento subsónico y de circuito abierto mostrado en la Fig. 1 fue empleado para llevar a cabo los ensayos experimentales del enfriamiento evaporativo por ultrasonidos. La campana de aceleración asegura unos perfiles de velocidad estables y uniformes. La sección de ensayo del túnel de viento mide 5,3 m de largo, con un área transversal de 0,492 x 0,712 m². Las dimensiones de la campana de aceleración son de 1,2 x 1,7 m² (sección transversal) y una longitud de 1,55 m.

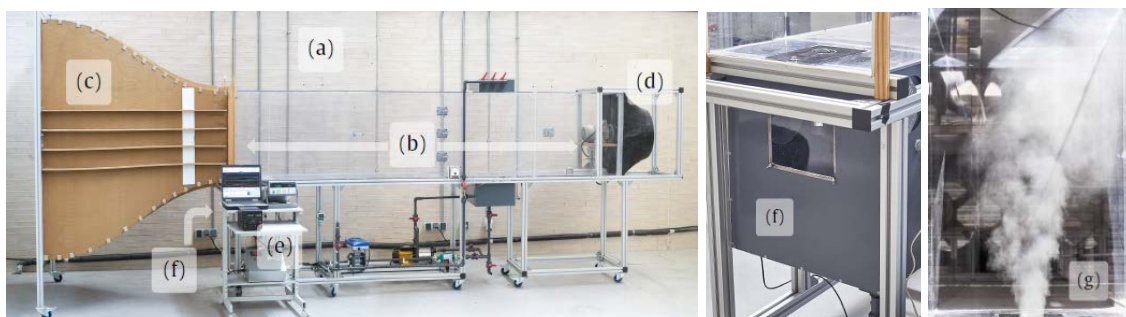


Fig. 1. Túnel de viento empleado en los ensayos: (a) túnel de viento; (b) sección de ensayo; (c) campana de aceleración; (d) difusor; (e) adquisición de datos; (f) generador ultrasónico; (g) nebulización.

2.2. Experimentos en túnel de viento.

Se realizaron 20 experimentos para evaluar el comportamiento refrigerativo del generador de nebulización, Martínez et al (2020) [7]. La Fig. 2a resume las variables registradas en los ensayos, así como la distribución de los sensores en la sección de control.

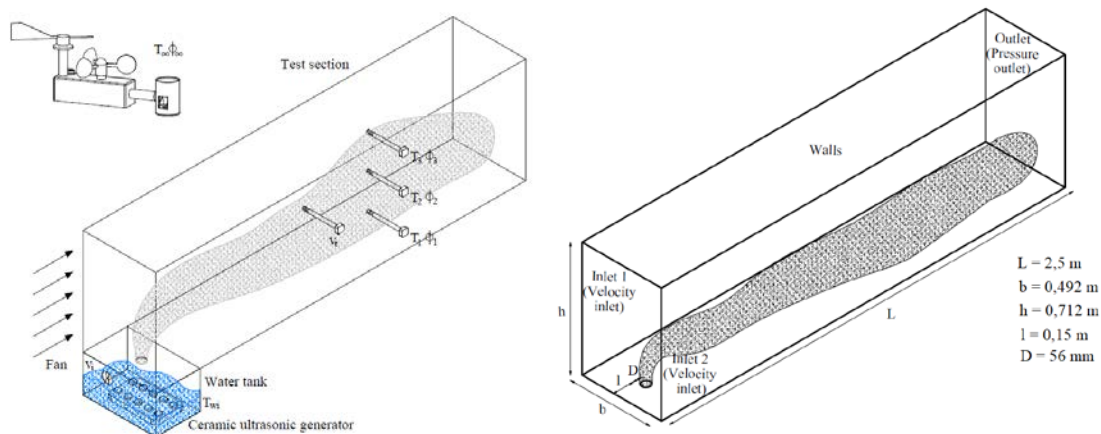


Fig. 2. a (izq): Variables medidas en los ensayos. b (dcha): Condiciones de contorno.

La temperatura seca de entrada (ambiente, T_{∞}) y la humedad relativa (ϕ_{∞}) se midieron mediante una estación meteorológica colocada cerca del túnel. Se empleó un array de tres termo-higómetros para registrar la distribución vertical de temperatura y humedad relativa (T_1 , T_2 , T_3 , ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_3). Se colocaron estos sensores en la sección de control, 1500 mm aguas abajo de la sección de descarga de la nebulización. Un anemómetro de hilo caliente, colocado a 435 mm aguas arriba de la sección de control, sirvió para medir la velocidad media del flujo de aire, v_T . La velocidad de inyección de la nebulización en la sección de descarga, v_i , fue registrada por un anemómetro de molinete localizado en la cámara de nebulización.

La distribución del tamaño de gota generado en el nebulizador ultrasónico fue determinada mediante el fotografiado de las gotas a alta resolución. El diámetro medio de gota producido bajo las condiciones de ensayo fue aproximadamente de $d_{10} = 8,1 \mu\text{m}$ y el diámetro de Sauter fue de $d_{32} = 13,2 \mu\text{m}$.

2.3. Modelo matemático.

Las ecuaciones que gobiernan este problema se dividen en las que rigen la fase continua, por un lado, y las que gobiernan la fase discreta.

En la fase continua, se distinguen las ecuaciones de continuidad, de cantidad de movimiento, de energía y de especies. Se asume que el aire de entrada es estacionario, incompresible y turbulento según el modelo estándar $k - \epsilon$. Por otra parte, las ecuaciones para la fase discreta están escritas según un sistema de referencia lagrangiano. Se obtiene la trayectoria de la partícula de la fase discreta mediante la integración del balance de fuerzas en la partícula, a través de la segunda Ley de Newton.

La influencia de la fase discreta en la fase continua está considerada mediante los términos fuente de masa, momento y energía en las ecuaciones gobernantes. Los procesos relacionados con la transferencia de calor y masa entre las diferentes fases están gobernados por los principios de conservación de las ecuaciones mencionadas: de la masa, momento, energía y especies. Refiérase a ANSYS [8] para más información al respecto del modelo matemático.

2.4. Modelo numérico.

En cuanto al modelo numérico (Fig. 2b), el aire entra de forma uniforme a través de la *Inlet1* (sección izquierda) y por la *Inlet2* (entrada circular inferior, de la descarga de nebulización). En los ensayos, las velocidades del aire estuvieron dentro de los rangos 0,51-2,18 y 2,99-4,15 m/s para ambas entradas, respectivamente. Se asume una intensidad de turbulencia del 5% para los flujos de entrada. Se estableció la velocidad de inyección como la de la fase continua, y la temperatura de las gotas igual a la del agua de red. La presión a la salida (*Outlet*) era la ambiente, y las paredes se consideraron sin transferencia de calor ni deslizamiento. El tipo de contorno en la pared (*Walls*) fue *escape*.

Se utilizó el programa ANSYS FLUENT (versión 19.1) y se realizó un estudio de independencia de la malla mediante el parámetro GCI, que mide el porcentaje de desviación de un valor computado respecto del valor numérico asintótico. Se consideraron tres mallas diferentes, y se calculó el GCI para las temperaturas y humedades absolutas predichas en los 3 puntos discretos de medida. El GCI máximo para la malla fina fue de 0,06%, que muestra una dependencia casi despreciable de los resultados con el tamaño de la malla. La malla seleccionada fue una malla no estructurada con 1612376 celdas poliédricas. Se empleó el algoritmo SIMPLE para enlazar las ecuaciones de continuidad y momento a través de la presión. Todos los cálculos fueron realizados mediante un segundo orden de precisión.

3. Resultados y discusión.

3.1. Validación del problema.

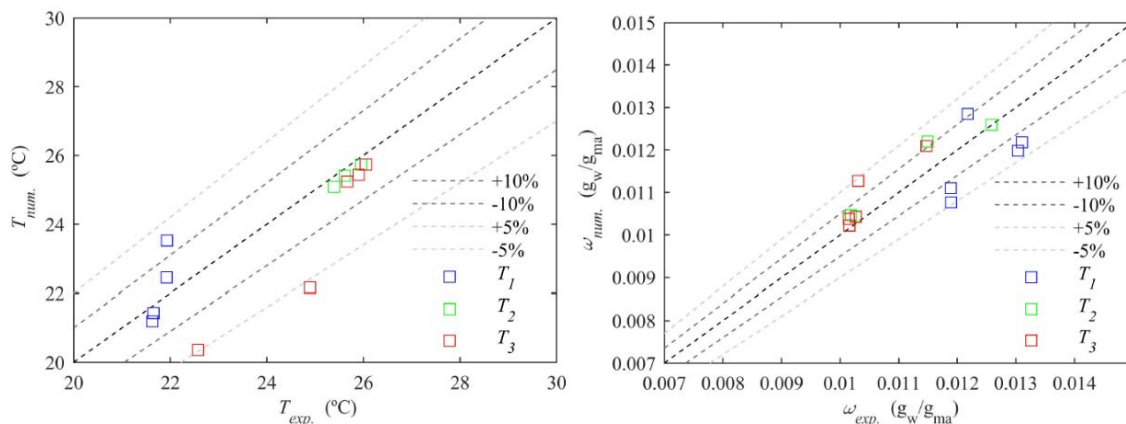


Fig. 3. a (izq): Temp. calculada por el CFD y valores medidos para 5 de los ensayos. b (dcha): Hum. calculada por el CFD y valores medidos para 5 de los ensayos

La comparación entre los resultados observados y predichos para la temperatura seca y la fracción másica en cinco de los ensayos realizados se muestra en la Fig. 3. Estos resultados muestran una correspondencia correcta, dentro de un 10% de margen para la temperatura seca y fracción másica, para los 5 ensayos y en los 3 puntos discretos de medida. Las desviaciones medias son de $\pm 1^\circ\text{C}$ (Fig. 3a) y $\pm 0,5 \text{ g}_w/\text{g}_{ma}$ (Fig. 3b), y las diferencias medias están por debajo del 5% para ambas magnitudes. A la vista de los resultados, el modelo se considera validado.

3.2. Análisis paramétrico y optimización energética.

Tras validar el modelo numérico, se realizó un análisis de los parámetros de trabajo del túnel. La utilidad del modelo numérico reside en investigar los parámetros que no pueden modificarse experimentalmente, bien por limitaciones físicas de los equipos o por el número de experimentos que supondría. Se ha elegido variar de forma independiente v_T , v_i , \dot{m}_w , T_∞ y ϕ_∞ , desacoplado así \dot{m}_w de v_i .

En los casos prácticos de preenfriamiento de aire de entrada en condensadores de media – baja potencia, el rango de velocidad es de 0,5 a 2,5 m/s. Así, se definieron 3 niveles diferentes de v_T : 0,5 , 1,5 y 2,5 m/s. Para el estudio de la nebulización, se establecieron otros 3 niveles de v_i , adaptados a cada v_T ; se escogió el rango 2,5 – 6 m/s. El rango general del \dot{m}_w rondó desde $5 \cdot 10^{-5}$ kg/s hasta $1,2 \cdot 10^{-3}$ kg/s. Se establecieron otros 3 niveles de condiciones ambiente: $T_\infty = 20, 25$ y 30°C con sus respectivas $\phi_\infty = 44, 50$ y 55% ($T_{wb\infty} = 13, 18, 23^\circ\text{C}$). En total, se realizaron $3^4 = 81$ simulaciones. Se decidió analizar los resultados de las simulaciones respecto a un parámetro representativo: la tasa de eficiencia de refrigeración $\bar{\eta}^L$. Este parámetro se define como el enfriamiento producido en la corriente de aire frente al máximo que se podría alcanzar, y muestra la efectividad del enfriamiento en una medida simulada.

Por motivos de coherencia, se analizan los fenómenos observados en una sola condición ambiente ($T_{wb\infty} = 18^\circ\text{C}$), y posteriormente se extiende el razonamiento al resto de ellas. A grandes rasgos, un incremento de v_T se traducía en una nube de gotas más concentrada (Fig. 4a). Se observó que el enfriamiento mejoraba cuando se conseguía una distribución más uniforme y homogénea de la nube de gotas (Fig. 4b). De esta forma, se promueve la evaporación, al poner en contacto una mayor cantidad de aire no saturado con las gotas. Este comportamiento, que además reducía la longitud húmeda y aseguraba el enfriamiento en una mayor área, ocurrió para v_T bajas, v_i altas y \dot{m}_w altas. En el caso contrario, para v_T altas, las partículas se concentraban en una zona reducida que alcanzaba la saturación ($T_{wb\infty}$). Esta zona suponía un pequeño porcentaje del área del túnel, por lo que este comportamiento reducía el enfriamiento en promedio. Esto también significaba el aumento de la longitud húmeda. En una aplicación real, esto supondría que el condensador podría recibir una corriente con gotas no evaporadas, que impactarían sobre él y podrían suponer problemas de corrosión o ensuciamiento, entre otros.

Para cuantificar este comportamiento, se realizó un estudio adimensional, obteniéndose dos parámetros significativos: el ratio de gastos agua-aire (túnel) \dot{m}_w/\dot{m}_{aT} , y el ratio de gastos aire-aire $\dot{m}_{ai}/\dot{m}_{aT}$. Se observó que $\bar{\eta}^L$, para cualquier nivel de T_∞ y ϕ_∞ definido, mejoraba con el aumento de \dot{m}_w/\dot{m}_{aT} y $\dot{m}_{ai}/\dot{m}_{aT}$ (Fig. 5a). $\bar{\eta}^L$ no crecía indefinidamente, sino que al alcanzar la saturación se llegaba a un valor asintótico. La longitud húmeda fue superior a 1 en la mayoría de los casos, escapando las gotas sin evaporar. En los casos de una misma T_∞ y ϕ_∞ , un aumento de la v_i y \dot{m}_w supuso introducir más agua en el túnel y obtener una mayor $\bar{\eta}^L$. Según se incrementaba v_T , la nube húmeda tenía una distribución menos uniforme y más localizada, obteniendo peor $\bar{\eta}^L$. La eficiencia máxima para este nivel ($T_{wb\infty} = 18^\circ\text{C}$) es $\bar{\eta}^L = 0,654$, hallado en $\dot{m}_w/\dot{m}_{aT} = 0,00244$ y $\dot{m}_{ai}/\dot{m}_{aT} = 0,0492$.

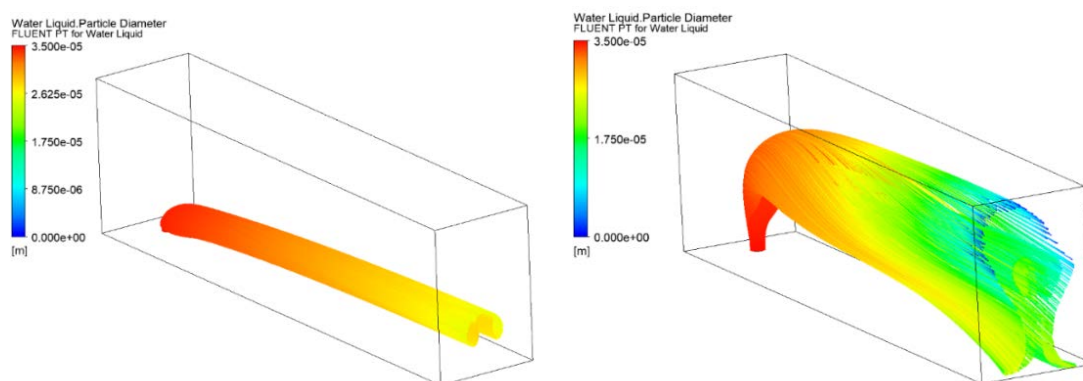


Fig. 4. a (izq): *Particle tracks* para $v_T = 2,5$ m/s. b (dcha) *Particle tracks* para $v_T = 0,5$ m/s.

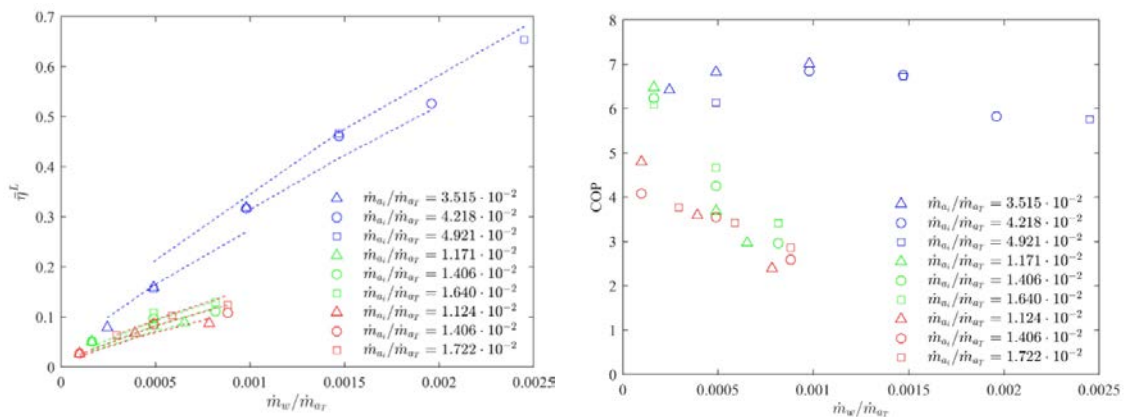


Fig. 5. a (izq): $\bar{\eta}^L$ para $T_{wb\infty} = 18^\circ\text{C}$. b (dcha): COP para $T_{wb\infty} = 18^\circ\text{C}$.

En relación a la influencia de T_∞ y ϕ_∞ sobre $\bar{\eta}^L$, un incremento de $T_{wb\infty}$ va asociado a una mayor depresión de bulbo húmedo, la cual está directamente relacionada con la capacidad de evaporación (diferencia de presiones parciales). Los resultados muestran que, no sólo la temperatura media en la sección de salida disminuye con un incremento de $T_{wb\infty}$, sino que, además, la eficiencia evaporativa también es mayor. La justificación a este comportamiento debe estar en la ligera modificación de las trayectorias como consecuencia de la variación en las condiciones ambiente que favorece el transporte de energía en la dirección transversal al movimiento. Así, de forma general, las $\bar{\eta}^L$ aumentan con T_∞ . El valor máximo de $\bar{\eta}^L$ fue de 0,674, para $T_{wb\infty} = 23^\circ\text{C}$. No obstante, existen algunos casos en que esto no ocurre. En estas configuraciones excepcionales, no se promueve la dispersión de las gotas y acaban permaneciendo concentradas ($v_T \gg v_i$), por lo que a pesar de tener una mayor capacidad evaporativa, el aire se encuentra saturado en la zona concentrada de gotas y sigue a T_∞ en el resto. La longitud húmeda disminuye ligeramente con el aumento de T_∞ , aunque en la mayoría de casos las gotas escapan y este ligero descenso no se aprecia bien. Según el análisis de variables, se debe operar en los rangos $2,5 \cdot 10^{-4} \leq \dot{m}_w/\dot{m}_{aT} \leq 2 \cdot 10^{-3}$ y $0,035 \leq \dot{m}_{aT}/\dot{m}_w \leq 0,05$, para obtener valores elevados de $\bar{\eta}^L$ y conseguir una evaporación completa, para las tres condiciones ambiente.

Los análisis descritos hasta el momento se centran exclusivamente en la capacidad de refrigeración del sistema. Sin embargo, para llevar a cabo un análisis completo y justo, debe incluirse el consumo de potencia del sistema (ventiladores del túnel e inyección, y ultrasonidos). Finalmente, se llevó a cabo un proceso de optimización para tener en cuenta no sólo la capacidad de refrigeración del sistema, sino también el consumo de potencia de los elementos que lo componen (ventiladores del túnel e inyección, y ultrasonidos). Las simulaciones confirmaron que la potencia del ventilador axial del túnel era despreciable. El generador ultrasónico supuso la mayoría del consumo (70-90%), y el ventilador de inyección consumió el restante. Se ha justificado que un incremento de \dot{m}_w mejoraba el $\bar{\eta}^L$, pero esto también significaba un aumento en el consumo en los ultrasonidos. La influencia del gasto de aire en el túnel no es tan inmediata ya que aunque está ligado directamente a la capacidad de refrigeración, por otro lado disminuye el salto térmico a través de la disminución de eficiencia.

Se calculó el COP, definido como el cociente entre la capacidad de refrigeración y el consumo del sistema, para cada una de las simulaciones (Fig. 5b). Los COP más elevados sucedieron a la v_T bajas, y los peores con las v_T altas. A menor v_T , el aire se renueva menos y permanece más tiempo, aumentando la transferencia de calor y consiguiendo una evaporación más uniforme y completa. A v_T altas, por el contrario, el agua prácticamente no refrigeraba el flujo de aire, sino que escapaba. Además, a v_T altas los consumos en ultrasonidos fueron más elevados porque se requerían más renovaciones de aire y agua. Estudiando el COP con la variación de T_∞ y ϕ_∞ , las mayores $\bar{\eta}^L$ de las T_∞ elevadas implican una mayor potencia



refrigerativa, para un mismo consumo. Esto se traduce en que el aumento de T_{∞} (y de la depresión de bulbo húmedo) conlleva un incremento en el COP. A $T_{\infty} = 30^{\circ}\text{C}$ se encuentran los COP más elevados, marcando un máximo de 9. Se pueden seleccionar, desde el punto de vista de la optimización energética e incluyendo todas las T_{∞} , como rangos de operación deseables $5 \cdot 10^{-4} \leq \dot{m}_w/\dot{m}_{aT} \leq 1,5 \cdot 10^{-3}$ y $0,035 \leq \dot{m}_{ai}/\dot{m}_{aT} \leq 0,05$, donde los COP son superiores a 6 y existe evaporación completa de las gotas.

4. Conclusiones y consideraciones finales

En este artículo, se ha desarrollado el modelo numérico para un generador ultrasónico de nebulización, para el preenfriamiento evaporativo del aire de entrada a un condensador para aplicaciones de aire acondicionado. Se han realizado varios ensayos en una instalación experimental y se ha validado el modelo. Se ha llevado a cabo un análisis paramétrico incluyendo algunas variables físicas participantes en el proceso de enfriamiento y se ha concluido con un estudio de optimización. Las conclusiones principales obtenidas en esta investigación se resumen a continuación.

- La eficiencia media de refrigeración evaporativa en la sección de salida del dominio, $\bar{\eta}^T$, aumenta cuando las relaciones agua–aire y aire–aire aumentan. Un valor máximo de $\bar{\eta}^T = 0,674$ fue obtenido para $\dot{m}_w/\dot{m}_{aT} = 0,00244$ y $\dot{m}_{ai}/\dot{m}_{aT} = 0,0492$.
- Las observaciones relacionadas con la longitud húmeda permiten identificar un rango de operación que produce una distribución de nebulización más homogénea. Estos rangos son $2,5 \cdot 10^{-4} < \dot{m}_w/\dot{m}_{aT} < 2 \cdot 10^{-3}$ y $0,035 < \dot{m}_{ai}/\dot{m}_{aT} < 0,05$.
- El análisis de optimización basado en el coeficiente de operación ha demostrado que los mejores rangos de operación son $5 \cdot 10^{-4} < \dot{m}_w/\dot{m}_{aT} < 1,5 \cdot 10^{-3}$ y $0,035 < \dot{m}_{ai}/\dot{m}_{aT} < 0,05$. Bajo estas condiciones, los COP son superiores a 6, para todas las $T_{wb\infty}$.

5. Referencias

- [1] Urchueguía et al. *Common Implementation Roadmap for Renewable Heating and Cooling Technologies*. RHC. Bruselas. 2014. Disponible en: www.rhc-platform.org
- [2] IEA. *The Future Of Cooling*. Annual Report. Paris. 2018
- [3] Comisión Europea. *Energy Efficient Buildings* [en línea]. Disponible en: www.ec.europa.eu
- [4] Baltimore Aircoil. *Enfriamiento Evaporativo* [en línea]. Disponible en: www.baltimoreaircoil.eu
- [5] Xia et al. *CFD Analysis of pre-cooling water spray system in natural draft dry cooling towers*. Appl. Therm. Eng. Volume 105. 2016.
- [6] Yao. *Research and applications of ultrasound in HVAC field: A review*. Renew. Sustain. Energy Rev. Volume 58. 2016.
- [7] Martínez et al. *Experimental study of an ultrasonic mist generator as an evaporative cooler*. Appl. Therm. Eng. Volume 181. 2020.
- [8] Ansys® Fluent, Release 19.2, Help System, Theory Reference, ANSYS, Inc.



Comités del V Congreso Encuentro de Ingeniería de la Energía del Campus Mare Nostrum

Comité organizador

Mariano Alarcón García (Presidente)
Manuel Seco Nicolás
Francisco del Cerro Velázquez
Juan Pedro Luna Abad
Alfonso P. Ramallo González
Fernando Lozano Rivas

Comité científico

Alfonso P. Ramallo González (UM)
Antonia Baeza Caracena (UM)
Antonio González Carpena (UM)
Antonio Urbina Yeregui (UPCT)
Antonio Viedma Robles (UPCT)
Félix Cesáreo Gómez de León Hijes (UM)
Fernando Illán Gómez (UPCT)
Francisco del Cerro Velázquez (UM)
Francisco Vera García (UPCT)
Gloria Alarcón García (UM)
Gloria Villora Cano (UM)
Joaquín Zueco Jordán (UPCT)
José A. Almendros Ibáñez (UCLM)
José Miguel Martínez Paz (UM)
José Ramón García Cascales (UPCT)
Juan Pedro Luna Abad (UPCT)
Juan Pedro Montávez Gómez (UM)
Manuel Lucas Miralles (UMH)
Manuel Seco Nicolás (UM)
Mariano Alarcón García (UM)
Miguel Ángel Zamora Izquierdo (UM)
Pedro J. Vicente Quiles (UMH)
Teresa Maria Navarro Caballero (UM)
Teresa Vicente Vicente (UM)

ley. Dirijase a CEDRO (Centro Español de Derechos Reprográficos, www.cedro.org) si necesita fotocopiar o escanear algún fragmento de esta obra.

**ACTAS DEL CONGRESO V ENCUENTRO DE
INGENIERÍA DE LA ENERGÍA DEL CAMPUS MARE
NOSTRUM**

**PROCEEDINGS OF THE V MEETING OF ENERGY ENGINEERING OF
CAMPUS MARE NOSTRUM**

Editor

Mariano Alarcón García

Co-editor

Manuel Seco Nicolás

Murcia 2021