

## Enfriamiento pasivo por techos fríos en habitaciones

**Ramón Tovar y J. Antonio Castillo**

Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México.  
Priv. Xochicalco s/n, Col. Centro, Temixco, Mor., C.P. 62580. Tel/fax (55) 5622-9712 & 41, [rto@cie.unam.mx](mailto:rto@cie.unam.mx)

**J. Antonio Castillo**

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación, Escuela Superior de Ingeniería y Arquitectura, Unidad Profesional Tecamachalco, Instituto Politécnico Nacional.  
Av. Fuente de los Leones #28, Col. Tecamachalco, Mpo. Naucalpan, Edo. Mex. Tel. 57296000 ext. 68020-68022, [jocastillot9800@ipn.mx](mailto:jocastillot9800@ipn.mx)

### RESUMEN

Se presenta un modelo teórico simplificado que describe la evolución de la temperatura al interior de una habitación cuando es enfriada por medio de un techo frío, en presencia de una fuente de calefacción localizada en el piso. Utilizando argumentos de semejanza dinámica, el modelo teórico se valida mediante experimentos hechos en un modelo a escala de una habitación. El modelo de laboratorio utiliza un intercambiador de calor metálico para simular el techo frío y un calefactor eléctrico para producir la fuente de calefacción. Inmediato a la activación simultáneamente del calefactor y el techo frío, se tiene la mayor transferencia de calor entre el fluido y el techo. A medida que transcurre el tiempo el gradiente de temperatura disminuye, por tanto el enfriamiento de la habitación es más lento y su temperatura tiende asintóticamente a la de equilibrio. Esta se logra cuando el cociente entre la potencia térmica del sumidero y la de la fuente de calor tiende al valor  $R=-1$ . El modelo teórico puede predecir cuándo un techo frío, al actuar como sumidero de calor dependiente del tiempo, será capaz de lograr una temperatura de confort al interior de una habitación con una fuente interna de calor.

Palabras clave: Techo frío, pluma térmica, enfriamiento pasivo.

### ABSTRACT

This paper presents a simplified theoretical model that describes the evolution of temperature in a room that is cooled by a chilled ceiling, in the presence of a heat source on the floor. Using arguments of dynamic similarity, the theoretical model is validated by experiments run in a scale model of a room. The laboratory model uses a metallic heat exchanger to simulate the chilled ceiling and an electric heater as a heat source. When simultaneously activating the heater and the chilled ceiling, initially, the greatest heat transfer from the fluid towards the ceiling occurs. As time goes by, the temperature gradient between the fluid and the ceiling decreases, for which the room's cooling is slower and the temperature tends asymptotically towards equilibrium. This is achieved when the ratio between the thermal power of the sink and that of the heat source tends

towards the value  $R=-1$ . The theoretical model can predict when a chilled ceiling, acting as transient heat sink, will achieve a comfort temperature in a room with an internal heat source.

Key words: Chilled ceiling, thermal plume, passive cooling.

### INTRODUCCIÓN

En la actualidad el enfriamiento de espacios es en algunos casos solo una comodidad y en otros una necesidad de habitabilidad. En cualquiera de los casos esta práctica es altamente consumidora de energía y productora de gases invernadero. A pesar de los esfuerzos que están haciendo los países (Butler 2008), aún no se vislumbran en la práctica estrategias integrales de acondicionamiento completamente pasivas, que eliminen las emisiones asociadas.

Comercialmente se han implementado algunos paneles que hacen la función de techo frío, aún sin conocer detallada y cuantitativamente la dinámica y los posibles regímenes de los flujos generados, en función de las condiciones ambientales del lugar y de la geometría del espacio. A la fecha se tienen algunas investigaciones sobre techos fríos en espacios a escala natural. Hodder *et al.* (1998) estudiaron el efecto de la distribución asimétrica de las temperaturas en el confort de los ocupantes. Imanari *et al.* (1999) evaluaron positivamente los techos fríos al compararlos con el uso de aire acondicionado convencional, en términos del confort térmico y del consumo de energía. Jeong y Mumma (2007) desarrollaron un modelo empírico basado en una regresión numérica que estima la capacidad de enfriamiento de un panel metálico suspendido del techo.

En este trabajo se desarrolla un modelo teórico, que se valida con experimentos, con la finalidad de implementar a los techos fríos como alternativa de enfriamiento de bajo consumo de energía. La idea de esta aplicación es circular fluido a través del techo y utilizar depósitos de agua fría o la capa superior de la tierra como sumideros de calor para descargar el exceso de energía del techo.

El objetivo de la configuración que aquí se propone, es esencialmente producir y acoplar dos fenómenos de convección natural fundamentales. El primero es la pluma térmica turbulenta ascendente, generada por una fuente de calor lineal localizada en la parte inferior de una habitación. El otro fenómeno es la convección turbulenta de Rayleigh-Bénard (Koschmieder, 1993) producida desde el techo frío, la cual no solo contrarresta el flujo de calor transportado por la pluma, sino también enfría el espacio.

## TEORÍA.

La investigación teórica y experimental sobre plumas turbulentas y convección de Rayleigh-Bénard, se remonta a mediados del siglo pasado. Morton, Taylor y Turner (1956) encontraron una solución analítica para plumas turbulentas al resolver el problema de cerradura de las ecuaciones de transporte mediante la simplificación denominada suposición de acreción; esta suposición asume que la pluma turbulenta introduce a ella misma fluido del ambiente cercano, a una razón que es proporcional a la velocidad local asociada a una altura determinada. Los efectos de tal acreción son una disminución de la aceleración del fluido de la pluma, así como una disminución de su temperatura con la altura.

Más tarde Baines y Turner (1969), usaron la teoría de plumas turbulentas, para describir la manera en que evoluciona la estratificación térmica en una cavidad cerrada, generada por una fuente puntual. La solución resultante es conocida como modelo de llenado de caja o *filling box model*.

El proceso de llenado de caja, es el resultado del acoplamiento de la pluma térmica con el flujo interno. Inicialmente, cuando se activa la fuente de calor, se forma el frente de la pluma o *starting plume*, seguido por la formación del tallo de la pluma (Moses *et al.*, 1993). El proceso de llenado de caja inicia cuando el frente de la pluma turbulenta alcanza el techo. En ese momento, el flujo de fluido caliente proveniente de la pluma comienza a formar una capa de menor densidad que se extiende por debajo del techo. Esta capa continúa alimentándose de la pluma y engrosando hacia abajo; el descenso del frente de la capa térmica estratificada esta dada por (Thomas *et al.* 2008):

$$z_f^* = \left( \frac{2CB^{\frac{1}{3}} \cdot t}{3S_f} + H^{\frac{-2}{3}} \right)^{\frac{-3}{2}}, \quad (1)$$

El flujo de flotación  $B$  (Wells *et al.*, 1999) y la constante  $C$  (Morton *et al.*, 1956) se definen como:

$$B = g \left( \frac{\alpha_T \cdot q_h}{\rho \cdot C_p} \right) \quad \text{y} \quad C = \frac{6}{5} \alpha \left( \frac{9\alpha\pi^2}{10} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (2, 3)$$

respectivamente;  $t$  es el tiempo transcurrido,  $S_f$  es el área de la sección transversal de la cavidad,  $H$  es la altura de la cavidad,  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $\alpha_T$  es la difusividad térmica,  $\alpha$  es el coeficiente de acreción ( $\alpha = 0.17$ ),  $q_h$  es la potencia de la fuente de calor,  $\rho$  es la densidad del fluido y  $C_p$  es el calor específico.

Una vez que la capa caliente alcanza el piso se llega a un estado cuasi-estacionario, con una estratificación térmica denominada estratificación de llenado de caja *filling box stratification* (Tovar *et al.* 2007). En esta etapa, el perfil de temperaturas establecido aumenta linealmente con el tiempo (Baines & Turner 1969). En el largo plazo, la temperatura promedio del fluido  $T$ , sin considerar las pérdidas al exterior a través de la envolvente, cambia con el tiempo de acuerdo con el balance

$$\rho VC_p \frac{dT}{dt} = q_h, \quad (4)$$

cuya solución es

$$T = \frac{q_h}{\rho VC_p} t + T_i, \quad (5)$$

donde  $V$  es el volumen de la cavidad y  $T_i$  es la temperatura inicial.

Al calentar una habitación mediante una fuente de calor, se tiene al mismo tiempo pérdidas de calor por convección-conducción a través de las paredes. La magnitud de las pérdidas se puede estimar por medio del coeficiente  $U_L$ , el cual se obtiene experimentalmente. Agregando un término de pérdidas de calor a la ecuación (5) resulta:

$$\rho VC_p \frac{dT}{dt} = q_h - U_L A (T - T_\infty), \quad (6)$$

donde  $A$  es el área de la envolvente del espacio.

Por otro lado, al tener un techo frío se produce la convección descendente de Rayleigh-Bénard. El coeficiente de transferencia de calor  $h = q_c / A \Delta T$  producido por este mecanismo esta dado de manera adimensional como (Koshmieder 1993)

$$Nu = \lambda Ra^{\frac{1}{3}}, \quad (7)$$

donde  $q_c$  es la transferencia de calor entre el techo y el fluido,  $\Delta T$  es la diferencia de temperatura entre el fluido y el techo ( $\Delta T = T - T_{cei}$ ),  $Nu$  es el número de Nusselt ( $Nu = hH/K$ ),  $\lambda$  es una constante que se obtiene experimentalmente (que también involucra el intercambio térmico a través de la envolvente) y  $Ra$  es el número de Rayleigh

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu\alpha_T}, \quad (8)$$

$k$  es la conductividad térmica del fluido,  $\beta$  el coeficiente de expansión térmica y  $\nu$  la viscosidad cinemática.

La convección de Rayleigh-Bénard produce una estratificación térmica interna débil, por lo que el cambio de la temperatura de la habitación enfriada, se puede estimar mediante el balance global

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = q_c = h A \Delta T \quad (9)$$

Desarrollando la ecuación (9) se obtiene el mismo resultado de Gladstone y Woods (2001)

$$\frac{dT}{dt} = -\lambda \left( \frac{\alpha^2 g \beta}{\nu} \right)^{1/3} \frac{1}{H_V} (T - T_{cei})^{4/3} \quad (10)$$

De acuerdo con Wells *et. al.* (2001), cuando se tienen simultáneamente un suministro puntual de calor en la parte inferior de la cavidad y un techo frío, el parámetro que determina el patrón de flujo dominante es la razón que hay entre el flujo de calor a través del techo y la potencia térmica de la fuente puntual,  $R = q_c / q_h$ . Por ejemplo, para una habitación con  $R < -1$  su temperatura descende, mientras que con  $R = -1$  se mantiene en equilibrio y para  $-1 < R < 0$  la temperatura aumenta.

Para el caso de un techo frío dominante ( $R < -1$ ), mientras la fuente tiende a producir el llenado de caja, el techo genera un frente frío descendente que impide la formación de la capa caliente superior, produciéndose un complejo proceso de intercambio de fluidos tipo *overturning* o volcadura, característico de la convección turbulenta Rayleigh-Bénard. Bajo esta condición, se puede considerar que el fluido está bien mezclado por lo que la razón de cambio de la temperatura se puede calcular a partir de la suma de ambos efectos (Ecs. 4 y 9) como

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = q_h + q_c \quad (11)$$

En el balance (11) no se ha incluido el intercambio radiativo interno por considerarlo de poca magnitud. Las soluciones numéricas de las ecuaciones (6), (10) y (11) se presentan en la sección de resultados junto con las mediciones experimentales.

## METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

Para validar la teoría propuesta se realizaron experimentos en un modelo a escala de una habitación. Inicialmente, para calibrar el modelo, se realizaron experimentos con la fuente de calor y con el techo frío por separado y al final con ambas condiciones.

El modelo a escala consiste de un tanque rectangular de acrílico transparente lleno de agua. Las medidas del tanque son 0.60 m de largo por 0.20 m de ancho por 0.25

m de alto, Figura 1. En el piso del tanque se coloca un calentador eléctrico cilíndrico de 10 cm de largo por 1.4 cm de diámetro, con una potencia de 41 watts. Ya que el diámetro del calentador es despreciable comparado con las dimensiones del tanque, la pluma térmica producida se puede aproximar mediante las ecuaciones simplificadas de fuentes puntuales de Morton *et. al.* (1956).

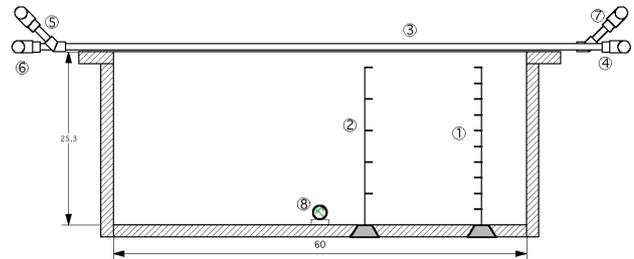


Figura 1. Esquema del modelo experimental. 1 y 2 columnas de termopares; 3 intercambiador de calor; 4 5 6 7 entradas y salidas del intercambiador; 8 calentador eléctrico.

La tapa del tanque es un intercambiador de calor metálico, compuesto de una placa de cobre de 5 mm de espesor soldada a un arreglo de 11 tubos de cobre de 1 cm de diámetro. A través de los tubos se inyecta agua fría desde un baño térmico NESLAB de temperatura controlada. Para obtener una distribución de temperaturas homogénea en el intercambiador de calor, el agua de enfriamiento se inyecta en una dirección en 6 de los de tubos y en la dirección opuesta en los 5 tubos restantes.

Las temperaturas en diferentes puntos del tanque se midieron cada tres segundos mediante una red de 40 termopares, conectados a un adquisidor Agilent 34970A, Figura 2. La brecha de error de las mediciones de temperatura se estima de  $\pm 0.1$  °C. La visualización de los patrones de flujo se hizo con el sistema schlieren del CIE-UNAM; en la página [www.cie.unam.mx/~rto/visual](http://www.cie.unam.mx/~rto/visual) se dispone de la animación digitalizada de algunos experimentos.

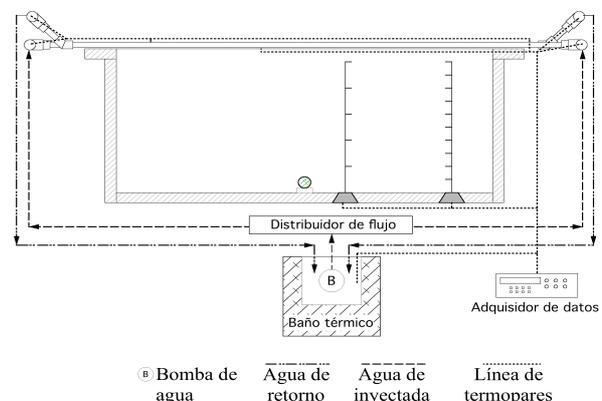


Figura 2. Esquema del modelo experimental, baño térmico y sistema de medición de temperaturas. Las flechas indican la dirección de flujo agua fría inyectada al intercambiador de calor

## RESULTADOS

Primero se presentan los resultados de la cavidad con suministro de calor puntual, que en este caso son el proceso de llenado de caja y la evolución de largo plazo de la temperatura promedio del fluido. Después se presentan los resultados con la condición de techo frío: la evolución de la temperatura y la evolución de la temperatura generada por la convección de Rayleigh-Bénard. Al final, se muestra la evolución de largo plazo de la temperatura resultante de la combinación de ambas condiciones.

En la Figura 3 se observa la evolución de la temperatura de un punto colocado del interior de la cavidad. La inflexión en la traza de temperatura marcada con una flecha, indica el momento cuando el frente térmico descendente llega a la posición del termopar.

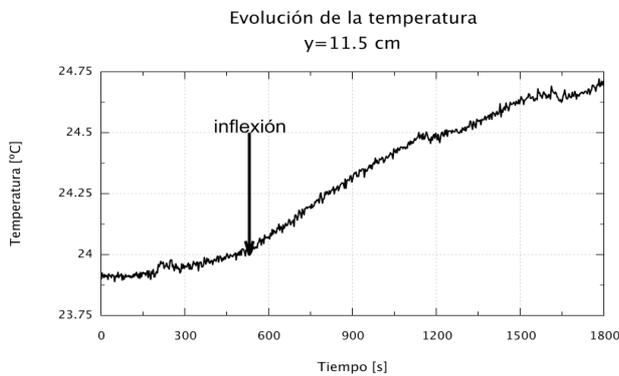


Figura. 3 Evolución de la temperatura en la cavidad a una altura  $y=11.5$  cm.

Los cuadros de la Figura 4 son las mediciones del avance del frente térmico obtenidas a partir de las inflexiones de las señales de los termopares y la línea representa el modelo de llenado de caja (Ec. 1). En general hay un buen acuerdo entre la teoría y los datos experimentales. La incertidumbre de las mediciones experimentales equivale al tamaño de los cuadros; el amplio rango de error se debe al avance irregular de las estructuras del flujo turbulento al interior de la cavidad.

En la Figura 5 se muestra el aumento de la temperatura promedio de la cavidad. La línea gruesa representa las mediciones experimentales y la línea delgada representa la ecuación (6) del caso no ideal con pérdidas de calor a través de las paredes diatérmicas. Se encontró que el valor del coeficiente global de pérdidas que mejor aproxima a los datos experimentales es  $UL=3.2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

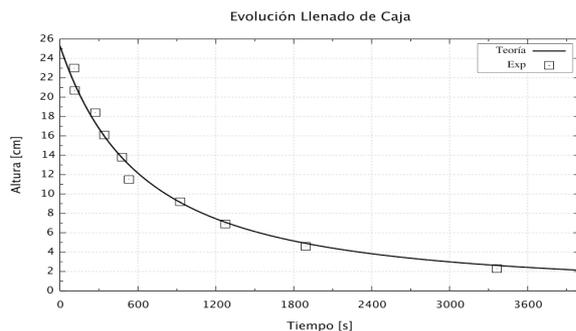


Figura 4 Descenso del frente térmico al interior de la cavidad.

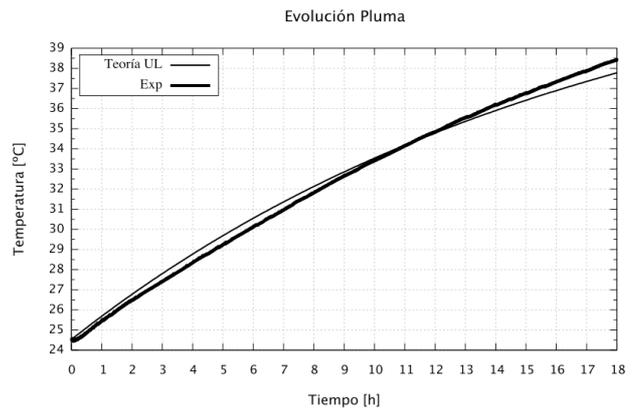


Figura 5 Calentamiento del fluido en el largo plazo con un calefactor cilíndrico de 41 Watts.

El descenso de temperatura de la cavidad con la condición de techo frío se presenta en la Figura 6. La temperatura inicial del fluido es  $T_i=26.0$  °C y la temperatura del techo es  $T_{cei}=16.0$  °C. La línea gruesa representa la temperatura promedio medida con termopares y la línea delgada es la solución numérica de la ecuación (10). En la solución se utiliza el valor de  $\lambda \approx 0.166$  obtenido por Gladstone y Woods (2001). El resultado teórico subestima con  $0.5$  °C (5%) a las mediciones al final del experimento.

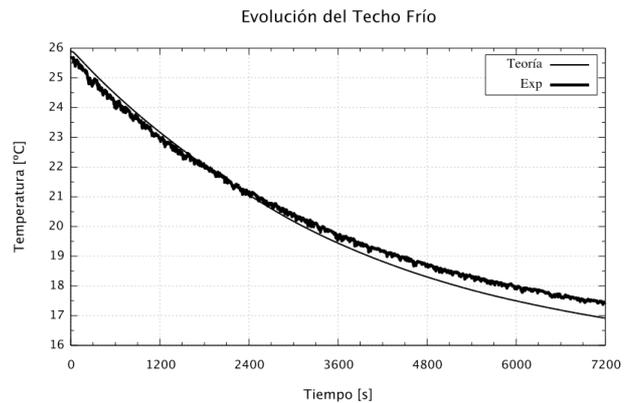


Figura 6. Evolución teórica y experimental de la temperatura de la cavidad con techo frío.

La evolución de la temperatura con las condiciones de suministro de calor puntual desde el piso y enfriamiento desde el techo, se presenta en la Figura 7. La temperatura inicial del fluido es  $T_i=23.5$  °C y la temperatura del techo es  $T_{cei}=13.6$  °C. También este caso el modelo teórico también se aproxima adecuadamente a las mediciones experimentales, con una ligera sobreestimación de  $\sim 0.3$  °C al final del experimento. La relación entre el sumidero y el suministro de calor varía a lo largo del experimento entre los valores  $-5.75 < R < -1$ .

Una vez validado el modelo teórico con los experimentos se simula el comportamiento de una habitación de 2 m de ancho, por 6 m largo y 2.5 m de alto. El modelo a escala y la habitación propuesta tienen semejanza dinámica, ya que los valores de los números adimensionales relevantes de Rayleigh y Reynolds son del mismo orden de magnitud; en ambas configuraciones estos números superan los valores críticos de la transición hacia la turbulencia (Linden, 1999) (Tabla 1).

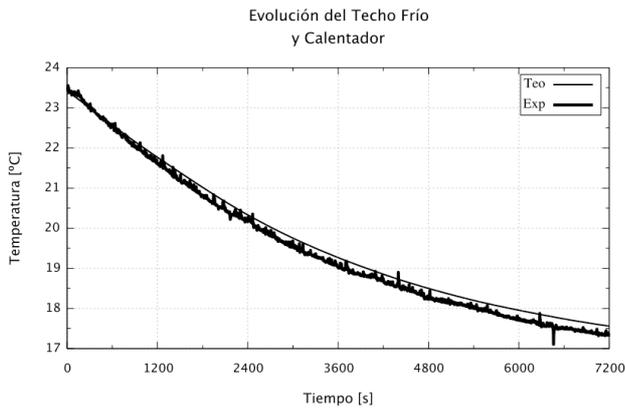


Figura 7. Evolución de la temperatura promedio de la cavidad, con ambas condiciones de calentamiento y enfriamiento. La anchura de la línea experimental es del orden del error experimental.

Modelo		Habitación	
pluma	convección Ra-Be	pluma	convección Ra-Be
$Re > 10^3$	$Ra > 10^9$	$Re > 10^3$	$Ra > 10^{10}$

Tabla 1. Valores de los números adimensionales relevantes del modelo de laboratorio y de la habitación a escala natural.

En la simulación numérica de la Figura 8, la temperatura inicial del cuarto a enfriar es de  $T_i = 35^\circ\text{C}$  y la temperatura del techo se fija a  $T_{cei} = 15^\circ\text{C}$ . El suministro de calor de la fuente se varía entre 0 y 1000 Watts. Se observa que esta condición de techo frío se puede lograr el confort térmico a una temperatura neutra de  $T_n \sim 28^\circ\text{C}$  (Nicol & Humphreys, 2002), inclusive para suministros de calor mayores a 500 Watts. Para este suministro el valor de  $R$  varía entre  $-2.2 < R < -1$ .

Para un suministro de 1000 Watts la habitación se mantiene a la temperatura inicial  $T = 35^\circ\text{C}$ , por lo tanto, el techo frío evita el calentamiento de la habitación. Se infiere entonces, que para suministros mayores de 1000 Watts la habitación se calienta y el régimen de flujo cambia, sin embargo la condición de techo frío reduce la razón de calentamiento.

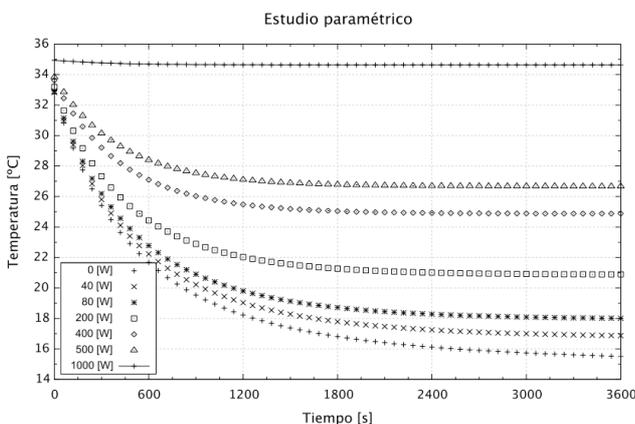


Figura 8. Simulación de la evolución de la temperatura en una habitación con fuente de calor interna y techo frío.

## CONCLUSIONES

Se presentó un estudio teórico y experimental de la transferencia de calor en una habitación con un techo frío y una fuente de calor puntual en el piso. El calefactor en el piso es una fuente de calor  $q_h$  constante, mientras que la temperatura del techo  $T_{cei}$  se fija a un valor menor que la temperatura inicial del ambiente interior  $T_i$ . La fuente de calor genera una pluma ascendente turbulenta mientras que el techo frío produce la convección de Rayleigh-Bénard. El calor absorbido por el techo frío, depende del régimen de flujo, es decir, el techo se comporta como una fuente negativa o sumidero de calor dependiente del tiempo.

El modelo teórico simplificado que considera al fluido interno bien mezclado, plantea que la energía térmica suministrada al fluido es la suma de la potencia térmica de la fuente y la transferencia de calor negativa del techo. El modelo se resuelve numéricamente y se valida con resultados experimentales.

En los experimentos el cociente entre el sumidero y la fuente de calor  $R$  se varió entre los valores  $-2.2 < R < -1$ , por lo que el efecto dominante fue la convección de Rayleigh-Bénard, producida desde el techo. Este régimen de flujo genera una volcadura de fluido *overturning* y anula la estratificación de llenado de caja promovida por fuente puntual inferior.

La simulación térmica de una habitación a escala natural muestra que es viable la implementación de los techos fríos como estrategia de enfriamiento de bajo consumo de energía.

## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue parcialmente apoyado por los proyectos CONACYT 25116 y CONACYT-Estado de Morelos 93693. Se agradece al Ing. Guillermo Hernández su participación en la instrumentación de la cavidad, al Dr. Víctor Hugo Gómez por el suministro de aislamiento térmico y al Ing. Héctor Cortés, Ing. Alfredo Quiroz y a la Lic. Margarita Pedraza por su apoyo en el manejo e instalación de software.

## REFERENCIAS

- Baines W. D., Turner J. S., Turbulent buoyant convection from a source in a confined region. *J. Fluid Mech* 1969; 37: 51-80.
- Butler D. Architects of a low-energy future. *Nature* 2008; 452: 520-523.
- Gladstone C, Woods AW. On buoyancy-driven natural ventilation of a room with a heated floor. *Journal of Fluid Mechanics* 2001; 441: 293-314.
- Hodder SG, Loveday DL, Parson KC, Taki AH. Thermal comfort in chilled ceiling and displacement ventilation environments: vertical radiant temperature asymmetry effects. *Energy and Buildings* 1998; 27: 167-173.
- Imanari T, Omori T, Bogaki K. Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system. *Energy and Buildings*, 1999; 30: 167-175.

- Jeong JW, Mumma SA. Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel. *Building and Environment*, 2007; 42: 3176-3185.
- Koschmieder E. L., (1993), Bénard cells and Taylor vortices. University of Texas at Austin, Cambridge press, p.p. 337.
- Linden PF. The fluid mechanics of natural ventilation. *Annual Review of Fluid Mechanics* 1999; 31: 201-238.
- Morton, B. R., Taylor, G.I. & Turner, J.S., Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources. *Proc. Roy. Soc. A*.1956; 234:1-23
- Moses, E., Zocchi, G. & Libchaber, A., An experimental study of laminar plumes, *J. Fluid Mech* 1993; 251: 581-601.
- Nicol, J.F. & Humphreys M.A., Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings, *Energy and Buildings*, Elsevier 2002; 34:563-572.
- Thomas LP, Marino BM, Tovar R, Linden PF. Buoyancy-driven flow between two rooms coupled by two openings at different levels. *Journal of Fluid Mechanics* 2008; 594: 425-443.
- Tovar R, Linden PF, Thomas LP. Hybrid ventilation in two interconnected rooms with a buoyancy source. *Solar Energy* 2007; 81: 683-691.
- Wells MG, Griffiths RW, Turner JS. Competition between distributed and localized buoyancy fluxes in a confined volume. *Journal of Fluid Mechanics*, 1999; 391: 319-336.