

DISEÑO, CONSTRUCCION Y EVALUACION TERMOENERGÉTICA DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR AIRE – AIRE DE FLUJO CRUZADO

Alejandro L. Hernández y Graciela Lesino

Universidad Nacional de Salta (UNSa), Avda. Bolivia N° 5.150, CP. 4400, Salta Capital
Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO), UNSa – CONICET
Tel. 0387-4255579 – Fax 0387-4255489. E-mail: alejoher65@gmail.com

Recibido: 26-04-10; Aceptado: 28-05-10.

RESUMEN.- En este trabajo se presenta el diseño, la construcción y evaluación termoenergética de un intercambiador de calor aire – aire de flujo cruzado que será instalado en el Centro de Experimentación y Propagación Agámica (CEPA) ubicada en la EEA – INTA - Sumalao de Catamarca. Este intercambiador trabajará en combinación con un enfriador evaporativo en verano y con colectores solares calentadores de aire en invierno a fin de disminuir su consumo eléctrico convencional a lo largo del año. Se describe el método de diseño empleado con el cual se obtuvo un área de transferencia necesaria de 22,3 m² en base a datos de temperatura interior medidos en 2008 y se presentan los valores obtenidos durante el ensayo del intercambiador con los cuales se determinaron la efectividad promedio (92 %), el coeficiente global de transferencia U y el número de unidades de transferencia, NTU . Finalmente se presenta un modelo de simulación validado con los datos medidos.

Palabras claves: intercambiador de calor, acondicionamiento térmico de edificios, monitoreo y simulación.

DESIGN, CONSTRUCTION AND THERMO-ENERGETIC EVALUATION OF AN AIR-TO-AIR CROSS FLOW HEAT EXCHANGER

ABSTRACT.- This paper presents the design, construction and evaluation of an air-to-air cross flow heat exchanger to be installed in the Test Centre for Agamic Plant Production (CEPA) located in the EEA - INTA - Sumalao, Catamarca. The heat exchanger works in combination with an evaporative cooler in summer and solar air collectors in winter to reduce the conventional electricity consumption throughout the year. The work describes the design method employed to produce a transference area of 22,3 m², based on internal temperature data obtained in 2008 and shows the values measured during the test of the heat exchanger with which the average effectiveness of 92%, the heat transfer coefficient U , and the number of transfer units, NTU are determined. Finally, it shows a simulation model validated with measured data.

Keywords: heat exchanger, building thermal conditioning, monitoring and simulation.

1. INTRODUCCIÓN

El empleo de intercambiadores de calor para el acondicionamiento térmico de edificios es aconsejado en los casos en que las normas constructivas exigen altas tasas de renovaciones de aire por hora para garantizar la higiene ambiental y la salud de sus habitantes (escuelas, hospitales, etc.) o cuando la calidad del aire interior debe ser preservada evitando el ingreso de contaminantes químicos o biológicos al local acondicionado (Hellevang y Pedersen, 2009).

Si bien existen intercambiadores de calor aire – aire por flujo cruzado de venta comercial (XeteX Inc., por ej.), sus costos son elevados y requieren de trámites de importación que demoran y encarecen aún más su adquisición. En este trabajo se presenta el diseño y la construcción de uno de estos equipos empleando materiales locales y tecnología sencilla el cual ha de ser instalado en un centro de experimentación y propagación agámica de plantas.

Para el diseño de un determinado intercambiador de calor es necesario modelizar su comportamiento termo-energético mediante las ecuaciones que rigen la transferencia de calor

entre los fluidos que circulan por él. Wetter (1999) desarrolló un modelo computacional del funcionamiento en estado estacionario de un intercambiador de calor aire – aire por flujo cruzado incluyendo la dependencia de ambos flujos máxicos con sus temperaturas medias y con la presión atmosférica local. En este trabajo se presenta un modelo computacional alternativo que emplea una correlación obtenida empíricamente para evaluar el coeficiente global de transferencia de calor en función de la diferencia de las temperaturas de entrada de ambas corrientes de aire.

La propagación agámica de plantas con valor comercial (nogal, olivo, frutales, etc.) es una técnica de multiplicación clonal de plantas *in vitro* que está siendo desarrollada por el INTA en su Estación Experimental de Sumalao en Catamarca. A tal fin, se creó en el año 1991 el Centro de Experimentación y Propagación Agámica (CEPA) que desarrolla sus actividades en un edificio construido dentro de dicha Estación Experimental ubicada sobre la Ruta Provincial N° 33 en el departamento Valle Viejo.

El edificio fue descrito y monitoreado térmicamente por García *et al.* (2008). Su cámara de reproducción agámica o

cámara de cría es un local de 11,37 m² de área de planta y posee dos equipos de aire acondicionado para mantener su temperatura interior entre 20 y 25 °C operando durante las 24 hs. del día. Con el fin de disminuir el consumo eléctrico de estos equipos durante el verano y el otoño (limitando su uso a períodos de clima extremadamente caluroso) y de acondicionar térmicamente el local ante eventuales salidas de funcionamiento de los mismos, se prevé la instalación de un sistema de refrigeración de apoyo que funcione por enfriamiento evaporativo.

Debido a que el aire proveniente del enfriador evaporativo puede contener un alto grado de humedad y estar contaminado con virus, bacterias y/o esporas de hongos perjudiciales para las plantas en crecimiento, es preciso utilizar un intercambiador de calor de alta eficiencia para enfriar el aire de la *cámara de cría* recirculándolo sin tomar contacto con el aire del enfriador evaporativo. El desarrollo de este dispositivo fue llevado a cabo por los autores de este trabajo en la Universidad Nacional de Salta como parte de las tareas planificadas en el PICTO N° 32.140¹ de la Universidad Nacional de Catamarca cuyo objetivo general es sustituir, en el mayor grado posible, el consumo energético convencional del CEPA mediante estrategias bioclimáticas y energía solar. Su instalación será realizada sobre el lado exterior de la pared del local que da al Este requiriéndose la apertura de dos orificios de 0,15 m de diámetro para el paso de los conductos que comunicarán la *cámara de cría* con el intercambiador de calor.

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

Debido al tipo de aplicación para la cual será destinado, se eligió para este intercambiador una geometría volumétrica compacta a fin de minimizar el espacio requerido para su instalación. Si bien el intercambiador de flujo en contracorriente tiene mayor eficiencia que el de flujo cruzado, requiere también de mayor desarrollo longitudinal lo cual complica el diseño cuando se desea obtener un modelo compacto. Por lo tanto, el intercambiador diseñado en este trabajo consta de un empaquetamiento de placas cuadradas de policarbonato alveolar de 10 mm de espesor formando canales para flujo cruzado del aire, colocado dentro de una caja de chapa galvanizada aislada térmicamente del exterior con poliestireno expandido de 50 mm de espesor según se esquematiza en la figura 1.

El tabicado interior del policarbonato confiere estructura y rigidez suficiente al bloque intercambiador cuyas placas cuadradas de 0,7 m de lado están separadas entre sí por tabiques del mismo material y espesor enfrentados al flujo frío, generando esta separación los canales por donde fluye el aire caliente proveniente de la habitación. Simultáneamente, el aire frío proveniente del equipo refrigerador circula por el interior de los alvéolos. En la figura 1 la flecha oscura indica el sentido de flujo del aire caliente y la clara el del aire frío. La diagonal de un cuadrado de 0,7 m de lado tiene una longitud aproximada de 1 m razón por la cual la caja de chapa galvanizada tiene una base cuadrangular de 1,1 m de lado exterior.

El funcionamiento de este intercambiador dependerá de la época del año. En verano estará acoplado a un enfriador evaporativo para refrescar el aire interior de la *cámara de*

cría mientras que en invierno funcionará acoplado a un colector solar calentadores de aire a fin de calefaccionar dicho local. De esta forma se pretende disminuir la cantidad de energía auxiliar convencional empleada en la climatización de la *cámara de cría* en función de las condiciones climáticas que se registren en el lugar. Para la situación de verano, la temperatura de salida del enfriador evaporativo será cercana a la temperatura de bulbo húmedo del aire cuyo valor promedio, de acuerdo a los datos históricos registrados en Catamarca, es de 19,5 °C. Este valor fue obtenido mediante la carta psicrométrica *on line* del INENCO (Saravia Alías, 2008) a una altitud de 515 m.s.n.m. para una temperatura de bulbo seco de 25,6 °C y una HR del 58 %. Estos valores corresponden a los promedios en los tres meses del verano de los datos meteorológicos publicados por el Servicio Meteorológico Nacional.

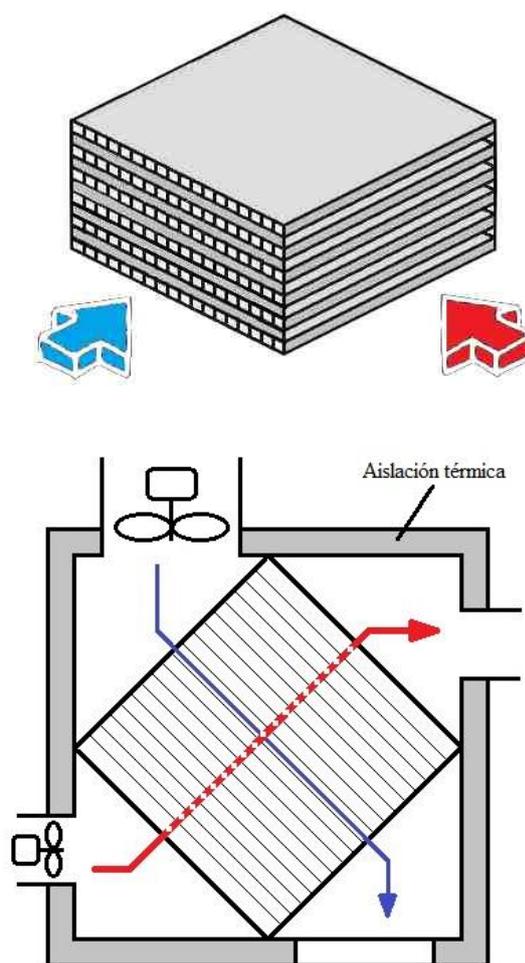


Fig.1: Esquema del empaquetado cruzado y vista en planta del intercambiador.

Los parámetros de diseño son:

1. El salto térmico que es necesario producir en el aire de la habitación al pasar por el intercambiador.
2. La temperatura de entrada del aire proveniente del sistema de acondicionamiento térmico externo (enfriador evaporativo en verano o colector solar calentador de aire en invierno).
3. La efectividad que se desea obtener.

¹ PICTO cofinanciado por la Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica (ANPCyT)

4. El espesor de los canales de flujo.
5. Los caudales de ambas corrientes de aire.

El ventilador que impulsa el flujo de aire del lado de la habitación tiene una potencia de 46 W y un diámetro de paleta de 0,15 m, circulando un caudal de 0,038 m³/s en tuberías de ese diámetro. El ventilador del acondicionador externo tiene un diámetro de 0,4 m y establece un caudal de 0,475 m³/s en su ducto de entrada al intercambiador. La potencia de este ventilador es de 150 W. Ambos caudales fueron determinados midiendo la velocidad del aire en los ductos con una punta anemométrica unidireccional marca TSI y las potencias consumidas con una pinza amperométrica POWER METER.

Para el dimensionamiento del intercambiador se supone una operación de enfriamiento del aire proveniente de la *cámara de cría*. Por lo tanto este flujo es el caliente y sus temperaturas de entrada y salida son $T_{c,e}$ y $T_{c,s}$ respectivamente. Las temperaturas de entrada y salida del flujo frío proveniente del aparato enfriador son $T_{f,e}$ y $T_{f,s}$ respectivamente. En adelante, el subíndice c significa caliente y el subíndice f frío. Se desea obtener una efectividad superior al 90 %.

De acuerdo a los valores de temperatura medidos en la *cámara de cría* durante un período de 3 días en el cual los equipos de aire acondicionado no funcionaron (García et al., 2008), los parámetros de diseño empleados en el cálculo del área de transferencia necesaria para producir un salto térmico de 12 °C en la corriente de aire caliente figuran en la Tabla 1.

Tabla 1: parámetros de diseño empleados para el dimensionamiento del área de transferencia.

$T_{c,e}$ (°C)	$T_{c,s}$ (°C)	$T_{f,e}$ (°C)	Caudal caliente (m ³ /s)	Caudal frío (m ³ /s)	Espesor de canales (m)
31	19	18	0,038	0,475	0,01

Si Q_t (W) es el calor transferido del flujo caliente al frío y c_p el calor específico del aire, la efectividad de enfriamiento se obtiene a partir de las tres temperaturas de diseño mediante:

$$\varepsilon = \frac{Q_t}{Q_{m\acute{a}x}} = \frac{(\dot{m}c_p)_c(T_{c,e} - T_{c,s})}{(\dot{m}c_p)_{m\acute{a}n}(T_{c,e} - T_{f,e})} = \frac{(T_{c,e} - T_{c,s})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} = \frac{(31-19)}{(31-18)} \cong 0,92 \quad (1)$$

dado que el flujo másico mínimo es el de la corriente de aire caliente ($\dot{m}_c = \dot{m}_{m\acute{a}n}$).

Para determinar el área de transferencia necesaria es preciso calcular el número de unidades de transferencia, NTU , que para un intercambiador de flujo cruzado tiene las siguientes expresiones (Incropera y DeWitt, 1990):

$$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1-\varepsilon) + 1] \quad (2)$$

$$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1-\varepsilon C_r)\right]$$

La expresión superior corresponde a la condición de flujo mínimo mezclado y flujo máximo no mezclado y la inferior a la de flujo máximo mezclado y flujo mínimo no mezclado.

El coeficiente C_r se define como

$$C_r = \frac{(\dot{m}c_p)_{m\acute{a}n}}{(\dot{m}c_p)_{m\acute{a}x}} = \frac{(\rho C_{m\acute{a}n} c_p)_c}{(\rho C_{m\acute{a}x} c_p)_f} \quad (3)$$

siendo $C_{m\acute{a}n}$ el caudal del aire caliente y $C_{m\acute{a}x}$ el del aire frío en este caso. Tanto la densidad ρ como el c_p del aire dependen de la temperatura. La densidad, además, depende de la altura del lugar sobre el nivel del mar, H , a través de la presión atmosférica local, $P(H)$. Su expresión es la siguiente:

$$\rho(T, H) = \frac{P(H) \rho_o T_o}{P_o T} = \frac{P(H) 353,1298}{P_o T} \quad (\text{kg/m}^3, T \text{ en K}) \quad (4)$$

siendo $\rho_o = 1,2929 \text{ kg/m}^3$ a $T_o = 273,13 \text{ K}$ ($\approx 0 \text{ }^\circ\text{C}$) y a $P_o = 101.325 \text{ Pa}$ (Lide, 1990). De acuerdo a las expresiones válidas para la U.S. Standard Atmosphere, 1976, (descrita por Lide) la presión atmosférica a la altura H se puede estimar mediante:

$$P(H) = 101.325 (288,15 / T_H)^{5,255877} \quad (\text{Pa}) \quad (5)$$

donde

$$T_H = 288,15 - 0,0065 H \quad (T \text{ en K y } H \text{ en m}) \quad (6)$$

Dado que la Estación Experimental del INTA - Sumalao se encuentra a 515 m.s.n.m, el cociente $P(H)/P_o$ es 0,9404. La dependencia del calor específico del aire con la temperatura se obtiene correlacionando los datos de las tablas de propiedades que figuran en el libro de Incropera y DeWitt (1990) y resulta:

$$c_p(T) = 1005,5 + 0,0282 T + 0,0003 T^2 \quad (\text{J/kg } ^\circ\text{C}, T \text{ en } ^\circ\text{C}) \quad (7)$$

Evaluando la densidad y el c_p del aire a la temperatura media entre entrada y salida para el flujo caliente y a la temperatura de entrada para el flujo frío, los valores de NTU de las dos expresiones que figuran en (2) a una efectividad del 92 % resultan:

$$NTU = \frac{UA_t}{(\dot{m}c_p)_{m\acute{a}n}} = \begin{cases} 2,86 \text{ para } C_{m\acute{a}n} \text{ mezclado} \\ 3,17 \text{ para } C_{m\acute{a}x} \text{ mezclado} \end{cases} \quad (8)$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor y A_t el área total de transferencia buscada. Para encontrar el valor de A_t a partir de la ec. (8) es preciso estimar primero el coeficiente global de transferencia U cuya expresión es:

$$U = \frac{1}{1/h_c + x_p/k_p + 1/h_f} \quad (9)$$

donde:

h_c : coeficiente de transferencia de calor por convección del lado caliente en $\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

h_f : coeficiente de transferencia de calor por convección del lado frío en $W/m^2\text{°C}$.

x_p : espesor de la capa de policarbonato que separa ambas corrientes de aire (7×10^{-4} m).

k_p : conductividad térmica del policarbonato ($0,2 W/m\text{°C}$).

Los coeficientes convectivos h_c and h_f se estiman mediante correlaciones del número de N_u con los números de Re y Pr , para lo cual se debe calcular el diámetro hidráulico de los canales de flujo dentro del intercambiador. Si A_f es el área de flujo de uno de los canales, su diámetro hidráulico se determina mediante:

$$D_h = \frac{4A_f}{\text{Perímetro mojado}} = \frac{4 \times 0,7 \times 0,01}{2 \times (0,7 + 0,01)} = 0,0197 \text{ m} \quad (10)$$

La condición de flujo desarrollado en ductos se alcanza cuando la longitud en la dirección del flujo, L , es igual a $10D_h$. Para este intercambiador $L/D_h = 35,5$ y por lo tanto ambos flujos son desarrollados.

Calculando los números de Re para ambas corrientes basados en el diámetro hidráulico se obtiene:

Corriente caliente: $Re_c = 282,8$ (flujo laminar desarrollado).
Corriente fría: $Re_f = 3.534,8$ (flujo turbulento desarrollado).

El número de N_u para flujo laminar plenamente desarrollado es independiente del Re e igual a 6,5 en un conducto de sección rectangular (Incropera y DeWitt, 1990) mientras que el número de N_u para flujo turbulento desarrollado en conductos lisos (como los constituidos por el policarbonato alveolar) se puede estimar mediante:

$$N_u = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \left(\begin{array}{l} 0,5 < Pr < 2.000 \\ 2.300 < Re < 5 \times 10^6 \end{array} \right) \quad (11)$$

donde el factor de fricción dentro del conducto está dado por:

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (12)$$

Considerando un valor del número de Pr de 0,7 para el aire y los valores de los Re calculados anteriormente, los números de N_u resultan 6,5 para la corriente de aire caliente y 11,92 para la corriente fría. A partir de estos valores y de las conductividades térmicas del aire a las temperaturas consideradas para el cálculo de las densidades y los calores específicos, los coeficientes convectivos del lado caliente y del lado frío resultan 8,65 y 15,57 $W/m^2\text{°C}$ respectivamente.

Reemplazando estos valores y el de la transmitancia térmica del policarbonato en la ecuación (9) se obtiene un valor del coeficiente global de transferencia de calor, U , de 5,46 $W/m^2\text{°C}$.

Despejando las áreas de transferencia de calor de las ecuaciones (8) se obtienen los siguientes valores:

$$A_t = \frac{(m c_p)_{\min} NUT}{U} = \begin{cases} 22,3 \text{ m}^2 & \text{para } C_{\min} \text{ mezclado} \\ 24,8 \text{ m}^2 & \text{para } C_{\max} \text{ mezclado} \end{cases} \quad (13)$$

Por lo tanto, para satisfacer las condiciones de diseño esta-

blecidas para este intercambiador, se precisan entre 22 y 25 m^2 de área total de transferencia según cuál sea el flujo que se elija como mezclado. La condición de *flujo no mezclado* corresponde a la corriente de aire que pasa por el interior de los alvéolos del policarbonato y, por lo tanto, se eligió para circular por ellos al aire frío que tiene el caudal más alto (C_{\max}) a fin de emplear un área de transferencia total de sólo 22,3 m^2 .

Considerando que el bloque intercambiador está constituido por un empaquetado de placas de policarbonato cuadradas de 0,7 m de lado separadas entre sí por una distancia de 10 mm, y que por cada placa de policarbonato se dispone de 2 superficies para la transferencia de calor, la cantidad de placas necesaria para obtener los 22,3 m^2 de área de transferencia se obtiene de:

$$N_p = \frac{22,3 \text{ m}^2}{2 \times 0,7 \times 0,7 \text{ m}^2} \cong 23 \text{ placas} \quad (14)$$

Ahora bien, dado que la primer placa se asienta en el fondo del intercambiador y sobre la última se asienta la tapa, estas dos placas no aportan 4 superficies de transferencia sino 2 y por lo tanto se debe agregar una placa más de policarbonato, totalizando así 24 placas que determinan un área de transferencia total de 22,5 m^2 , valor que satisface lo establecido por la ec. (13). El empaquetado resultante tiene entonces una altura de 0,47 m y va colocado en el interior de la caja aislada térmica-mente (carcasa) cuyas dimensiones exteriores son 1,1 m de ancho, 1,1 m de largo y 0,57 m de alto (0,69 m^3). Por lo tanto el intercambiador desarrollado en este trabajo tiene una relación $\alpha = \text{Área de transferencia} / \text{Volumen ocupado}$ de 32,6 m^2/m^3 .

En la figura 2 se observa el conjunto intercambiador-carcasa durante su etapa de construcción llevada a cabo en el taller de Física de la Facultad de Ciencias Exactas de la UNSa. Bajo las condiciones de diseño, el calor transferido desde el aire caliente al frío es de 500 W y la temperatura de salida del aire frío 19,9 $^{\circ}\text{C}$.

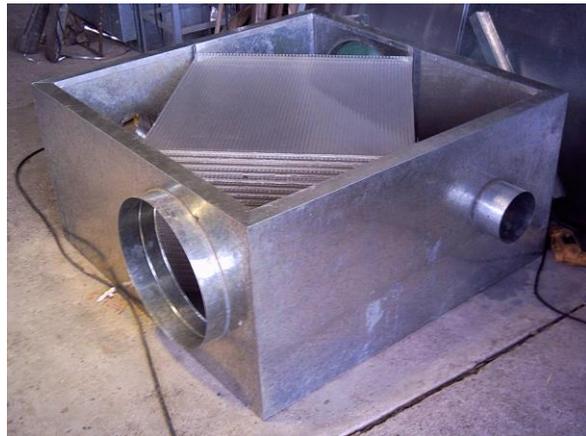


Fig. 2: Foto del intercambiador durante su construcción.

3. EVALUACION EXPERIMENTAL

A fin de evaluar el desempeño termo-energético del intercambiador se realizó una serie de mediciones de las temperaturas de entrada y salida de las dos corrientes de aire variando la temperatura de entrada en el circuito caliente

mediante el encendido y apagado de resistencias eléctricas. El equipo de monitoreo consistió en:

- Cuatro termocuplas tipo K para medir las temperaturas de entrada y salida del intercambiador y una para medir la temperatura ambiente del laboratorio donde se realizaron las experiencias.
- Un datalogger ADAM modelo 4018 con 8 canales análogos para medición de temperaturas conectado, a través del conversor ADAM 4520, al puerto serie de una computadora NOTEBOOK encargada del control del monitoreo y el guardado de los datos.
- Una punta anemométrica unidireccional marca TSI para la determinación de los caudales.
- Una pinza amperométrica marca POWER METER modelo 2090W.
- Una fuente de corriente continua de 12 V para la alimentación de los módulos ADAM 4018 y 4520.
- Tres resistencias eléctricas a cuarzo de 600 W cada una.

En la figura 3 se aprecia el modelo terminado incluyendo el equipamiento empleado para su ensayo.



Fig. 3: Foto del intercambiador con el instrumental empleado para su ensayo.

Una vez determinados los caudales, cuyos valores se indicaron en la sección anterior, se procedió a monitorear las temperaturas de entrada y salida de ambas corrientes de aire a intervalos de 10 s. En la primer serie de medidas, se encendió una vela de cuarzo cada 20 minutos generando tres escalones de temperatura ascendente a la entrada del intercambiador del lado caliente. A partir de entonces, se apagó una vela a intervalos de 20 minutos generando 3 escalones de temperatura descendente. En la segunda serie, se encendieron las tres velas simultáneamente y después de 20 minutos se fueron apagando de a una para obtener tres escalones descendentes. Finalmente, en la tercer serie de medidas se siguió un patrón irregular de encendido y apagado de las resistencias a fin de analizar la respuesta dinámica del equipo a las variaciones de temperatura en el circuito caliente.

4. RESULTADOS

En la figura 4 se presentan los resultados de las tres series graficadas consecutivamente. La fuente fría que simula el equipo refrigerador fue la temperatura ambiente cuyos valores se mantuvieron entre 9 y 15 °C durante las dos

primeras series y entre 13 y 19 °C en la tercera. De acuerdo a los datos medidos por García et al. (2008), la temperatura de bulbo húmedo promedio diaria del aire exterior fue de 12 °C y por lo tanto se considera adecuada la temperatura de la fuente fría empleada en estos ensayos. Se observa en la figura 4 el patrón de calentamiento ensayado a la entrada del circuito caliente cuyo máximo valor alcanzado fue de 53 °C. Dado que las dos temperaturas de salida prácticamente coinciden durante las tres series de medida, se presenta sólo la del aire caliente. El potencial de enfriamiento del intercambiador desarrollado se manifiesta a través de la gran diferencia de temperaturas registrada entre la entrada y la salida del circuito caliente la cual alcanzó un valor máximo de 32 °C durante la tercer serie de medidas.

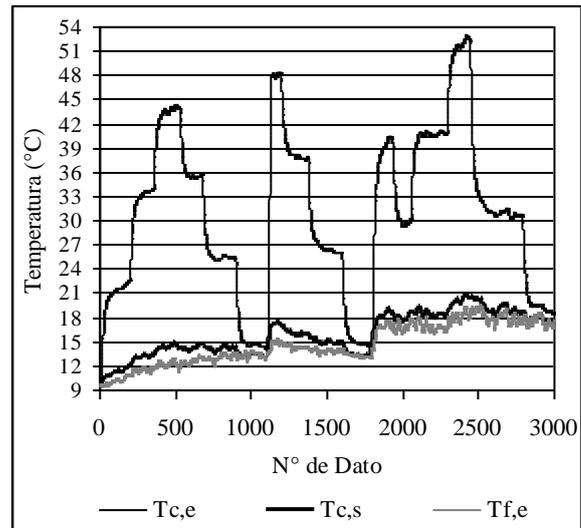


Fig. 4: Valores de temperatura de entrada y salida registrados durante las tres series de medida.

Seleccionando los datos correspondientes a la parte final de los distintos escalones de temperatura practicados, se graficaron los valores de la efectividad del intercambiador en función de la diferencia de temperaturas a la entrada de ambas corrientes de aire ya que este factor determina la máxima cantidad de energía transferible en el intercambiador según se establece en la ecuación (1). Los valores obtenidos se muestran en la figura 5.

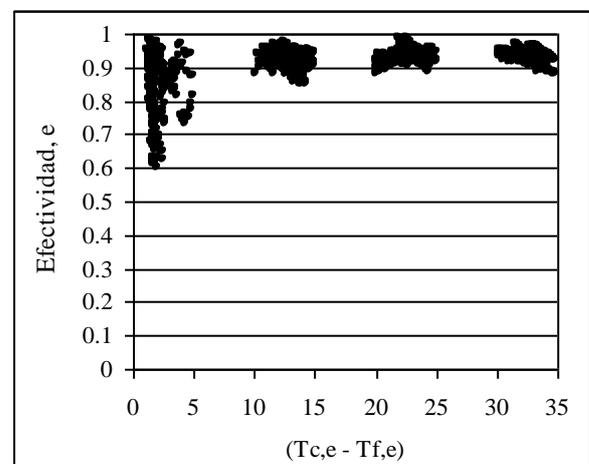


Fig. 5: Efectividad instantánea del intercambiador aire-aire en función de la diferencia de temperaturas de entrada.

Se observa en la figura que por encima de los 10 °C de diferencia de temperaturas de entrada, la efectividad tiene un comportamiento cuasi constante con un valor medio del orden del 92 %. Considerando que como condición de diseño se fijó un valor de 13 °C para esta diferencia de temperaturas, se comprueba que con el dispositivo construido se logró alcanzar el valor de efectividad previsto durante la etapa de diseño. Para valores bajos de la diferencia de temperaturas de entrada se observa una gran dispersión en los valores de efectividad debido a que tanto las temperaturas de entrada como las de salida son del orden de la temperatura ambiente y entonces las fluctuaciones turbulentas de la corriente de mayor caudal genera variaciones aleatorias en el denominador de la ecuación (1) y esto se traduce en una importante dispersión de los valores de efectividad estimados.

Los otros dos parámetros que resulta interesante analizar en función de la diferencia de temperaturas de entrada medidas son el número de unidades de transferencia NTU y el coeficiente global de transferencia U que se determinan a partir de las definiciones dadas en las ecuaciones (2) y (8) y cuyos valores se grafican en las figuras 6 y 7 respectivamente.

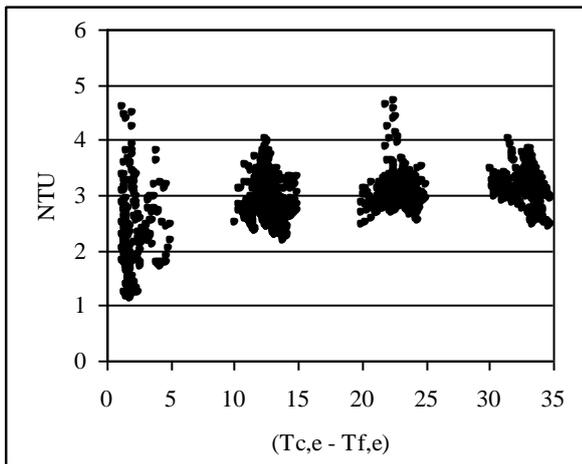


Fig. 6: Variación del parámetro NTU con la diferencia de las temperaturas de entrada.

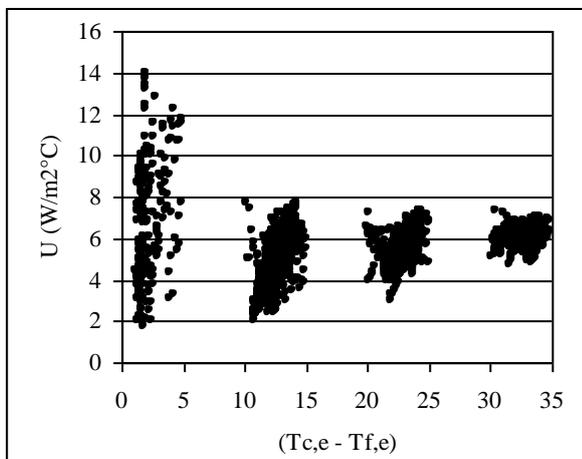


Fig. 7: Variación del parámetro U con la diferencia de las temperaturas de entrada.

Nuevamente se observa una gran dispersión en los valores de ambos parámetros cuando la diferencia de temperaturas de entrada es inferior a 5 °C. Mientras que los valores de NTU se agrupan alrededor de un valor promedio de 3 para diferencias de temperatura de entrada superiores a 10 °C, los valores del coeficiente U parecen variar linealmente con esta diferencia con una leve pendiente positiva. Se observa en la figura 7 que en el rango de la variable independiente comprendido entre 10 y 35 °C la dispersión de valores de U disminuye al aumentar la diferencia entre las temperaturas de entrada de ambas corrientes de aire.

Los valores de NTU y U estimados durante la etapa de diseño para una diferencia de temperaturas de entrada de 13 °C (2,86 y 5,46 $W/m^2°C$ respectivamente) se encuentran dentro de los valores estimados a partir de los datos medidos y graficados en las figuras 6 y 7.

Dado que tanto la efectividad como los coeficientes NTU y U son estimados a partir de mediciones de temperaturas, es preciso realizar el análisis de propagación de errores en todas las ecuaciones intervinientes ((1) a (8)). El error de apreciación de las termocuplas es de 0,5 °C. En la Tabla 2 se presentan los errores absolutos de las distintas variables obtenidos por la técnica de propagación de errores para los cuatro rangos de diferencia de temperaturas de entrada estudiados.

Tabla 2: Errores absolutos de las variables principales obtenidos por propagación de errores.

Rango (°C)	$\Delta\rho_c$ (kg/m ³)	$\Delta\rho_f$ (kg/m ³)	$\Delta c_{p,c}$ (J/kg°C)	$\Delta c_{p,f}$ (J/kg°C)
0 - 5	± 0,03	± 0,03	± 28	± 28
10 - 15	± 0,02	± 0,04	± 28	± 28
20 - 25	± 0,02	± 0,03	± 28	± 28
30 - 35	± 0,01	± 0,03	± 28	± 28

Rango (°C)	ΔC_r	$\Delta\varepsilon$	ΔNTU	ΔU (W/m ² °C)
0 - 5	± 0,03	± 0,8	± 4	± 13
10 - 15	± 0,01	± 0,15	± 3	± 5
20 - 25	± 0,01	± 0,08	± 2	± 3,5
30 - 35	± 0,01	± 0,06	± 1	± 3

Se observa en la tabla que, en general, los errores disminuyen al aumentar la diferencia de temperaturas de entrada. Se observa también que los valores correspondientes a las propiedades del aire y el C_r son pequeños en términos relativos mientras que los errores de la efectividad, el NTU y el U son muy grandes en términos relativos sobre todo cuando la diferencia de temperaturas de entrada es inferior a 5 °C. Los grandes valores del error absoluto de estas tres cantidades generan una importante incertidumbre sobre los valores graficados en las figuras 5, 6 y 7, quedando todos ellos comprendidos dentro del rango de errores estimados.

A fin de obtener correlaciones con valores medios de NTU y U que sirvieran para modelizar computacionalmente el comportamiento termo-energético de este intercambiador, se promediaron los valores estimados en los 4 intervalos de diferencia de temperaturas de entrada medidos. Los resultados se presentan en las figuras 8 y 9.

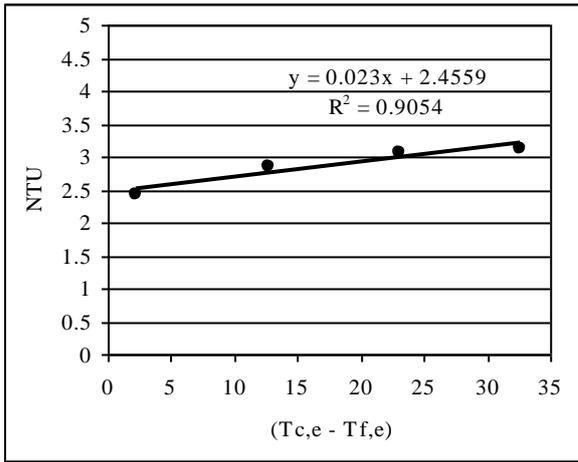


Fig. 8: Curvas de ajuste de valores promedio de NTU en función de la diferencia de temperaturas de entrada.

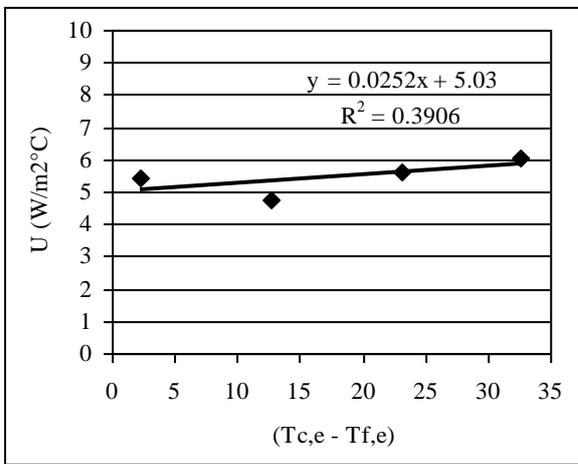


Fig. 9: Curvas de ajuste de valores promedio de U en función de la diferencia de temperaturas de entrada.

Se observa en ambas gráficas que la gran dispersión de valores estimados para diferencias de temperatura de entrada inferior a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ influye considerablemente en las pendientes de ambas curvas. Las curvas de ajuste de los valores promedio de estos dos parámetros resultan entonces:

$$NTU = 2,456 + 0,023 (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (15)$$

$$U = 5,030 + 0,025 (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (\text{W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}) \quad (16)$$

Evaluando estas expresiones para una diferencia de temperaturas de entrada de $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ se obtienen los valores $NTU = 2,75$ y $U = 5,35\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ que coinciden con los valores estimados durante la etapa de diseño dentro de un error del $3,8\%$ y del 2% respectivamente.

5. MODELO DE SIMULACION

Dado que le número de unidades de transferencia y la efectividad del intercambiador pueden determinarse a partir del área de transferencia A_t y del coeficiente U , se desarrolló un modelo computacional para la simulación termoenergética del intercambiador empleando solamente la curva de ajuste de la ecuación (16) y el área de $22,5\text{ m}^2$ del

dispositivo construido. Las variables de entrada al programa son las temperaturas de entrada $T_{c,e}$ y $T_{f,e}$ y los caudales de ambas corrientes de aire.

Con las dos temperaturas de entrada se calcula el coeficiente global de transferencia mediante la ecuación (16). Con este valor, el área A_t y el flujo másico mínimo se determina el valor del coeficiente NTU mediante la ecuación (8). La efectividad del intercambiador se determina en función del NTU y el C_r mediante la siguiente expresión obtenida a partir de la ec. (2):

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C_r} [1 - \exp(-C_r NTU)]\right\} \quad (17)$$

La cantidad de calor transferida Q_t se obtiene a partir de la ecuación (1) mediante:

$$Q_t = \varepsilon (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (18)$$

y la temperatura de salida de la corriente caliente (temperatura de retorno al local acondicionado) resulta:

$$T_{c,s} = T_{c,e} - \varepsilon (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (19)$$

En la figura 10 se presenta la comparación de los valores del calor transferido obtenido a partir de los datos medidos y de los valores arrojados por el modelo de simulación desarrollado. Se observa el excelente acuerdo entre ambas curvas, presentando los valores simulados una mayor fluctuación instantánea que los medidos. Esta fluctuación es originada por las variaciones erráticas de la temperatura de entrada del turbulento flujo frío ya que la efectividad estimada por el modelo es cuasi constante a un valor de $0,93$ mientras que la efectividad real presenta fluctuaciones alrededor de este valor (figura 5) que de algún modo se compensan al aplicar la ecuación (18), resultando su gráfica una curva más suave.

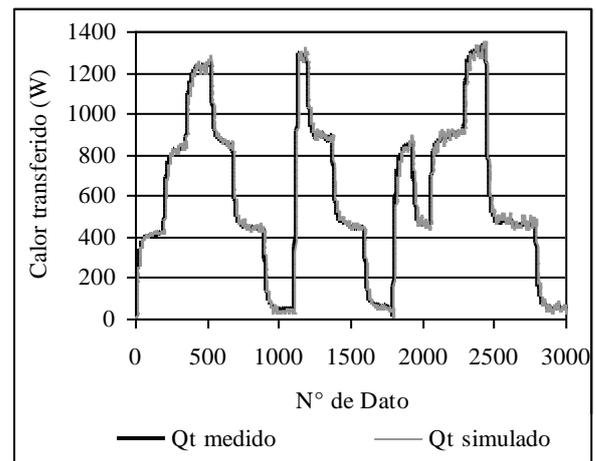


Fig. 10: Comparación entre los valores del calor transferido medidos y simulados con el modelo desarrollado.

Finalmente, en la figura 11 se comparan los valores de temperatura de salida del aire de la corriente caliente calculada mediante la ecuación (19) para valores medidos y simulados con el programa computacional. Nuevamente el

ajuste es muy bueno siendo el error cuadrático medio porcentual (RMSE %) del 2,4 %.

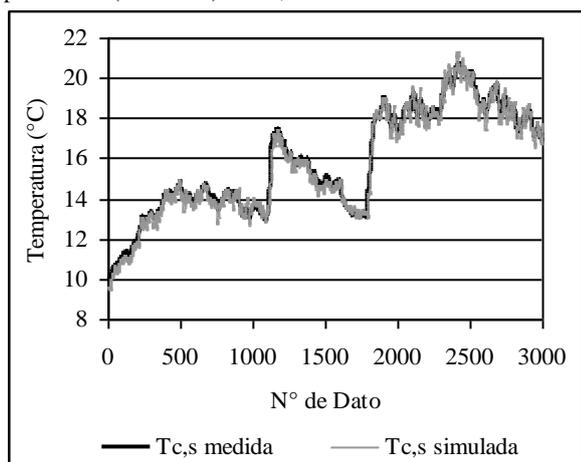


Fig. 11: Comparación entre valores medidos y simulados de la temperatura de salida de la corriente caliente.

De esta forma se da por validado el modelo termoenergético computacional desarrollado y los valores de los distintos parámetros estimados durante la etapa de diseño de este intercambiador de calor aire - aire por flujo cruzado cuya efectividad promedio es del orden del 92 % para diferencias de temperaturas de entrada superiores a 10 °C.

6. CONCLUSIONES

En este trabajo se describió el método empleado para el diseño de un intercambiador de calor aire - aire de flujo cruzado que ha de ser utilizado en combinación con un enfriador evaporativo como soporte de climatización de dos equipos de aire acondicionado que actualmente se emplean para la refrigeración de la *cámara de cría* del C.E.P.A. de la Estación Experimental del INTA Sumalao de Catamarca. Fijando los parámetros térmicos de diseño en base a los datos de temperatura medidos en la *cámara de cría* durante un período en el que no funcionaron los equipos de aire acondicionado, se determinó que el área de transferencia necesaria para producir un enfriamiento de 12 °C en la corriente caliente es de 22,3 m², transfiriéndose bajo estas condiciones de operación unos 500 W térmicos con un coeficiente global de transferencia de 5,46 W/m²°C.

El prototipo construido posee un área de transferencia de 22,5 m² distribuidos en un empaquetado compacto compuesto por 24 placas cuadradas de policarbonato alveolar de 10 mm de espesor separadas entre sí por soportes de 10 mm de altura formando canales para flujo cruzado. Este diseño permite limitar las dimensiones de la carcasa obteniéndose un módulo de 0,69 m³ de volumen que ocupa un área de sólo 1,21 m² de la pared sobre la cual será instalado. Su relación de compacidad $\alpha = \text{Área de transferencia de calor} / \text{Volumen ocupado}$ es de 32,6 m²/m³. El uso del policarbonato alveolar para la construcción del intercambiador presenta la ventaja de ser un material que posee gran resistencia mecánica y durabilidad a temperaturas bajas y medias y que los tubos de flujo en una de las corrientes se forman con los propios alvéolos sin necesidad de recurrir al corrugado de chapas ni mecanizaciones que encarecen y demoran las tareas de construcción. Así, el modelo construido tiene bajo mantenimiento y una vida útil extensa mientras no se lo someta a temperaturas superiores

al límite térmico del policarbonato alveolar. Si bien fue diseñado para enfriar una corriente de aire, será utilizado también para calentarla durante el invierno conectando el intercambiador a un equipo de calentamiento de aire solar que será oportunamente instalado.

El monitoreo térmico del intercambiador construido demostró que el diseño logrado satisface los valores esperados de efectividad térmica, coeficiente global de transferencia y temperatura de salida del aire que retorna al local a climatizar. El cálculo de los errores de estimación determinó una gran amplitud de variación en los valores correspondientes a la efectividad y los parámetros *NTU* y *U*, con intervalos de error decrecientes a medida que aumenta la diferencia de temperaturas de entrada. El monitoreo permitió, además, obtener una curva de regresión lineal del coeficiente *U* en función de la diferencia de temperaturas de entrada de ambas corrientes de aire con la cual se desarrolló un modelo computacional para la simulación termo-energética del intercambiador cuyo error promedio de estimación en la temperatura de salida de la corriente caliente no supera el 3 %.

La cantidad de calor transferida por este intercambiador varía entre 400 y 1.300 W cuando la diferencia de temperaturas de entrada varía entre 10 y 35 °C respectivamente. En este rango de operación la efectividad promedio del intercambiador es del 92 % con una desviación estándar de ± 5 %. La operación de este dispositivo en combinación con el enfriador evaporativo permitirá disminuir las horas de funcionamiento de los equipos de aire acondicionado instalados limitando su uso a períodos de clima extremadamente caluroso y disminuyendo, de esta forma, el consumo eléctrico actual empleado en la refrigeración de la *cámara de cría* del CEPA. Igualmente, durante el invierno permitirá disminuir el consumo de energía auxiliar necesario para su calefacción trabajando en combinación con los colectores solares calentadores de aire que se diseñen e instalen a tal fin. Como tarea a futuro, cuando el sistema completo se encuentre funcionando podrá evaluarse el porcentaje de ahorro energético y económico logrado con el uso de este equipamiento.

REFERENCIAS

- García V.; Iriarte A.; Flores, S. y Lesino, G. (2008). Monitoreo Higrotérmico de un Edificio Acondicionado Para Propagación Agámica de Plantas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 12, 2, 29-36.
- Hellevang K. y Pedersen C. (2009). Air-to-Air Heat Exchangers for Healthier Energy-efficient Homes, North Dakota State University (NDSU), <http://www.ag.ndsu.edu/pubs/energy.html/AE1393.pdf>
- Incropera F. y DeWitt D. (1990). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd edition. John Wiley & Sons, New York.
- Lide, D. (1990). *Handbook of Chemistry and Physics*, 71st ed. CRC Press, Boston.
- Página web del Servicio Meteorológico Nacional, 2010. <http://www.smn.gov.ar>
- Saravia Alías D. (2008). PSICRO, carta psicrométrica on line. <http://www.psicro.org/psicrocalc.html>
- Wetter M. "Simulation Model Air-to-Air Plate Heat Exchanger", 1999. Lawrence Berkeley National Laboratory. <http://simulationresearch.lbl.gov/dirpubs/42354.pdf>
- Xetex Inc. "Air-to-air heat exchangers", 2010. http://www.xetexinc.com/energy_recovery/products/flat_plate_exchangers.htm