

ALTERNATIVA DE REFRESCAMIENTO EVAPORATIVO INDIRECTO

A. F. Buigues Nollens #+ y E. O. Rojas ^+

Area de Energías Alternativas - Instituto de Mecánica Aplicada - Facultad de Ingeniería - U. N. de San Juan
Av. Lib. Gral San Martín 1109 - Oeste -(5400) - San Juan - Fax : 064-210277 e-mail : abuigues@ima.unsj.edu.ar.

RESUMEN

En este trabajo, luego de haberse estudiado las características del enfriamiento evaporativo, se desarrolla teórica y experimentalmente una alternativa a la poza de techo, presentando un sistema con refrescamiento de tipo indirecto pero híbrido, denominado "cielorraso refrescante", practicable en el acondicionamiento térmico de verano no solo en viviendas de planta baja, sino también en departamentos económicos en altura de San Juan. Esta propuesta, busca brindar soluciones, a las limitaciones de aplicación que el sistema de poza genera, en una zona de alto riesgo sísmico como la de esta región y que por su aplicación, entre otras, condiciona para otros usos la utilización de los techos de las viviendas.

INTRODUCCIÓN

El funcionamiento del sistema, depende de la temperatura de bulbo húmedo, ya que esta es la mínima temperatura que se puede obtener de la masa de agua, debido al proceso evaporativo, por lo que se infiere, que la eficiencia evaporativa será adecuada en función de una adecuada distribución y cantidad de flujo de aire. Con este motivo y debido a que no se cuenta con un buen régimen de vientos locales, es que se hace efectiva la evaporación mediante convección forzada. Además esta propuesta, se complementa con la obtención de una transferencia también eficiente del calor de la habitación al sistema, con el mismo forzador antes mencionado. Resultando un sistema de reducidas dimensiones y de bajo costo, que permite a través del filtrado del aire exterior, eliminar el polvillo ambiental, muy común en nuestra región. Las diferencias más destacables entre la poza de techo y el cielorraso refrescante interior son mostradas en el cuadro 1:

Transferencia de calor	Poza de techo exterior	Cielorraso refrescante
Entre el sistema y el aire ambiente	Importante pérdida del nivel de agua por evaporación desde toda el área de techo.	Mínima pérdida del volumen de agua por evaporación desde el módulo intercambiador de calor.
	Necesidad de generar una masa con gran espesor, para amortiguar las variaciones térmicas.	Sin necesidad de contar con un importante volumen de agua, acumulador de "frío".
	Necesita vientos permanentes. En San Juan, un buen número de horas del día no corre o lo hace a bajas velocidades.	Su funcionamiento híbrido, permitirá brindar confort continuamente o cuando el viento esta ausente (en horas pico).
	Al no poder regular el caudal de aire, no se regula la cantidad de agua a evaporar	Al poder controlar el caudal de aire, se regula la necesidad de agua en el módulo intercambiador.
Entre el sistema y el interior	Convección natural	Convección forzada y natural
	Menor eficiencia en la transferencia de calor, dado la alta resistencia térmica por los espesores de los materiales del techo expuestos al aire interior.	Mayor eficiencia en la transferencia de calor, debido a la menor resistencia térmica de la chapa metálica expuesta al aire interior.
Aspectos arquitectónicos	Incremento de secciones estructurales por el alto riesgo sísmico de San Juan, generando aumento en los costos de construcción.	Bajo riesgo estructural y menores costos constructivos.
	Sin posibilidad decorativa	Con posibilidades decorativas
	Accesibilidad externa	Accesibilidad interna
	Alto mantenimiento por riesgo hidrófugo y por el depósito de polvo de vientos fuertes.	Bajos costos por mínimo mantenimiento al estar en el interior.
	Su aplicación condiciona el crecimiento edilicio en altura, limitando el sistema a una sola planta.	Modulable, transportable y desarmable. Aplicable a todo tipo de edificio tanto de planta baja como de altura.

Cuadro 1 - Diferencias entre la poza de techo y el cielorraso refrescante

Investigador asistente del CONICET - ^ Ex becario de perfeccionamiento de UNSJ - F.I - IMA

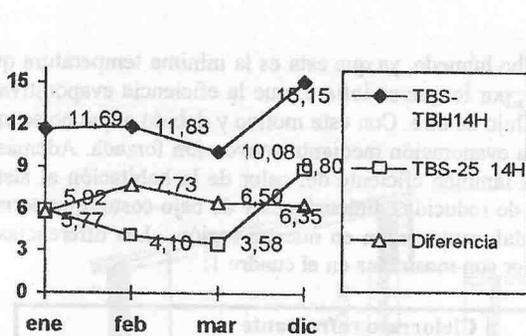
+Docente de la cátedra Energías Alternativas del Depto. de Electromecánica de la Fac. de Ingeniería - UNSJ

DETERMINACIÓN TEÓRICO-EXPERIMENTAL DEL POTENCIAL SISTEMA.

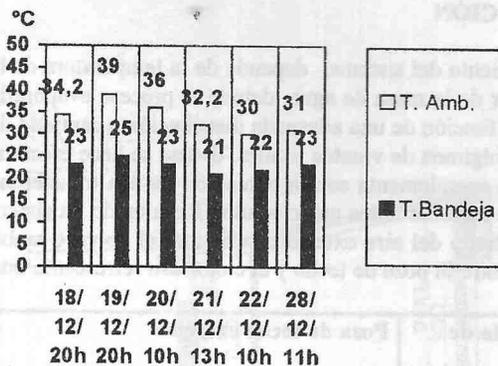
Comprobaciones experimentales sobre flujo de aire, en cálculos de transmisión de calor, cuando fluye paralelamente a superficies planas lisas, han demostrado que el coeficiente de convección forzada para flujo turbulento puede ser expresado por la ec. 1 que ha sido establecida por medio del análisis dimensional, (Nusselt).

$$h_c = 0.055 \frac{k}{L} \left(\frac{LV\rho}{\mu} \right)^{0.75} \quad (1)$$

En la gráfica 1, independiente del sistema con el que se ensaya, se muestra un indicador del potencial climático diario natural con que se cuenta, a través de la diferencia entre la Temp. Bulbo Húmedo y la Temp. Bulbo Seco y se compara con los grados en que se excede la Temp. de bulbo seco, de la temp. de confort en una hora pico. Es importante destacar, que este potencial climático es adecuado a lo largo de todo el día, superando en un promedio 6.62 °C a las necesidades de refrescamiento, como lo muestra la curva diferencia.



Gráfica 1 - Potencial climático estival



Gráfica 2 - Campaña de mediciones en box de ensayos del 18 al 28/12/95

ENSAYO EXPERIMENTAL: CAMPAÑA DE MEDICIONES DEL 18 AL 28/12/95

En nuestro box de ensayos experimentales, se dispuso una bandeja de chapa negra N° 18 (1,25 mm.) de 1x 0.95 m., cuyo peso es de 10.20 Kg/m² a 1.80 m de altura, dentro de la cual se depositó 2 cm. de agua, cuyo peso es de 20 kg./m², sobre la que se hizo circular aire, con un ventilador centrífugo, a 0cm. y 25 cm. de distancia de la bandeja, trabajando con una velocidad máxima 453 m/min. (27km./h) y 348 m/min. respectivamente y con una velocidad media. 265 m/min. (16 km./h) y 200 m/min. respectivamente.

Durante las mediciones realizadas se comprobó que el sistema enfriante, alcanza la temperatura de bulbo húmedo y posee una diferencia promedio con respecto a la temperatura ambiente, del orden de los 10.83 °C. Este rendimiento, ha sido obtenido del fondo de la bandeja, con agua en distintos días y horarios. A la vez se muestra en la gráfica 2, que esta diferencia crece con el aumento de la temperatura ambiente.

En función de los datos experimentales obtenidos, ha sido posible diseñar el sistema que se muestra en la fig. 1

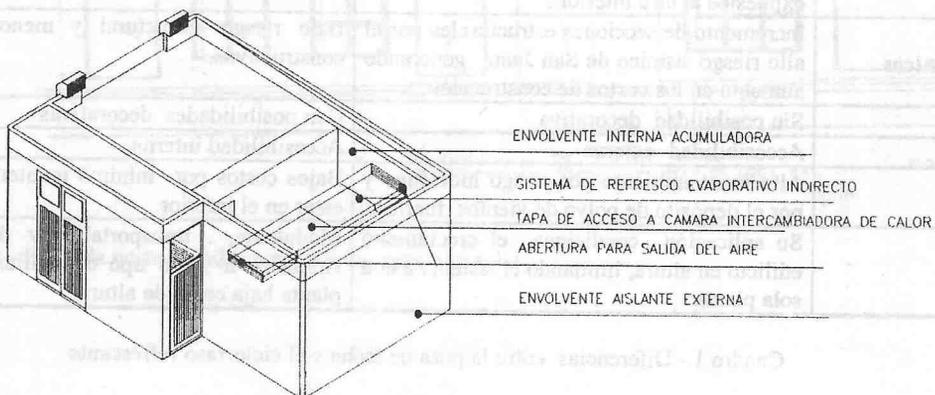


Figura 1 - Sistema de refrescamiento propuesto

CÁLCULO TÉRMICO :

ESTUDIO PSICROMÉTRICO

A) Determinación de la cantidad de calor a evacuar por m^2/h .

Carga térmica diaria por m^2 . Q_s - Ref. Bibl. 8

20 w-h/ m^2 en 10hs \Rightarrow 17.2 kcal/ m^2 .

Si consideramos que nuestra habitación de ensayo es de $9m^2$ la carga térmica total será de 154.8 kcal en 10 hs.

B) Condiciones ambientales. Considerando el día 28/12/95 a las 12 hs. de temperatura ambiente $30.8^\circ C$ TBH $22^\circ C$ y con humidificación del aire al 100 %, obtendremos una temp. de bulbo seco de $22^\circ C$ (Igual a la temperatura del intercambiador).

C) Determinación del volumen de aire a intercambiar para producir el efecto de evaporación (100% de rendimiento de evaporación)

Para el caudal másico

Calor sensible

$$Q_s = 0,24W(T_1 - T_w) \Rightarrow W = Q_s / 0,24(T_1 - T_w) \quad (2)$$

W = Caudal másico.

T_1 = Temperatura de bulbo seco de entrada.

T_w = Temperatura de bulbo húmedo

$W = 8.14$ kg./h.

Para el caudal volumétrico

$$Q_s = 0.29.W.(T_{bs} - T_{bh}) \therefore W = Q_s / 0.29.(T_{bs} - T_{bh}) \quad (3)$$

$$W = 154.8 / 0.29.(8.8) = 60.66m^3 / h$$

$$W = AV \therefore A = W / V = \frac{60,66m^3 / h}{27180m / h} = 2,23 \cdot 10^{-3} = 0.00223m^2 = 22.3cm^2 \quad (4)$$

$$V = 453m / min = 27180m / h$$

Se necesita un area de 5cm de diametro

Para un ventilador centrífugo como el utilizado en este ensayo, con una velocidad de aire de salida de 453 m/min. y una sección de salida, de 7cm de diámetro, tenemos un caudal:

$$W = 453 \text{ m/min. } 0,0038 \text{ m}^2 = 1,72 \text{ m}^3/\text{min} = 103,28 \text{ m}^3/\text{h}$$

Vemos que el ventilador cubre las necesidades de caudal para el sistema.

Determinación de la cantidad de agua necesaria (Según el diagrama psicrométrico)

Humedad Absoluta Inicial = 14.7

Humedad Absoluta Final = 18.3

Agua necesaria. = $W.(Hum. Abs. Inicial - Hum. Abs. Final) = 8,14$ kg./h. (3.6)g/kg aire seco = 29,3 g/h \Rightarrow 0.029Kg./h y para 10 horas de funcionamiento 0,293 kg \approx 1/4 lt.

ESTUDIO DE INTERCAMBIO TÉRMICO

Debido a que el metal (latón) es altamente conductor, el coeficiente de conducción se puede considera igual 1, la ecuación general de la transmitancia térmica nos queda como sigue :

$$K = 1/U = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv}}} = h_{conv} \Rightarrow K = \frac{1}{h_{conv}} \therefore U = h_{conv} \quad (5)$$

U = coeficiente total de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia por convección para flujos turbulentos sobre superficies planas y paralelas era :

$$h_{conv} = 0.055 \frac{k}{L} \left(\frac{LV\rho}{\mu} \right)^{0.75} = 23,17 \text{ kcal/hm}^2\text{ }^\circ C$$

$$h_{conv} = 23.17 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ }^\circ C$$

k = conductividad térmica (0.0158 BTU/h pie $^\circ F$ = 0.023 Kcal/m $^\circ C$ h)

L = longitud (2 pie=0,61 m)

μ = viscosidad absoluta ($0.046 \text{ lb/pie} \cdot \text{h} = 19\text{E}-7 \text{ kg seg/m}^2$)

V = velocidad del aire a la salida del inyector de aire ($89150 \text{ pie/h} = 27173 \text{ m/h}$)

ρ = densidad del aire ($0.0708 \text{ lb/pie}^3 = 0.16 \text{ Kg/m}^3$)

Para un sistema en régimen de transferencia de calor, en las horas mas desfavorables, se adopta un ΔT de 3°C , como diferencia mínima entre la temperatura de la chapa de enfriamiento y la temperatura del box de ensayo (habitación), el área necesaria de enfriamiento resulta de:

$$Q_s = U \cdot A \cdot \Delta T \quad \Rightarrow \quad A = Q_s / U \cdot \Delta T \quad (6)$$

$$A = 154.8 / 23.17 \cdot 3 = 2.2 \text{ m}^2 \quad (\text{valor adoptado})$$

Resultando una área equivalente de menos de $\frac{1}{4}$ de la superficie de una habitación como la de estudio

Según la Norma IRAM, (Características térmicas de los materiales) para flujo turbulento, la resistencia térmica superficial $1/20 = 0.05 \text{ m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C/Kcal}$ $\therefore h_{\text{conv}} = 1/0.05 = 20 \text{ Kcal / m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$

$$A = 154.8 / 20 \cdot 3 = 2.58 \text{ m}^2$$

Ahora bien, en regiones con adecuada frecuencia y velocidad del viento es posible utilizar esta propuesta para producir la evaporación, pero extendiendo el sistema a todo el cielorraso del box de ensayo o habitación, buscando una superficie de transferencia de calor decorativa y refrescante del ambiente interior, mientras que el intercambio de calor en la habitación se realiza mediante convección natural. Según normas IRAM, el h por convección natural resulta de $8.33 \text{ Kcal / m}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{C}$ y la superficie de refrescamiento alcanza entre un 66% a un 100% del área a acondicionar.

CONCLUSIONES

- Por lo general se analiza temperaturas de bulbo seco y húmedo, humedad relativa, como también la cantidad de calor a evacuar para una habitación o edificio y el caudal necesario de aire, pero lo que no se profundiza es en la necesidad de una adecuada distribución del aire dentro del ambiente tan necesario como la misma provisión del refrescamiento evaporativo del aire.

De acuerdo a nuestras evaluaciones, es posible sintetizar que las posibilidades de uso del sistema de enfriamiento evaporativo en forma totalmente pasiva, tipo poza de techo, esta condicionado a las características del viento. Según estadísticas agrometeorológicas de INTA, en la ciudad de San Juan durante todo el período estival, solo es posible contar con un bajo porcentaje de días útiles, durante el cual el viento corre con las características adecuadas. Por lo tanto para ser eficiente el sistema, consideramos necesario un forzador mecánico.

- Es importante destacar que existe un buen indicador del potencial climático a lo largo de todo el día, que supera en un promedio 6.62°C a las necesidades de refrescamiento (Diferencia entre la TBS y la T. de confort).

- Durante las mediciones realizadas se comprobó que el sistema enfriante alcanza la temperatura de bulbo húmedo y posee una diferencia promedio con respecto a la temperatura ambiente, del orden de los 10.83°C . Con el viento típico zonda, que presenta características higrotérmicas de hasta 45°C de temperatura y del orden del 0% de humedad relativa, el potencial del refrescamiento evaporativo se incrementa. Indicando que en la medida que aumentan las condiciones climáticas desfavorables, el sistema evaporativo indirecto, mejora aún mas su rendimiento.

- El sistema propuesto del tipo evaporativo indirecto con convección forzada, el que ha sido diseñado y calculado para ocupar en el orden de $\frac{1}{4}$ de la superficie de una habitación de bajo costo, hace uso de la masa que forma parte del tradicional modo constructivo de la región, conservándola como envolvente interna acumuladora.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

- 1- Clark, E : "A radiative cooling bibliography. Passive and Hibrid Cooling Notebook, International Passive and Hibrid Cooling Conference, Miami, 1981", Ed. R. Haisley, Florida Solar Energy Association, Sección .
- 2- Isachenko V. y otros: "Transmisión de calor"- Boixareu - Editores Marcombo -Barcelona, España 1973.
- 3- Givoni B. ;, Vol. I N°3, Publicación Oficial de Passive Systems Division de ASES, 1982.
- 4- Givoni, B. : "Cooling Building by Passive Systems", Actas de la International Passive/Hibrid Cooling Conference, Miami, Florida. Editorial A. Bowen, E. Clark, K. Labs.
- 5- Givoni, B. : "Man, Climate an Architecture", 2a. Edición, Ed. Van Nostram Rehinold Company, N.Y, 1976.
- 6- Givoni, B. : "Passive Cooling by Natural Energies. Energy and Buildings" Vol.2, 1981
- 7- Givoni, B. : "Acondicionamiento Térmico de Edificios en Verano mediante Energías Naturales" - Curso dictado en el IADIZA- Mendoza, 1984.
- 8- Lesino G. y otros : "Prototipo de viviendas para ensayos de refrescamiento evaporativo". 9a. Actas de ASADES - San Juan, 1984.