

Caracterización energética de un sistema mixto de recuperación de energía en instalaciones de climatización.

**M. A. Alvarez-Guerra Plasencia*, J. J. Pérez Landin*,
S. Montelíer Hernández*, M. Molina Leyva*,
F. J. Rey Martínez**, J. F. San José Alonso**,
E. Velasco Gómez**.**

*Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Cienfuegos, Cuba.
email: maguerra@fmec.ucf.edu.cu

**E.T.S. Ingenieros Industriales, Universidad de Valladolid, España.
email: rey@dali.eis.uva.es

(Recibido el 4 de octubre del 2000, aceptado el 11 de marzo del 2001).

Resumen.

Se realiza la caracterización energética de un sistema mixto de recuperación de energía del aire de extracción de locales climatizados compuesto por dos recuperadores dispuestos en serie en el conducto de impulsión, recuperadores del tipo tubos de calor (Heat Pipe) y evaporativo indirecto de placas. Para ello se desarrolla un programa experimental encaminado a evaluar la influencia de factores como la temperatura, humedad relativa y caudal del aire exterior, flujo de agua y % de recirculación del aire de retorno sobre las características fundamentales definidas para el sistema mixto: Flujo de calor recuperado, eficacia térmica y coeficiente de prestaciones.

Palabras claves: Recuperación de energía, tubos de calor, humedad relativa, flujo de aire primario, recirculación de aire de retorno.

1. Introducción.

Se entiende por “*Recuperador de Energía*” a aquel dispositivo que permite la reutilización del calor residual de un sistema y cuyo objetivo final es alcanzar la eficiencia máxima de la instalación. En el caso de las instalaciones de climatización, la recuperación de calor más importante tiene lugar a partir del aprovechamiento energético del aire de extracción de los locales climatizados por lo que dichos sistemas encuentran las condiciones de aplicación más favorables cuando se verifican una o más de las condiciones siguientes:

1 - Los caudales de aire exterior de ventilación y de extracción son sustancialmente más elevados que los adoptados normalmente, esto se observa en instalaciones a todo aire exterior de hospitales, colegios, laboratorios, piscinas, aplicaciones industriales con elevadas cargas internas, etc.

2 - El número de horas de funcionamiento de la instalación de ventilación y de extracción sea elevado (mayor a 40 horas semanales).

3 - La estación de verano esté caracterizada por un elevado número de horas con temperaturas a bulbo seco y bulbo húmedo relativamente elevadas y la estación invernal por un elevado número de grados-días [1].

En general, la introducción de algún tipo de equipo de recuperación en el sistema de climatización reduce significativamente la cantidad de energía necesaria para calentar el aire en climas fríos y templados, mientras en los climas áridos o cálidos y húmedos, las necesidades de enfriamiento del aire de impulsión se reducen significativamente también. Simultáneamente, debido a la caída de presión de los intercambiadores de calor, la demanda de electricidad de los ventiladores se incrementa algo. Para la realización de este estudio se propone un Sistema Mixto de Recuperación de Energía

del aire de extracción de locales climatizados compuesto por dos recuperadores dispuestos en serie en el conducto de impulsión, recuperadores del tipo tubos de calor (heat pipe) y evaporativo indirecto de placas, cuyas principales ventajas se relacionan a continuación:

- Los recuperadores de tubos de calor están adaptados esencialmente a la recuperación de calor sensible y son especialmente indicados para aquellas recuperaciones en las cuales es imperativo que los caudales de aire primario y secundario no deban mezclarse jamás, ni siquiera por accidente o rotura.
- No necesitan energía eléctrica, ni contienen partes móviles que pudieran provocar rones, además poseen muy baja inercia térmica.
- Permiten seleccionar la relación de flujos a voluntad y pueden ir incorporados en un climatizador o conectados directamente a los conductos de aire de extracción y retorno.
- Por su parte, las principales ventajas de los recuperadores Evaporativos Indirectos son su economía y efectividad, permitiendo una gran versatilidad de aplicaciones dentro de los sectores residencial, comercial e industrial. Pueden ser utilizados especialmente en aquellas aplicaciones

donde no se permite la adición de humedad en el aire de renovación, puesto que no hay intercambio directo entre las corrientes de aire.

- Como ventaja adicional puede también señalarse la ausencia de peligros de contaminación biológica (Ej. Legionelosis), la no utilización de refrigerantes potencialmente contaminantes y la mejora en las condiciones acústicas y de vibraciones de las instalaciones [2].

2. Instalación experimental.

La instalación experimental en la que se ha realizado el estudio está conformada por los siguientes sistemas (Figura 1) : Sistema de Impulsión (1), Sistema de Acondicionamiento del Aire Exterior (2), Sistema de Distribución de Aire (3), Recuperador tipo Tubos de Calor (4), Recuperador tipo Evaporativo Indirecto (5), Sistema de Acondicionamiento del Aire del Local Climatizado (6) [Se dispone de un habitáculo de 120 x 120 x 150 cm, equipado con bomba de calor para adecuar sus condiciones térmicas a las consideradas como condiciones de confort de un local climatizado] y sistema de monitorización y adquisición de datos (7).

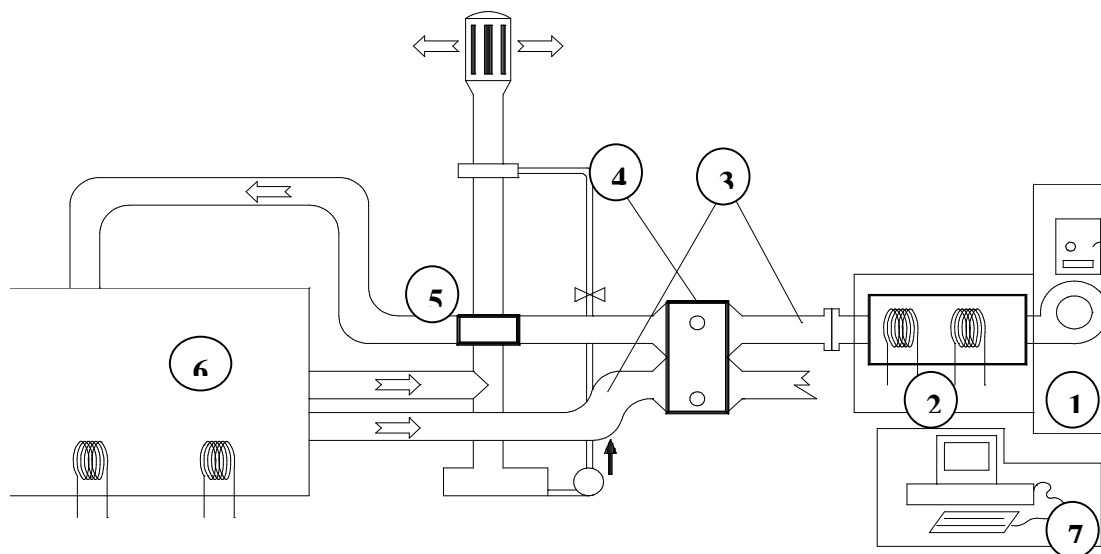


Figura 1. Estación experimental.

Recuperador de tubos de calor (Heat Pipes).

Los tubos de calor (heat pipes) (figura 2) son dispositivos de alta conductancia térmica, utilizados para transportar energía térmica de un punto a otro por medio de la evaporación y posterior condensación del fluido frigorígeno, en el que se mantiene la circulación del mismo por fuerzas capilares. Están constituidos

esencialmente por un tubo metálico sellado en el que se ha hecho el vacío y cargado con un líquido de trabajo de tipo refrigerante, revestido interiormente por un material poroso de modo que el retorno del condensado a la extremidad caliente del tubo se realiza por acción capilar a través de aquel [3].

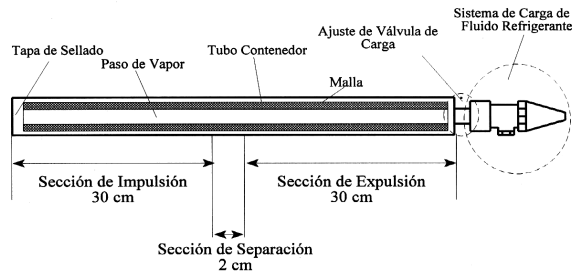


Figura 2. Tubos de calor.

El recuperador utilizado está compuesto por una batería de tubos de calor conformada por 12 tubos aleteados en distribución rectangular, fabricados en acero inoxidable y cargados con amoníaco como sustancia de trabajo, cuyas principales características de diseño se muestran en la tabla 1 y figura 3.

Tabla 1.- Características de diseño de los tubos de calor.

Potencia máxima.	85 W
Longitud de los tubos.	0,62 m
Tipo de relleno.	Malla 350 de tejido liso.
Material de relleno.	Acero inoxidable
Fracción en volumen de la malla.	0,30
Porosidad de la malla.	$5,3 \cdot 10^{-11} \text{ m}^2$
Radio interior del tubo.	$10,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Espesor de pared del tubo.	$2,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
Carga de amoníaco.	3,04 g

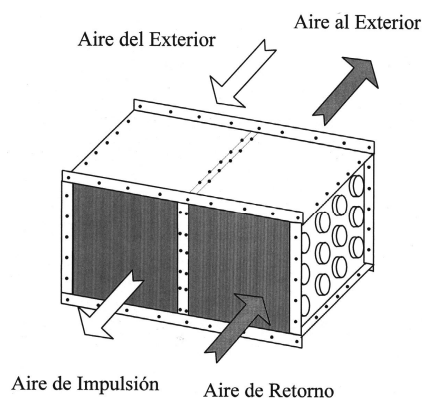


Figura No.3.- Recuperador de tubos de calor.
recuperador evaporativo indirecto.

El recuperador evaporativo indirecto tiene su principio de funcionamiento en el proceso conocido como enfriamiento evaporativo, basado en la fácil conversión del calor sensible en latente (el aire no saturado es enfriado por la exposición al agua más fría en condiciones de aislamiento térmico, parte de la carga de calor sensible del aire se transfiere al agua y se convierte en calor latente por la evaporación de una cantidad de líquido determinada). Si el proceso ocurre en condiciones adiabáticas la temperatura seca del aire disminuye a medida que su calor sensible se transforma en latente, lográndose el enfriamiento de aquel.

En el caso del proceso indirecto, la evaporación del agua se efectúa en una corriente secundaria de aire que intercambia calor sensiblemente, a través de un intercambiador de placas, con la corriente de aire primario (impulsión). De este modo la superficie de transferencia de calor es enfriada por contacto con este aire secundario a la vez que, simultáneamente, por el otro lado del intercambiador la corriente de aire primario experimenta un proceso de enfriamiento sensible (no recibe ninguna humedad) [4]. Las principales dimensiones del enfriador evaporativo indirecto de placas utilizado se resumen en la tabla 2 y la figura 4.

Tabla 2.- Dimensiones del enfriador evaporativo indirecto de placas.

Espesor de las Placas (e)	0,003 m
Longitud de Placas (L)	0,3 m
Espaciado de Placas (e')	0,003 m
Número de Placas	25
Área de las Placas	$2,25 \text{ m}^2$
Geometría	Placas Lisas
Material	Aluminio

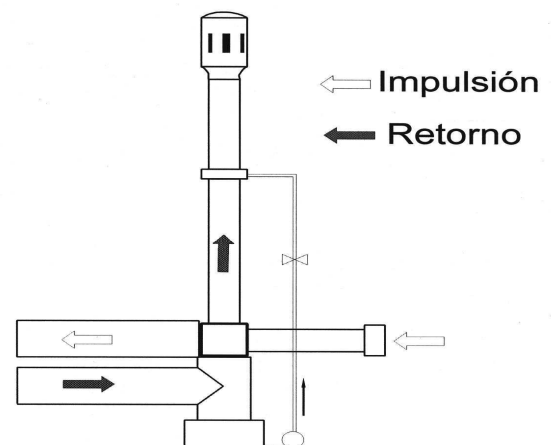


Figura No.4.- Recuperador evaporativo indirecto de placas.

3. Diseño de experimento.

La evaluación del sistema mixto de recuperación de energía propuesto se realiza desarrollando un diseño de experimento factorial completo, lo que permite estudiar

la influencia de los factores contemplados y sus niveles (Tabla 3) sobre los índices que caracterizan el funcionamiento del sistema.

Tabla 3.- Diseño de experimentos. Factores y niveles analizados.

Recirculac. de Aire Secundario [%]	Temp. Aire Primario [°C]	Humedad Relativa Aire Primario [%]	Caudal de Agua [l/h]	Caudal de Aire Primario [m³/h]
R1=Máximo R2 = 75 R3 = 50 R4 = 25 R5=Mínimo	T1 = 25 T2 = 30 T3 = 35 T4 = 40 T5 = 45	HR1=30-40 HR2=40-50 HR3=50-60	A1=100 A2=200 A3=300	G1 = 160 G2 = 130 G3 = 100 G4 = 75 G5 = 50

Los índices propuestos para la evaluación de la instalación objeto de estudio permiten caracterizar cada uno de los procesos que tienen lugar en los mismos desde varios puntos de vista y están basados en referencias bibliográficas y normativas internacionales, los cuales son:

Eficacia Térmica (ε_t) (ecuación 1).

Calor Recuperado (Q).

Coefficiente de Prestaciones (C.O.P.).

Flujo de calor recuperado o potencia energética recuperada.

Se define esta característica como la variación del contenido energético de la corriente de aire exterior a su paso por el sistema mixto de recuperación y se determina por la expresión general siguiente :

$$Q_{\text{recuperado}} = M_{a1} * (i_{11} - i_{12}) \quad (1)$$

Eficacia del sistema de recuperación.

La eficacia del sistema se define en términos generales como la relación entre la cantidad de energía recuperada y la máxima cantidad de energía recuperable (2).

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{recuperado}}}{Q_{\text{máximo recuperable}}} \quad (2)$$

Según la normativa ASHRAE [5] para los recuperadores de calor sensible esta eficacia puede calcularse en términos de temperatura y para ello es preciso decidir que criterio utilizar para la determinación de la cantidad máxima de calor recuperable en función de la mínima temperatura que puede alcanzar el aire de retorno: temperatura seca en el caso del Recuperador de Tubos de Calor y temperatura de bulbo húmedo para el Evaporativo.

Se optó por utilizar como referencia la temperatura de bulbo húmedo y a partir de ello se calculará la eficacia térmica con la expresión siguiente:

$$\varepsilon_t = \frac{M_{a1} * (t_{11} - t_{12})}{M_{a2} * (t_{11} - t_{h21})} \quad (3)$$

Coefficiente de Prestaciones (C.O.P.)

Como es conocido el coeficiente de prestaciones (C.O.P.) es el indicador más utilizado para evaluar el rendimiento de las instalaciones frigoríficas. Haciendo analogía para el caso de la recuperación de energía en climatización puede definirse el C.O.P. de estas instalaciones como la relación entre el calor recuperado (en nuestro caso equivalente al efecto frigorífico de una máquina convencional) y el consumo de energía.

$$C.O.P. = \frac{Q_{\text{recuperado}}}{\text{Consumo Energía}} \quad (4)$$

Para su determinación se sigue el método propuesto por ASHRAE [6] considerando el consumo de energía originado por las pérdidas de carga en la instalación (W_f) y el consumo de la bomba utilizada para la distribución del agua (W_b):

$$C.O.P. = \frac{Q_{\text{recuperado}}}{W_f + W_b} \quad (5)$$

4. Análisis de los resultados.

La característica calor recuperado manifiesta una tendencia lineal con los factores temperatura de aire exterior (T) y caudal de aire exterior (G), comportamiento que se explica por la combinación de los efectos del incremento de la diferencia de temperaturas entre las corrientes de aire que circulan por los intercambiadores y, por tanto, una mayor fuerza impulsora para la transmisión de calor y el del incremento de los coeficientes de película con la velocidad.

Respecto a la aportación de cada uno de los recuperadores en este resultado podemos observar como el aporte fundamental lo realiza el recuperador evaporativo indirecto; resultado que se justifica por la diferencia entre las temperaturas límites en cada recuperador (temperatura de bulbo seco del aire de retorno para el recuperador de tubos de calor y de bulbo húmedo para el evaporativo indirecto) (figura 5a y 5b).

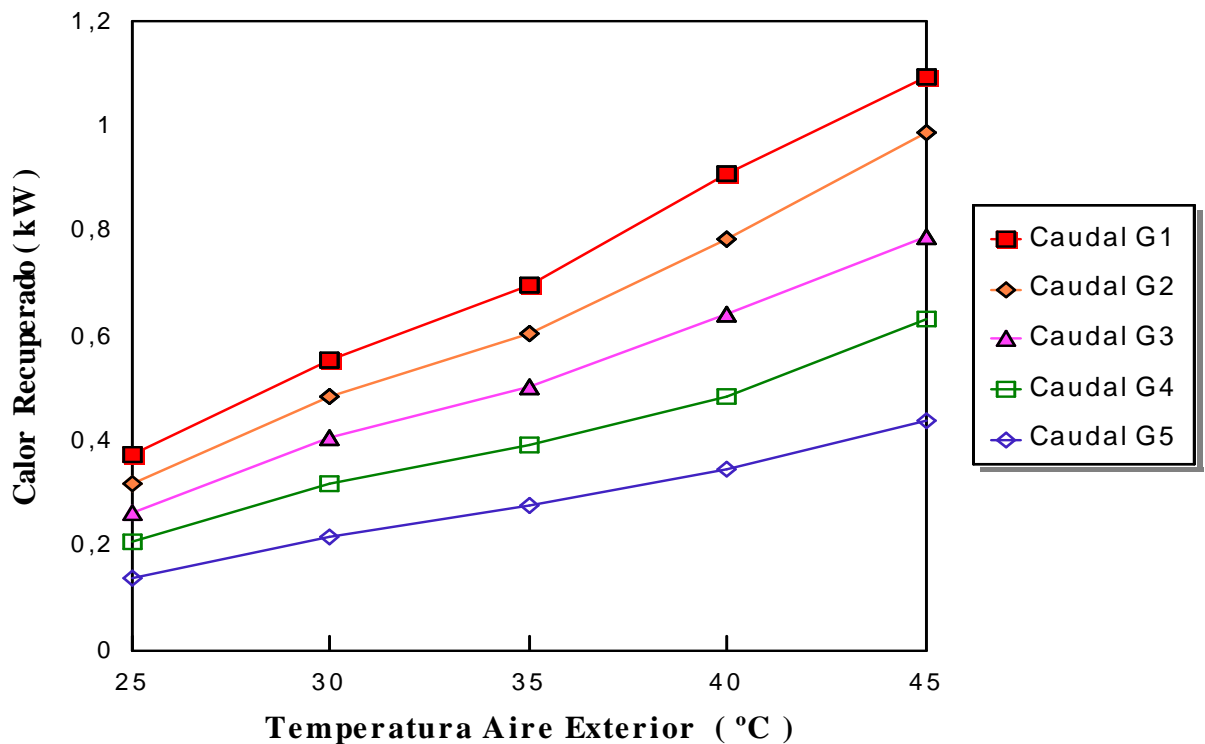


Figura No. 5a Calor recuperado en la instalación.

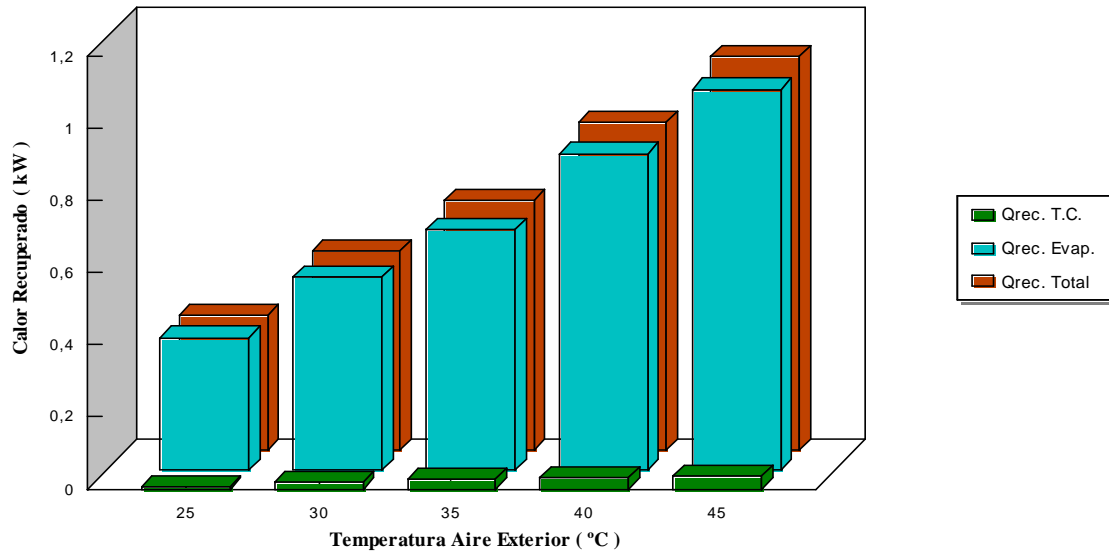
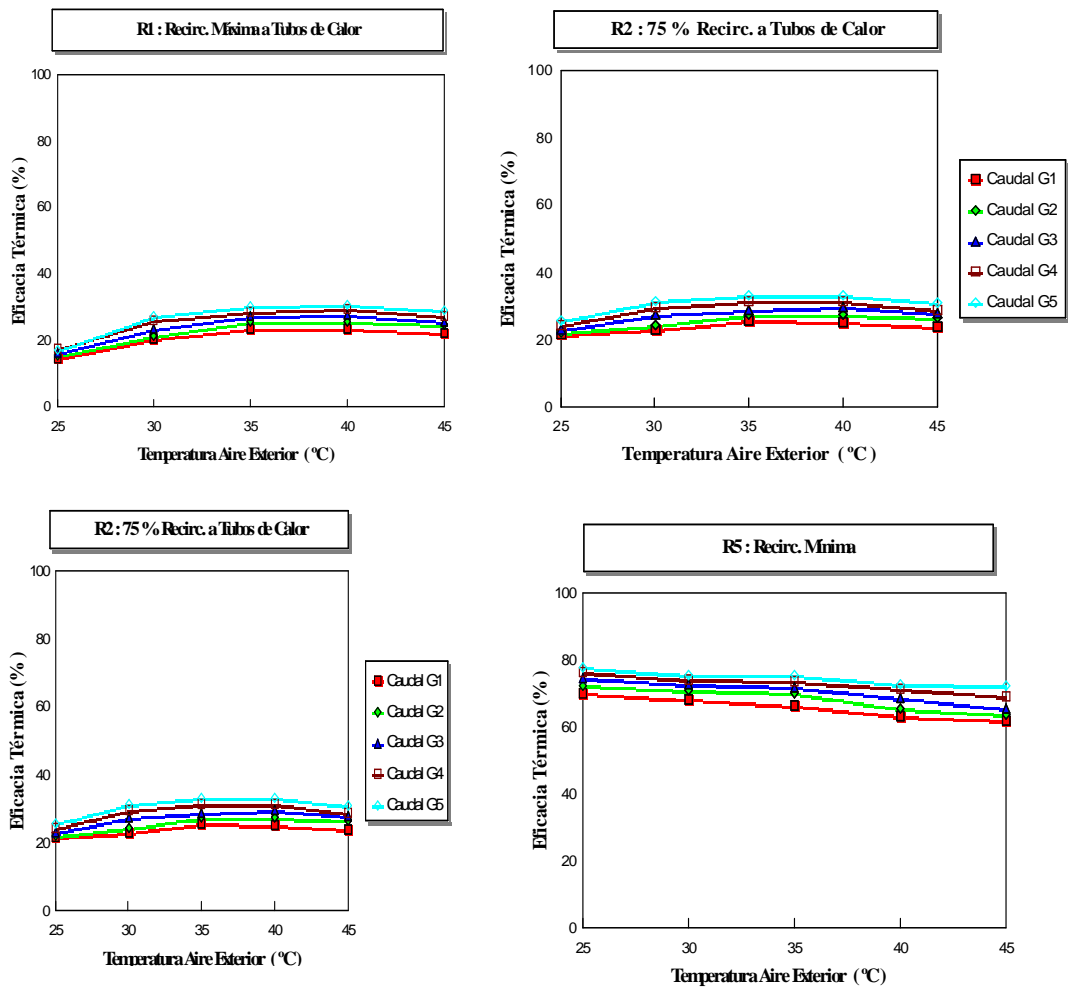


Figura No. 5b Calor recuperado en la instalación.

Figura No. 6.- Evolución de la eficacia térmica.



El análisis de la característica *Eficacia Térmica* con los factores *Temperatura de Aire Exterior* (T) y *Caudal de Aire Exterior* (G) revela un comportamiento diferente en función del factor % de aire recirculado. Así, para los valores R3, R4 y R5 se observa comportamiento lineal mientras para R2 y R1 es logarítmico con una asíntota para el valor mínimo de la temperatura del aire exterior (figura 6).

Estas diferencias pueden explicarse a partir de la propia definición de eficacia térmica de la Instalación utilizada, que refiere la máxima posibilidad de recuperación a la diferencia entre la temperatura seca del aire exterior y la húmeda del aire de retorno, lo que

penaliza aquellas condiciones de operación en que el % de recirculado es mayor hacia el recuperador de tubos de calor. El C.O.P. manifiesta también una dependencia lineal con los factores temperatura (T) y caudal de aire exterior (G). Respecto a la influencia de los factores humedad relativa y caudal de agua sobre los resultados del sistema mixto de recuperación se aprecia que en el caso de la humedad relativa los mejores resultados se obtienen para el nivel mínimo de este factor, resultado coincidente con los del recuperador evaporativo indirecto. Respecto al caudal de agua se comprueba que tanto el calor recuperado como el C.O.P. resultan prácticamente independientes de este factor (figura 7a y 7b).

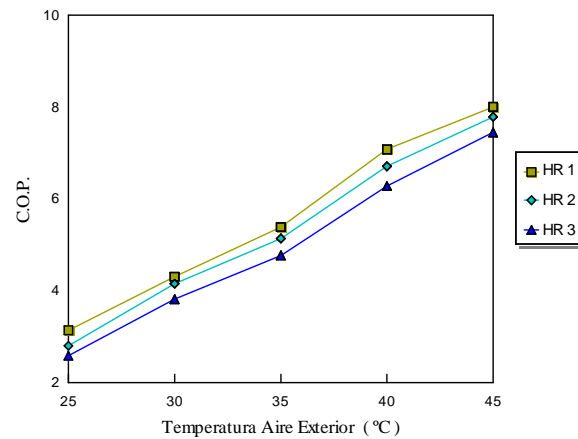


Figura 7a. Comportamiento de la humedad relativa.

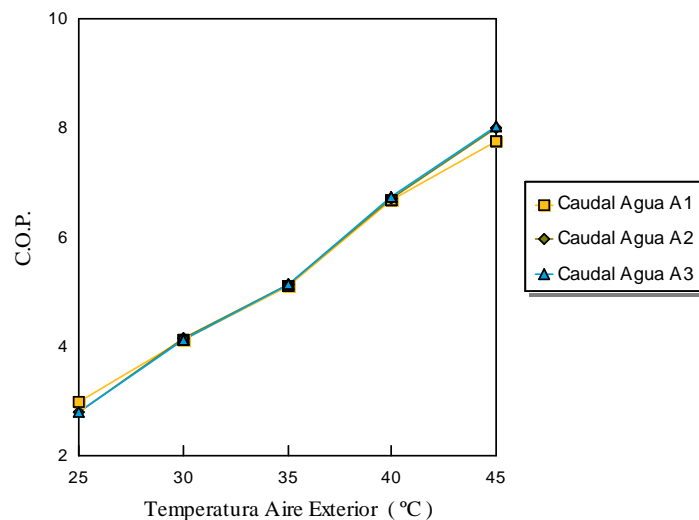


Figura 7b. Comportamiento del caudal de agua.

5. Conclusiones.

- El sistema de recuperación de energía mixto del aire de extracción de locales climatizados, conformado por dos recuperadores del tipo tubos de calor y evaporativo indirecto de placas, permite recuperar parte de la energía de la corriente de retorno y con ello mejorar la eficiencia y el impacto medioambiental de las instalaciones de climatización.
- Comparadas las prestaciones de cada uno de los recuperadores que conforman el sistema mixto se verifica que el aporte fundamental lo realiza el recuperador evaporativo indirecto, resultado que se justifica por la diferencia entre las temperaturas límites en cada recuperador (temperatura de bulbo seco del aire de retorno para el recuperador de tubos de calor y de bulbo húmedo para el evaporativo indirecto). Según lo anterior, el factor porcentaje de aire recirculado hacia cada uno de los recuperadores que conforman el sistema mixto se revela como el de mayor influencia sobre los resultados globales de la instalación, obteniéndose los mejores para los niveles superiores de este factor hacia el recuperador evaporativo indirecto.
- Utilizando como criterio integrador la característica C.O.P. los resultados óptimos para el sistema mixto de recuperación se obtienen para la condición de

máxima temperatura del aire exterior y máxima recirculación del aire de retorno hacia el recuperador evaporativo indirecto, obteniendo valores extremos del 9,83.

6. Bibliografía.

- [1] Pizetti, Carlo.; Acondicionamiento del Aire y Refrigeración, Editorial Belisco, 1991, Madrid.
- [2] Alvarez-Guerra Plasencia, M.; Recuperación de Energía en Sistemas de Climatización mediante un sistema mixto de tubos de calor y evaporativo indirecto, Tesis Doctoral, Universidad de Valladolid, 1998.
- [3] Velasco Gómez, Eloy ; "Estudio Energético y Desarrollo de un Recuperador Tipo Heat Pipe (Tubos de Calor) para Climatización", Tesis Doctoral, Universidad de Valladolid, 1998.
- [4] San José Alonso, J. F.; Estudio Energético de un Refrigerador Evaporativo Indirecto con Recuperación de Energía en Sistemas de Aire Acondicionado, Tesis Doctoral, Universidad de Valladolid, 1994.
- [5] ANSI/ASHRAE Standard 84-78, Method of Testing Air to Air Heat Exchangers, ASHRAE, Inc., Atlanta, 1978.
- [6] ASHRAE, Energy Estimating Methods, en : ASHRAE HANDBOOK Fundamentals, Capítulo 28, Atlanta, 1989.

Nomenclatura.

Símbolo	Dimensión	Unidades
I	Entalpía	Kj / kg
M_a	Flujo másico de aire húmedo	Kg / s
Q	Flujo de calor, Potencia calorífica	W
t	Temperatura, Temperatura bulbo seco	°C
t_h	Temperatura de bulbo húmedo.	°C
W_f	Potencia consumida por ventiladores	W
W_b	Potencia consumida por bomba.	W
ϵ_t	Eficacia térmica	%
C.O.P.	Coficiente de Prestaciones	---

Energetic characterization of an energy mixed recovery system on climatization facilities.

Abstract

The energetic characterisation of a mixed system of energy recovery from exhaust room air, compound by recuperators of two types: heat pipe and indirect evaporative with plates type, have been developed. For this purpose an experimental program has been created to evaluate the influence of different parameters such as: Temperature, Relative Humidity, Primary Air Flow, Water Flow and the Secondary Air Recirculation Ratio on it's thermal performance.

Key words: Energy recovery, heat pipes, relative humidity, primary air flow, secondary air recirculation.