

Estudio mediante CFD de la influencia de parámetros característicos en la eficiencia de la etapa de preenfriamiento en aerorefrigeradores

J. López-Núñez¹, A.S. Káiser¹, B. Zamora¹, A. Viedma¹, M. Lucas², J. Ruíz², P. Martínez², P.J. Martínez²

¹Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Politécnica de Cartagena. blas.zamora@upct.es

²Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández, Elche. mlucas@umh.es

Los paneles de enfriamiento adiabático son ampliamente usados como paso previo a los sistemas de enfriamiento debido a que incrementan la eficiencia global de dicho sistema. El presente estudio está enfocado en el análisis, tanto numérico como experimental, de estos rellenos al variar su compacidad y su longitud. El principal objetivo de este trabajo es el desarrollo y la validación experimental de un modelo numérico de panel adiabático; para ello se han realizado numerosas simulaciones mediante el modelo de fase discreta (DPM) del software ANSYS Fluent. En estas simulaciones se puede observar la interacción entre las gotas de agua y la corriente de aire, siendo la segunda enfriada antes de su llegada al aero-refrigerador. Los resultados de este estudio muestran cómo afecta a la corriente de aire del problema, las variaciones de la compacidad del relleno y de su longitud.

1. Introducción

El consumo energético derivado de la climatización representa el 50% del consumo total en Europa [1]. Además, a causa del cambio climático, los inviernos son cada vez más fríos, y los veranos, cada vez más calurosos, lo que supondrá mayores necesidades de climatización en el futuro próximo. El presente estudio es una consecuencia de este problema, de modo que se busca la mejora de la eficiencia energética de los equipos para reducir el consumo eléctrico [2] y [3].

El empleo de agua pulverizada y el enfriamiento evaporativo son frecuentemente empleados debido a su eficiencia y respeto medioambiental. En el caso en estudio, un flujo de agua es pulverizado sobre diversos tipos de relleno plástico, de tal manera que este relleno se empapa mientras una corriente de aire lo atraviesa. Esta corriente de aire evapora una pequeña parte del agua, lo que conlleva un enfriamiento y humectación del aire. Este sistema se encuentra en la primera etapa de un conjunto formado por el propio panel evaporativo y un posterior aero-refrigerador (véase la Figura 1a).

El aero-refrigerador es el principal elemento de este sistema; su objetivo es el de enfriar un flujo de agua proveniente de una máquina frigorífica. Se trata de un aero-refrigerador seco en el cual, una corriente de aire es forzada a través de un conjunto de tubos aleteados por los que circula el agua. Por otro lado, la instalación, aguas arriba, del panel evaporativo garantiza una mejora en la eficiencia global del proceso, esto es debido al preenfriamiento del aire, consiguiendo una mayor capacidad de enfriamiento posterior sin añadir ningún consumo energético importante.

Estudios previos sobre esta misma instalación han analizado experimentalmente el enfriamiento del aire que conlleva el panel evaporativo, estableciendo, sobre una comparación de tres tipos de relleno, un valor óptimo de compacidad de relleno y longitud del mismo [2]. También se han realizado estudios analíticos sobre paneles de enfriamiento evaporativo [4] y [5], en los que se establecen modelos semi-empíricos para la caracterización del intercambio de calor y de los flujos de aire y agua; con estos métodos somos capaces de calcular la eficiencia de enfriamiento del relleno y el descenso de temperatura a partir del NTU (Number of Transfer Units), que depende del tipo de relleno y de las condiciones del aire. Por otra parte, en [6] se realizó una revisión sobre paneles evaporativos en la que se analizan diferentes tipos de rellenos y modelos matemáticos, además de introducir algunos criterios de selección como es el parámetro 'Benefit Efficiency'.

El presente estudio está enfocado en la modelización y simulación, mediante Mecánica de Fluidos Computacional, del panel evaporativo. La complejidad de la geometría hace impensable la simulación de todo el bloque de relleno, por lo tanto, se toma una pequeña parte representativa del mismo. Al ser un problema

estacionario, y debido a la repetitividad del relleno, es asumible extrapolar los resultados de la porción al total del dominio.

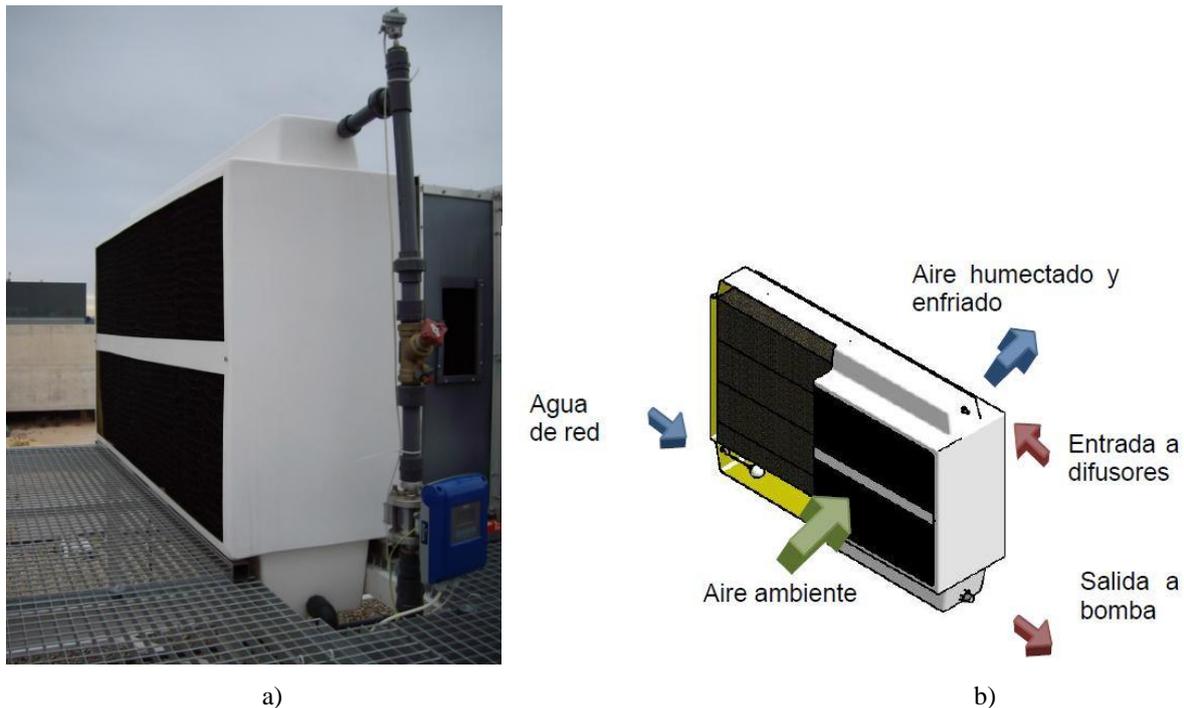


Figura 1: a) Instalación experimental del panel evaporativo. b) Esquema básico de funcionamiento.

En un primer momento, se intentó modelar exactamente la forma de dicho relleno, lo que resultó en un coste computacional demasiado grande para obtener resultados imprecisos debido a la mala calidad de la malla. Como consecuencia se optó por la simplificación de la geometría del problema, para ello se realizaron simulaciones con distintos tipos de geometría, conservando siempre el valor de compacidad del relleno, hasta encontrar una geometría óptima, teniendo en cuenta la interacción de las gotas de agua con el relleno, la caída de presión generada por el mismo, el enfriamiento del aire y la eficiencia de enfriamiento del panel.

A lo largo de los siguientes puntos se llevará a cabo la descripción de la instalación experimental, de los diferentes ensayos experimentales, los modelos analíticos y computacionales, para finalizar con la presentación de los resultados sobre la validación experimental del modelo numérico y conclusiones sobre estos resultados.

2. Instalación experimental

El prototipo, diseñado y desarrollado en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández, consiste en un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático (Figura 1a). Un esquema básico de funcionamiento se muestra en la Figura 1b. En primer lugar, nos encontramos con el panel evaporativo, encargado del pre-enfriamiento. Este elemento es en el que se centra el presente estudio. Su objetivo es el de enfriar el aire mediante la interacción de esta corriente con las gotas de agua que se inyectan desde la parte superior en forma de spray. El relleno interior, en forma de malla plástica, tiene como meta aumentar el tiempo de contacto entre aire y agua, además de aumentar también la superficie de intercambio de calor, de manera que se incrementa el descenso de temperatura de la corriente de aire. Por otra parte, el relleno sirve también como separador de gotas, evitando que gotas grandes de agua se incorporen a la corriente de aire y pasen a la etapa del aero-refrigerador, lo que puede conllevar un perjuicio medioambiental.

Las gotas de agua se inyectan a través de una serie de aspersores situados en la parte superior de la estructura y, tras el paso por el relleno, se recogen en un depósito situado en la parte inferior y conectado a una bomba que recircula el agua, con un pequeño aporte adicional exterior, de tal manera que el caudal de agua se mantenga constante durante los ensayos.

El panel evaporativo tiene un área frontal de 1000 x 2000 mm, mientras que la longitud varía entre 80, 160 y 250 mm al ser una de las variables de estudio. Otra de las variables a estudiar relativas al panel es su compacidad, para ello se emplean tres tipos de panel, con compacidades de 117,2, 140,6 y 234,4 m^2/m^3 .

A la hora de realizar las mediciones necesarias para la caracterización del sistema, la instalación experimental cuenta con sensores para determinar temperatura antes y después del panel, caudal de agua, velocidad de aire y humedad relativa del aire a la entrada. La Tabla 1 recoge los datos de los diferentes sensores empleados en los ensayos:

Tabla 1: Características de la instrumentación utilizada en la instalación experimental.

Variable a medir	Marca	Sensor	Rango de medida	Precisión	Tipo de Salida
Temp. del aire	E+E (EE20-FT6B51)	Sonda Capacitiva	-20 °C a 80 °C	±0.3 °C	4 – 20 mA
Humedad del aire	E+E (EE20-FT6B51)	Sonda Capacitiva	0% a 100%	±2%	4 – 20 mA
Velocidad de aire	Testo (0635 9449)	Anemómetro de molinete	0.5 a 20 m/s	0.1 m/s ±1.5% lectura	5 – 10 mV
Caudal panel adiabático	Krohne (Optiflux 1100)	Caudalímetro electromagnético	0.5 a 21 m ³ /h	±0.3%	5 – 10 mV

3. Modelo matemático

El modelo desarrollado por Wu et al. [5], permite calcular la eficiencia energética y la temperatura de salida del aire para un panel dado, teniendo que hallar, experimentalmente, el valor de dos parámetros que intervienen en el cálculo de la eficiencia energética y que dependen del tipo de relleno, de su geometría y de las variables de los flujos de aire y agua. Por otra parte, Liao y Chiu [4] desarrolló otro modelo similar al de Wu et al. [5], que también consistía en el empleo de los dos parámetros experimentales; sin embargo, este último método es algo menos preciso, ya que los parámetros sólo son función de las características del relleno, y no de los flujos [7].

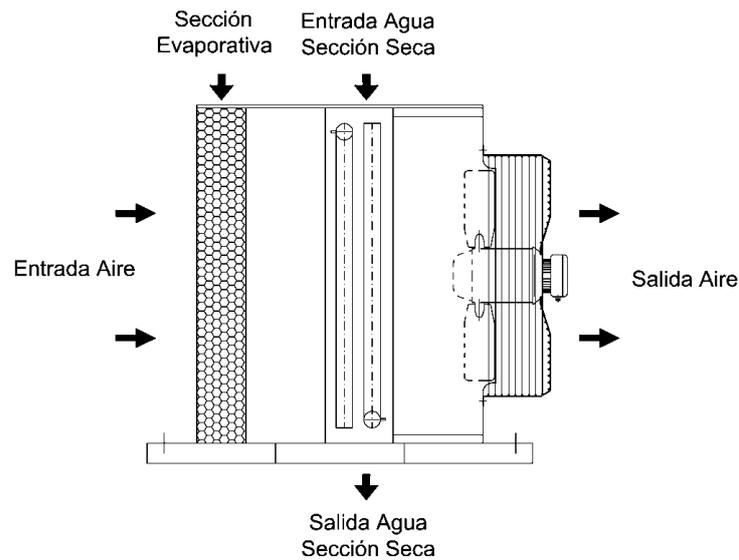


Figura 2: Diagrama esquemático de un acondicionador evaporativo con agua reciclada.

Considérese el esquema de la Figura 2. Planteando la ecuación de conservación de la energía, el calor cedido por convección del agua al aire debe igualarse con el calor latente que absorbe el agua al evaporarse

$$h_C A_V dV (T - T_w) = h_D A_V dV (W_{s,w} - W) h_{fg,w}, \quad (1)$$

donde donde h_C es el coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 K$); A_V es la superficie de intercambio por unidad de volumen de la torre (m^2/m^3); V es el volumen contacto (m^3); T es la temperatura seca del aire (K) y T_w es la temperatura del agua (K); h_D es el coeficiente de transferencia de masa ($kg/s m^2$); W la humedad específica del aire húmedo (kg_w/kg_a); $W_{s,w}$ es la humedad específica del aire húmedo saturado a T_w (kg_w/kg_a) y $h_{fg,w}$, la entalpía de cambio de fase del agua ($h_{fg,w} = h_{g,w} - h_{f,w}$) (J/kg_w). Si se define el número de unidades de transferencia (NTU) como:

$$NTU = \frac{h_D A_V dV}{\dot{m}_a}, \quad (2)$$

y la eficiencia de enfriamiento del panel evaporativo como

$$\eta_w = \frac{W_2 - W_1}{W_s^* - W_1}, \quad (3)$$

se llega a la conclusión de que la eficiencia de enfriamiento se puede expresar por

$$\eta_w = 1 - e^{-NTU}, \quad (4)$$

y asumiendo el calor específico c_{pa} constante, se define la eficiencia como:

$$\eta_w = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{bh}}, \quad (5)$$

siendo T_{bh} la temperatura de bulbo húmedo. Finalmente, puede verse en la referencia de Wu et al. [5] que se llega a la expresión de la eficiencia energética en función de los parámetros experimentales α y β :

$$\eta_w = 1 - e^{-\frac{\beta \delta}{V^\alpha}}. \quad (6)$$

Una vez que la eficiencia de enfriamiento se ha calculado, se puede determinar la temperatura del aire a la salida del panel mediante la ecuación (5).

4. Modelo numérico

4.1. Dominio computacional y mallado

Se llevaron a cabo tres diferentes tipos de dominio computacional: en primer lugar, se optó por obtener la mejor representación geométrica de la malla, con una geometría igual a la real (Figura 3), el segundo tipo consistía en no reproducir la geometría, sino sólo el valor de porosidad y resistencia viscosa del relleno, introduciendo estos valores en el relleno poroso de Fluent; y como tercer tipo de geometría se empleó un modelo simplificado de la geometría real. Tanto el modelo real, como el simplificado consisten en la reducción del dominio completo hasta un dominio prismático de medidas $50 \times 50 \times \xi$ (mm), donde ξ es la longitud del panel.

El modelo real, como puede verse en la Figura 3, acarrea una gran complejidad, lo cual resulta muy problemático a la hora de mallarlo apropiadamente. El gran número de elementos necesario para que el problema converja a una solución conlleva un coste computacional excesivo, aún con la reducción del dominio computacional.

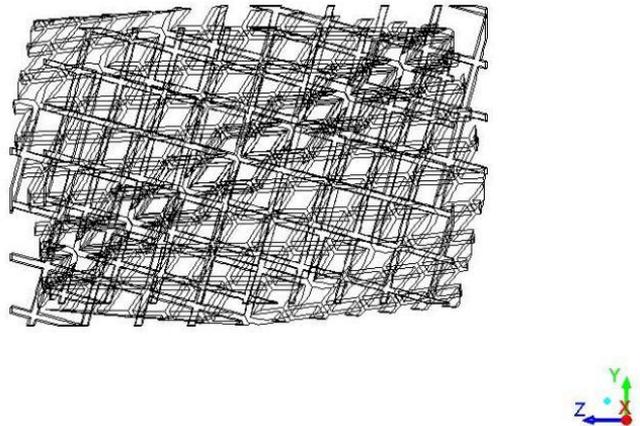


Figura 3: Modelo de la geometría real del relleno.

Por este motivo se consideró realizar las simulaciones sólo con el relleno poroso de Fluent, este modelo consigue reproducir el salto de presión entre la entrada y la salida del panel, además de permitir simular todo el dominio del problema y de mallarlo sin ningún problema y sin un gran coste computacional. Para reproducir el valor de resistencia viscosa del relleno, se llevaron a cabo diferentes simulaciones hasta igualar el valor de caída de presión, lo cual se daba para una resistencia viscosa de $3,77 \times 10^6 \text{ m}^2$. Sin embargo, este tipo de relleno tiene la desventaja de no interactuar con las gotas de agua que se inyectan por la parte superior, provocando que todas las gotas sean arrastradas por la corriente de aire hasta el aero-refrigerador situado aguas abajo del panel evaporativo (Figura 4).

Finalmente se realizó una simplificación de la geometría, consistente en secciones de tubos paralelos y perpendiculares (Figura 5) emplazados en el dominio de tal forma que se conservara el valor de compacidad del tipo de relleno en cuestión. Con este tipo de geometría se permite tanto reproducir la caída de presión, como la interacción entre aire y gotas de agua. Además, esta geometría permite el mallado con hexaedros alrededor de los tubos, lo que reduce considerablemente el número de elementos necesarios.

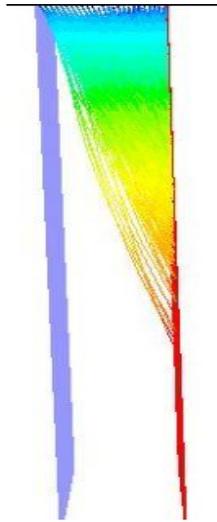


Figura 4: Gotas escapando del dominio de la simulación por la falta de interacción con tubos.

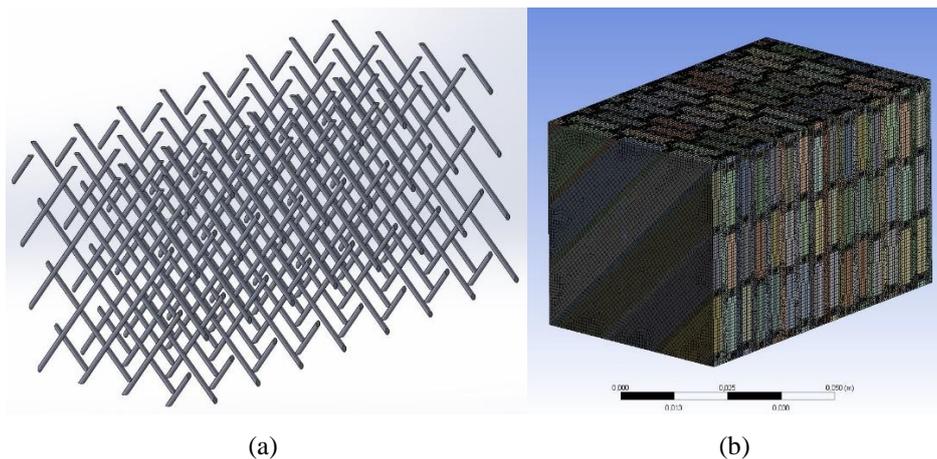


Figura 5: (a) Modelo de la geometría simplificada. (b) Malla empleada en el problema.

4.2. Características del modelo numérico

En este apartado se describen las opciones seleccionadas para llevar a cabo las simulaciones numéricas. En primer lugar, se realizaron simulaciones para validar la caída de presión en el relleno: en estas simulaciones se simulaba sólo el flujo de aire mediante el modelo de turbulencia ‘standard $k-\xi$ ’. Una vez validado el flujo de aire se procedió a simular la inyección de agua y el intercambio de calor entre agua y aire. En estas nuevas simulaciones se activó la ecuación de energía, así como el modelo de transporte de especies y el modelo DPM (‘Discrete Phase Modelling’) para evaluar la fase discreta [8].

En las simulaciones se inyectan las gotas de agua desde la parte superior del dominio de manera similar a la inyección real en la instalación experimental. Estas gotas de agua interactúan con los tubos y con la fase continua, lo que lleva al enfriamiento y humidificación del aire.

4.3. Condiciones de contorno

Para la entrada de aire se empleó la condición de contorno ‘velocity inlet’ en la sección de entrada del dominio, esta opción permite fijar la temperatura del aire y la humedad. La condición de contorno ‘wall’ se emplea tanto en los tubos -con la opción de ‘wall film’ para la fase discreta- como en las secciones superior e inferior del

dominio -con la opción ‘escape’ para la fase discreta’. En las paredes laterales del dominio se emplea la condición de simetría; y por último se fija la condición de ‘outflow’ para la salida.

La condición ‘wall’ en los tubos nos permitió fijar la temperatura, así como establecer una humedad relativa del 100% alrededor de los mismos, de esta manera se simuló el hecho de que los tubos permanecen mojados durante el ensayo.

5. Resultados y validación del modelo

Se simularon numerosos casos para determinar la validez del modelo numérico y caracterizar el comportamiento del panel evaporativo. En estos casos variaba la velocidad de aire en la entrada, la longitud de relleno y su compacidad para determinar la influencia de cada variable sobre la eficiencia de enfriamiento.

En primer lugar, para la validación de la caída de presión, se simularon tres tipos de relleno: R1, R2 y R3, con compacidades de 117,2, 140,6 y 234,4 m^2/m^3 respectivamente, con longitudes de 80, 160 y 250 mm y para las velocidades de aire dadas a partir de los ensayos experimentales. En la Figura 6 se recogen algunos ejemplos de los resultados obtenidos, se muestran las curvas de variación de presión frente a la velocidad de aire a la entrada, para diferentes rellenos.

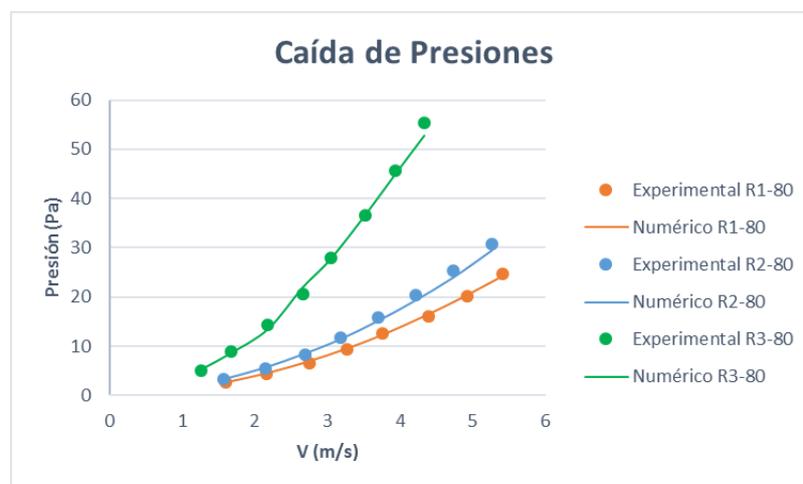


Figura 6: Evolución de la caída de presión en cada tipo de relleno frente a la velocidad de aire en la entrada.

Por otra parte, se simularon los casos ya realizados experimentalmente con el fin de validar también el descenso de temperatura del aire y la eficiencia de enfriamiento del panel. Todos estos casos numéricos se resolvieron sobre la geometría simplificada para evitar el problema del coste computacional creado con la geometría real. Con los resultados obtenidos de estas simulaciones para temperatura de aire a la salida, se calcula la eficiencia energética del panel mediante la ecuación (5), dado que son conocidas tanto la temperatura de entrada del aire, como la temperatura de bulbo húmedo. Se realiza entonces la comparación de la eficiencia de enfriamiento entre los casos experimentales y numéricos, que se muestra en las gráficas de la Figura 7.

El modelo numérico muestra un buen comportamiento, tanto en las tendencias como en los valores de eficiencia, con un error medio menor del 8 %. Si nos fijamos en las tendencias (Figura 7a), se observa que la eficiencia crece con la velocidad de aire hasta alcanzar un máximo, desde el que empieza a decrecer. Este óptimo se explica con el balance entre la transferencia de calor por convección y el tiempo de residencia del aire en el panel, es decir, una mayor velocidad de aire implica un mayor enfriamiento del aire debido a la convección, sin embargo, se reduce el tiempo de contacto entre el aire y el agua, lo que finalmente provoca un descenso del enfriamiento. Además, altas velocidades de aire pueden ocasionar el desprendimiento de gotas, un fenómeno indeseable en este tipo de instalación.

La Figura 7b muestra la evolución de la eficiencia de enfriamiento frente a la longitud del relleno. Como puede observarse en las mismas, la eficiencia crece con la longitud, hasta alcanzar el límite de enfriamiento establecido por la temperatura de bulbo húmedo del aire en la entrada. Sin embargo, una mayor longitud del relleno también causa una mayor pérdida de presión, lo que conlleva un mayor consumo del ventilador. Sanchís [9] determinó en su trabajo un valor óptimo de longitud de relleno para optimizar el rendimiento global del sistema completo, incluyendo el aero-refrigerador situado aguas abajo del panel evaporativo.

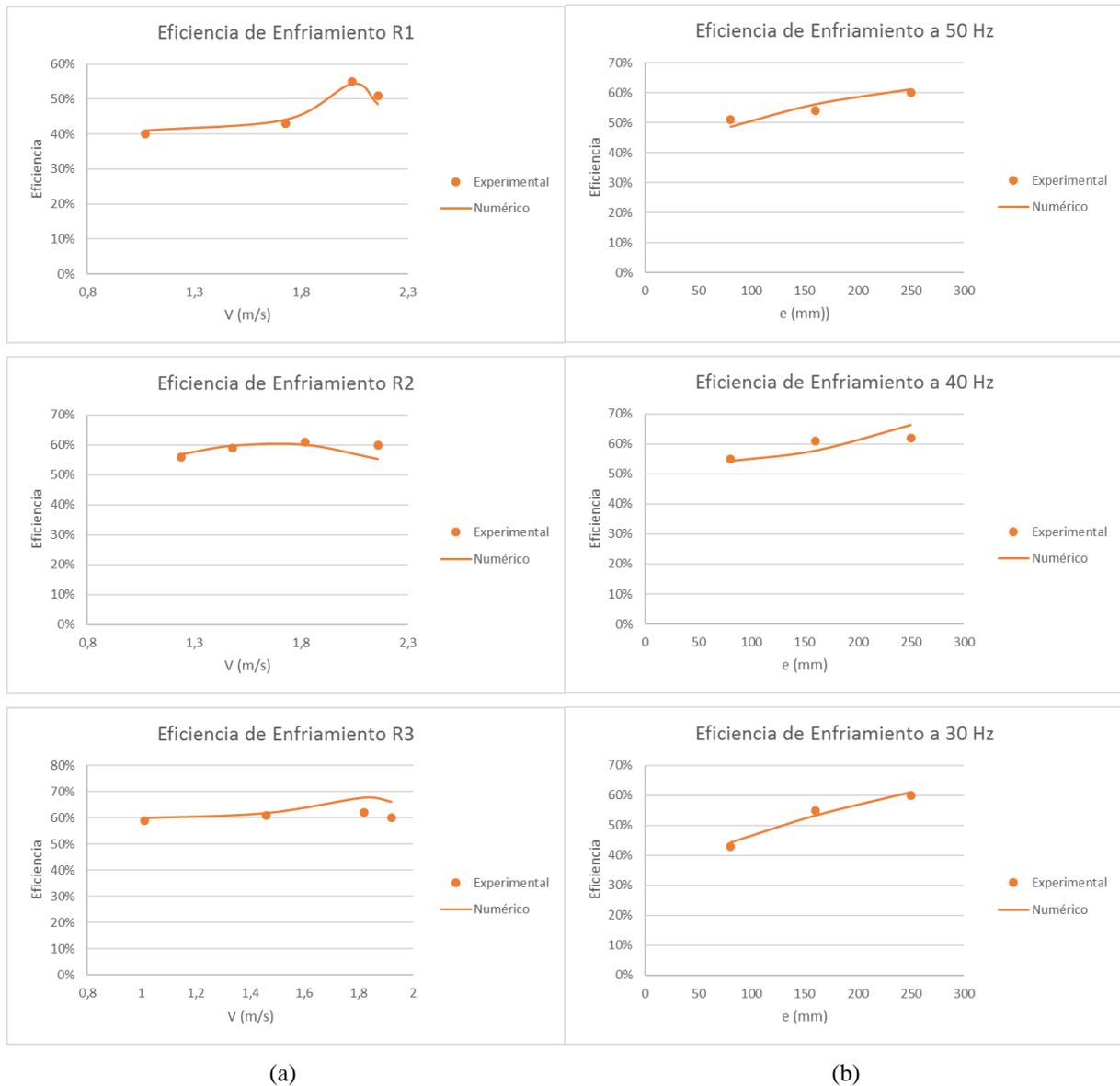


Figura 7: (a) Gráficas de eficiencia de enfriamiento frente a velocidad de aire. (b) Eficiencia de enfriamiento frente a longitud del relleno.

6. Conclusiones

En el presente trabajo se desarrolló un modelo numérico de panel evaporativo y, posteriormente, se validó dicho modelo mediante datos experimentales previamente obtenidos. Las variables consideradas en el problema fueron: la velocidad de entrada de aire al panel, la compacidad del relleno y la longitud del mismo; realizando ensayos experimentales y numéricos para tres tipos de relleno, tres longitudes y cuatro velocidades de aire.

El modelo fue apropiadamente validado en cuanto a la caída de presión provocada por el relleno, representada en la gráfica de la Figura 6. En esta gráfica se observa como la caída de presión aumenta al subir la velocidad de aire y también al subir la compacidad del relleno.

Por otra parte, se validaron también los datos de eficiencia de enfriamiento (Figura 7), observándose un crecimiento de la eficiencia con la longitud del relleno, y también con la velocidad de aire, en este caso hasta alcanzar un máximo cuando el tiempo de residencia del aire se compensa con el intercambio de calor por convección.

El modelo numérico simplificado del panel ha mostrado ser de gran utilidad al dar la posibilidad de resolver numerosos casos de un problema complejo como es el de la interacción de una corriente de aire con una ducha de gotas de agua, lo cual no se podría conseguir debido al enorme coste computacional de representar la

compleja geometría real del panel evaporativo. Este tipo de modelos simplificados pueden ser útiles a la hora de optimizar un sistema, que incluya un relleno evaporativo, sin tener que hacer complejas pruebas experimentales, probando numerosas configuraciones hasta determinar las condiciones de salida óptimas según el problema planteado.

Una posible desventaja del modelo es el tamaño del dominio, que puede plantearse pequeño frente al dominio completo del problema. Sin embargo, los resultados de la validación de la eficiencia de enfriamiento, con un error medio de un 8 %, muestran que el modelo representa de manera apropiada el problema en cuestión.

7. Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo financiero recibido por parte del Gobierno Español, a través del Proyecto ENE2013-48696-C2-1-R y C2-2-R, así como por el FEDER (Fondo Europeo de Desarrollo Regional).

8. Referencias

- [1] Comisión Europea. An EU strategy on Heating and Cooling. (2016).
- [2] M. Lucas, P. J. Martínez, J. Ruiz, A. S. Káiser, A. Viedma, B. Zamora. The Dry and Adiabatic Fluid Cooler as an Alternative to Cooling Towers: An Experimental View, Cooling tower and air-cooled heat exchanger, Pekín, China, (2011).
- [3] M. D. Pugh. Benefits of Water-Cooled Systems vs Air-Cooled Systems for Air-Conditioning Applications, ASHRAE Expo, Orlando, EEUU, (2005).
- [4] C. Liao, K. Chiu. Wind Tunnel Modelling the System Performance of Alternative Evaporative Cooling Pads in Taiwan Region, Building and Environment, 37, (2002), 177-187.
- [5] J. M. Wu, X. Huang, H. Zhang. Theoretical Analysis on Heat and Mass Transfer in a Direct Evaporative Cooler, Applied Thermal Engineering, 29, (2009), 980-984.
- [6] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, I. Jahn, Y. Lu. Influence of Ambient Conditions and Water Flow on the Performance of Pre-Cooled Natural Draft Dry Cooling Towers, Applied Thermal Engineering, 66, (2004), 621-631.
- [7] A. Igual. Optimización Experimental del Comportamiento Térmico de un Aero-Refrigerador con Pre-Enfriamiento Adiabático con diferentes Espesores de Relleno Evaporativo, Trabajo Fin de Grado, UMH, Elche, (2014).
- [8] ANSYS Fluent. Fluent 15 Theory Guide, (2014).
- [9] J. Sanchís. Diseño y Construcción de un Prototipo de Sistema de Climatización Doméstico con un Condensador Híbrido Empleando un Pre-Enfriamiento Adiabático, Trabajo Fin de Grado, UMH, Elche, (2015).