

MODELADO ANALÍTICO DE LA VENTILACIÓN EN UNA HABITACIÓN CON CIELORRASO ENFRIADO Y FUENTE DE CALOR, CONECTADA AL EXTERIOR

L. P. Thomas¹, B. M. Marino¹, R. Tovar², J. A. Castillo³

¹ Grupo Flujos Geofísicos y Ambientales, Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional del Centro de la Provincia de Buenos Aires, Pinto 399, 7000 Tandil, Argentina. lthomas@exa.unicen.edu.ar

^{2,3} Centro de Investigación en Energía, Universidad Nacional Autónoma de México,

Priv. Xochicalco s/n, Col. Centro, Temixco, Morelos, México. C.P. 62580. Tel/fax (55) 5622-9712/41

Recibido: 09/08/12; Aceptado: 24/09/12

RESUMEN: Se analizan teóricamente los flujos producidos en el interior de un espacio con cielorraso enfriado, luego de encender una fuente pequeña de calor y abrir una abertura al exterior, considerando las pérdidas a través de la envolvente. La temperatura interna promedio verifica una ecuación diferencial de primer orden que facilita hallar su evolución y el valor final alcanzado, además del tiempo necesario para establecerse. El modelo reproduce convenientemente los resultados de experimentos de laboratorio haciendo factible analizar casos con diferentes valores de potencia de la fuente y temperatura del cielorraso. Se encuentra que el aporte de calor de la fuente y la extracción del mismo por el cielorraso constituyen los principales mecanismos que operan, mientras la ventilación y las pérdidas por conducción en la envolvente resultan procesos secundarios. Así, extendiendo e integrando resultados previos, se avanza en la descripción cuantitativa de los flujos que permite establecer condiciones óptimas de confort interior y sugerir estrategias de diseño conducentes al ahorro energético.

Palabras clave: ventilación, cielorraso enfriado, plumas térmicas, modelado, similaridad dinámica.

INTRODUCCIÓN

El propósito de un sistema de ventilación es proveer un microclima aceptable en el espacio considerado. En este contexto, el término “microclima” involucra tanto el confort higro-térmico como la calidad del aire, por lo que ambos factores deben considerarse en el diseño de un sistema de ventilación para una habitación o para un edificio, por tratarse de elementos fundamentales para el bienestar de los ocupantes, el rendimiento de los trabajadores o la eficiencia de los procesos industriales que tienen lugar en tales espacios. En la actual sociedad tecnologizada, las personas gastan más del 90% de su tiempo en ambientes artificiales los que a lo largo de las últimas décadas experimentaron cambios radicales. Entre los cambios positivos, se destaca el logro de niveles crecientes de confort térmico debido a la implementación de mejoras del aislamiento térmico y a la incorporación de sofisticados sistemas de calefacción/enfriamiento. Entre los negativos, sobresale el deterioro de la calidad del aire interior, particularmente en los edificios con sistemas de ambientación artificial y ventilación natural deficientes, que dio lugar al concepto “síndrome del edificio enfermo”. En general, los problemas con la calidad del aire interior se asocian con las altas concentraciones de contaminantes generados internamente y el inadecuado suministro de aire externo.

El uso de sistemas que combinan la ventilación por desplazamiento y cielorrasos enfriado (CE) provee una forma ventajosa de lograr el confort térmico requerido y la remoción de las cargas contaminantes latentes que afectan la calidad del aire (Alamdari et al., 1998; Niu et al., 2002; Runsheng et al., 2003; Jeong y Mumma, 2007; Karadag, 2009, entre otros). El sistema CE remueve por convección el calor generado por las fuentes, con mínima estratificación ambiente. Combinando modelos cuantitativos y experimentos de laboratorio Gladstone y Woods (2001) investigaron la ventilación natural de una habitación con una fuente de calor (o de flotación) no puntual y conectada al exterior más frío por aberturas que permiten operar la ventilación por desplazamiento. Generalizaron su modelo para considerar los efectos de un techo frío por un lado y de un viento externo por el otro. Por su parte, Wells et al. (1999) estudiaron analíticamente y experimentalmente varios casos en los que combinan la interacción de fuentes y sumideros en un recinto cerrado y analizaron los efectos asociados con la ganancia interna de calor y el empleo de sistemas análogos a los de CE.

Más recientemente, Thomas *et al.* (2011a, 2011b) estudiaron la convección generada en el modelo físico de una habitación aislada con una única fuente lineal de calor sobre el piso, cuyo contorno superior se encuentra a temperatura constante (inicialmente igual a la del fluido interior) modelando un sistema CE. Si bien el proceso convectivo generado por una o más plumas en una habitación aislada fueron investigados por Morton *et al.* (1956), Baines y Turner (1969), Hunt *et al.* (2001), Kaye y Hunt (2004), y Fitzgerald y Woods (2010), la combinación con sistemas CE no había sido realizada hasta ese momento. Thomas *et al.* (2011a, 2011b) analizaron los regímenes transitorio y estacionario del flujo generado por medio de experimentos aplicando la metodología del modelado a pequeña escala usando agua en lugar de aire (Linden *et al.*, 1990; Baker y Linden, 1991). Se encontró que la dinámica del flujo es inicialmente similar a la desarrollada cuando el techo está

¹ Investigador Independiente CONICET

² Investigador Titular A, UNAM- CONACYT

³ Becario de postgrado UNAM

aislado pero con una menor diferencia de temperatura entre ambos lados del frente térmico descendente. La formación y velocidad de este frente son determinadas por el clásico modelo *filling-box* desarrollado por Baines y Turner (1969) hasta que llega al contorno inferior. A este breve estado transitorio, le sigue una etapa en la que se desarrolla en la habitación un flujo turbulento caracterizado por variables cuyos valores medios son estacionarios, con algunas peculiaridades que se retomarán en la próxima Sección. Inicialmente el cielorraso absorbe una parte del calor generado por la fuente mientras el calor no absorbido aumenta la temperatura interior que, a su vez, aumenta la cantidad de calor absorbida por el cielorraso. Finalmente, el estado estacionario se establece cuando todo el calor suministrado por la fuente es absorbido por el CE y evacuado eventualmente como pérdida del sistema, manteniéndose la temperatura interior constante. La descripción del estado estacionario y las analogías con los resultados generados empleando una configuración similar a la usada para investigar la convección de Rayleigh-Benard con los contornos superior e inferior a temperatura constante pero sin fuentes internas, resulta particularmente útil para validar los resultados encontrados, explicar el proceso de transferencia de calor observado, y predecir el comportamiento de los sistemas CE en edificios para diseñar ambientes confortables durante los días calurosos con el consecuente ahorro energético. Posteriormente, Thomas *et al.* (2011c) extendieron su investigación al caso de los flujos producidos en el interior de un espacio con CE, luego de encender una fuente de calor de tamaño reducido y abrir una abertura que comunica con el exterior en un modelo físico de laboratorio. Realizaron experimentos para visualizar tales flujos, describieron cualitativamente la evolución de la distribución de temperatura e identificaron las contribuciones de la fuente de calor y del CE. No obstante, falta aún realizar una descripción cuantitativa que generalice los resultados y permita extrapolar la información obtenida en experimentos de laboratorio a casos reales.

En el presente trabajo se analiza teóricamente el balance energético en una habitación con ganancia interna y dotada de CE considerando el intercambio de aire y energía con el exterior a través de aberturas e incluyendo la transferencia de calor a través de la envolvente. Se consideran las ecuaciones que contemplan los principales procesos físicos presentes y se determina la evolución de la temperatura. El modelado teórico es validado para los casos experimentales presentados por Thomas *et al.* (2011c) encontrándose un buen acuerdo, y se discute la importancia de cada proceso en los experimentos. De esta forma, se pretende avanzar en la descripción cuantitativa de los flujos de ventilación que conduzca a establecer las estrategias de diseño que generen las condiciones óptimas de confort interior con mínimo gasto energético. En la siguiente sección el lector encontrará un breve resumen de los resultados experimentales y las bases conceptuales de las expresiones analíticas utilizadas. A continuación de ello se presenta una discusión de los principales resultados del modelado analítico, y finalmente las conclusiones.

MODELADO ANALÍTICO

Descripción experimental

Antes de establecer el marco teórico asociado a los flujos estudiados, se recordarán brevemente los experimentos en los que estos son generados. Thomas *et al.* (2011c) trabajaron con el modelo a escala de una habitación en acrílico transparente de 0.253m de altura, 0.600m de largo y 0.200m de ancho, con ganancia interna de calor, CE y ventilación por mezclado a través de aberturas, sumergido en un tanque de $1.2 \times 1.2 \times 1.2 \text{ m}^3$ con paredes también de acrílico transparente para permitir la visualización de los flujos. El agua contenida en el tanque se hace circular con bombas durante al menos media hora para lograr que la temperatura se uniformice. Debido al considerable volumen de agua empleado en el tanque, las variaciones de temperatura son despreciables durante los experimentos. Aberturas de 0.025m y 0.041m de diámetro localizadas en una pared lateral permiten el intercambio de fluido entre el modelo y el tanque. Utilizando agua en lugar de aire como fluido de trabajo se logra la deseada similaridad dinámica concerniente a los fenómenos convectivos de interés, lográndose flujos con valores de los números adimensionales relevantes comparables a los de los flujos a escala real para simular los efectos de la ventilación natural (Linden, 1999).

Un calentador eléctrico cilíndrico de 0.100m de largo, 0.014m de diámetro y una potencia nominal de 100W se ubica en el centro del contorno inferior de la cavidad. La potencia entregada al calefactor se establece para cada experimento entre 10 y 90W regulando la tensión eléctrica aplicada con un Variac. La medición de la tensión aplicada y la corriente que circula por el calefactor permiten calcular la energía por unidad de tiempo que se disipa por convección en el agua que llena el interior del modelo. El contorno superior de la cavidad consiste en un intercambiador de calor metálico plano por el que circula agua proveniente de un baño térmico *Neslab RTE-17* a temperatura constante. Las mangueras entre el intercambiador y el *Neslab* se aíslan térmicamente con una capa de poliuretano de 0.020m de espesor. El baño térmico se establece a una temperatura entre 1 y 10°C menor que la inicial del fluido. Las temperaturas en 5 ubicaciones diferentes de la tapa, la de la superficie del calefactor, del fluido interior y la del laboratorio se miden a intervalos de 2s con una red de termopares tipo T conectados a un adquisidor *Agilent 34970A*. En el interior de la cavidad se disponen verticalmente 10 termopares distanciados 0.023m entre sí montados sobre una varilla. El flujo generado en el interior del recipiente se visualiza empleando schlieren sintético (Thomas *et al.*, 2009).

Un ejemplo típico

La Fig. 1 muestra cualitativamente la evolución del flujo generado en el modelo físico para el caso de una habitación que se encuentra a temperatura uniforme a partir del momento en que se enciende una fuente interna de calor localizada a nivel del piso, comienza simultáneamente el enfriamiento del cielorraso y se abre una abertura en la parte inferior del lateral derecho. Las imágenes corresponden a una ventana que permite visualizar una sección de 0.26m de altura y 0.70m de ancho, que abarca el modelo y 0.10m del exterior a la derecha del mismo. Inicialmente, la fuente calienta el fluido que la rodea, el cual asciende por diferencia de densidad generando una pluma que se convierte en turbulenta lejos de la fuente (Morton *et al.*, 1956). El fluido cálido de la pluma alcanza eventualmente el contorno superior y, aun en el caso de un cielorraso conductor, se derrama debajo de él mezclándose con el resto del fluido de la habitación. Por otra parte, un cielorraso térmicamente conductor que es enfriado rápidamente genera una capa de fluido de temperatura similar más densa que el resto del fluido

presente, donde se desarrollan inestabilidades del tipo estudiado por Rayleigh-Bénard produciendo pequeñas intrusiones en forma de *fingers* (Thomas et al., 2011a). Como se observa en (a) y (b), las partes más avanzadas de tales intrusiones definen un frente que desciende rápidamente hasta alcanzar el piso de la habitación.

Según ilustran (b) y (c), cuando las intrusiones desde el contorno superior descendieron lo suficiente, interactúan con la pluma caliente. La interacción entre la pluma y las intrusiones descendentes se intensifica dando lugar a vórtices estables bien definidos (Thomas et al., 2011c; Castillo, 2011). La pluma central actúa como una forzante del fluido que se eleva hacia el contorno superior, se enfría cuando alcanza el CE y desciende por el espacio cercano a las paredes laterales de la habitación. Esta etapa intermedia no estacionaria incluye entonces un proceso convectivo que involucra a todo el fluido contenido en la cavidad y establece una temperatura prácticamente uniforme que aumenta con el tiempo si la fuente entrega más calor que el absorbido por el cielorraso. Si se deja evolucionar el flujo un tiempo suficientemente largo en una habitación cerrada de paredes térmicamente aisladas, se llega al estado estacionario durante el cual el contorno superior absorbe toda la energía producida por la fuente. Thomas et al. (2011a) mostraron que si sólo un contorno intercambia calor (por ejemplo, si se mantiene constante la temperatura del contorno superior), los resultados pueden explicarse por medio de la convección de Rayleigh-Bénard clásica de un fluido localizado entre dos placas, una caliente en el piso y otra más fría en el cielorraso.

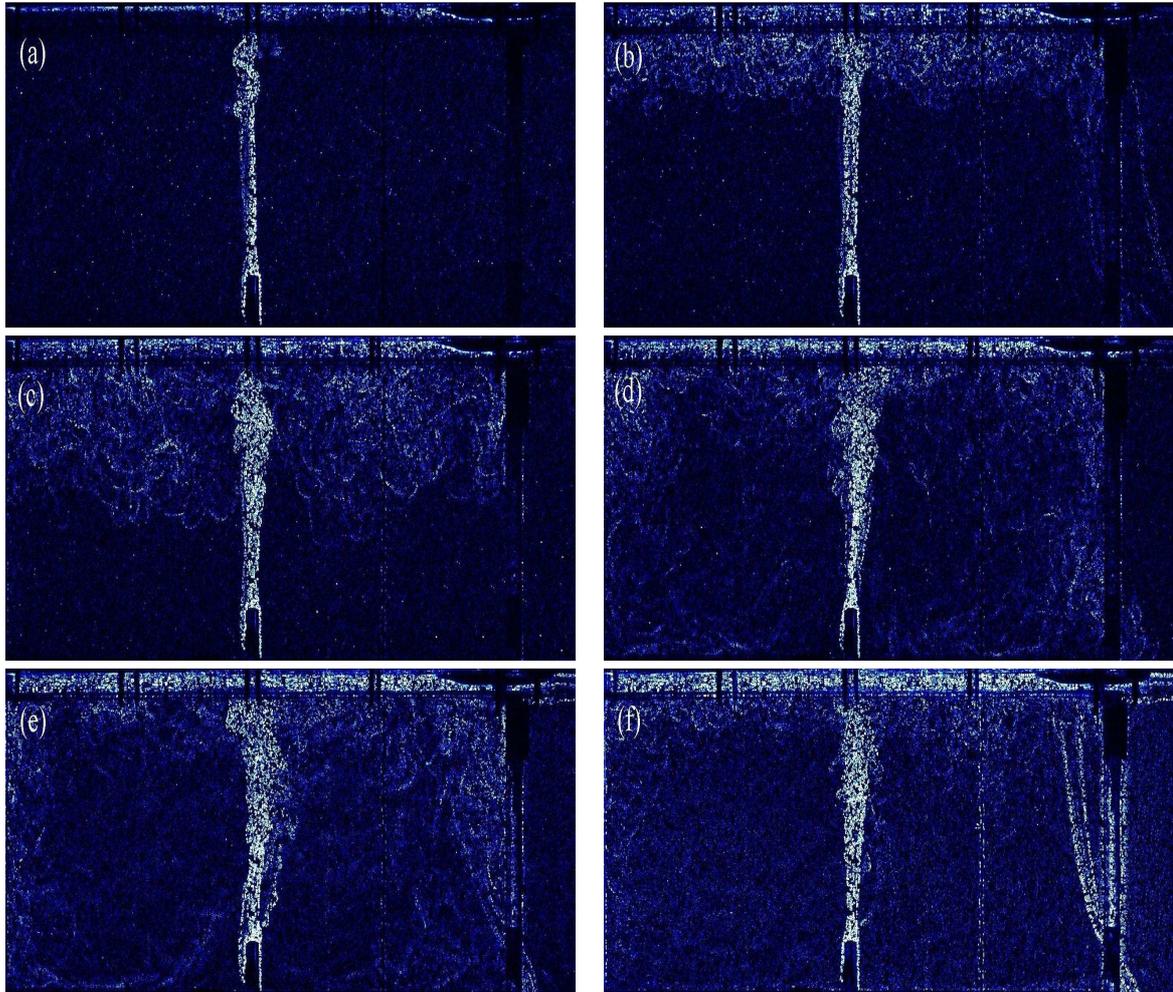


Figura 1: Imágenes obtenidas con *schlieren* sintético (a) 25s, (b) 45s, (c) 65s, (d) 150s, (e) 1000s y (f) 16665s después de encender el calefactor y disminuir, simultáneamente, la temperatura del contorno superior.

Marco conceptual

De acuerdo a Thomas et al. (2011a), excepto durante el corto periodo de tiempo inicial durante el cual se establece una temperatura uniforme en el interior de la cavidad, la transferencia de calor entre el fluido y el cielorraso de superficie S es dada por

$$k_T \lambda \left(\frac{g \beta}{\nu \alpha} \right)^{1/3} S \cdot \Delta T_c^{4/3}, \quad (1)$$

donde $\Delta T_c = T - T_c$ es la diferencia entre la temperatura del fluido y la del cielorraso, λ es una constante, g es la aceleración de la gravedad, y α , β , k_T y ν son la difusividad, el coeficiente de expansión térmica, la conductividad térmica y la viscosidad cinemática del fluido, respectivamente. En presencia de una abertura, se genera un intercambio de masa entre el interior y el exterior de la habitación como ilustran las Figs. 1(d) y (e). Por conservación de la masa, el caudal de fluido saliente es el mismo que el entrante y la magnitud del intercambio depende de la diferencia de temperatura. El aire cálido interno sale por

la parte superior de la abertura mientras el aire fresco externo entra por la parte inferior de la misma cuando la temperatura del interior es mayor que la del exterior, o viceversa. En ambos casos el fluido externo se mezcla en el interior por convección. La energía transportada por el fluido entrante (y saliente) a través de la abertura es (Thomas et al., 2008)

$$\kappa \rho c_p A_v (g \beta h_v)^{1/2} \Delta T^{3/2}, \quad (2)$$

donde κ es una constante experimental que depende de la forma de la abertura y A_v es su área, h_v es la altura media de la abertura (típicamente $h_v \sim A_v^{1/2}$), $\Delta T = T - T_a$ es la diferencia de temperatura del fluido interior con respecto a la del exterior, y ρ y c_p son la densidad y el calor específico del fluido respectivamente.

La pérdida de calor a través de la envolvente puede ser importante (Faure y Le Roux, 2012). Aquí se considera que el aporte principal a la pérdida es la conducción, si se desprecia el almacenamiento de energía en las paredes y el intercambio radiativo entre la habitación y el exterior debido a que las diferencias de temperatura involucradas son pequeñas. En ese caso, las pérdidas son proporcionales a ΔT , al área total A_e expuesta al exterior y a un coeficiente global de transferencia de calor U_e que puede obtenerse a partir de las relaciones teóricas introducidas a continuación y de los experimentos. Por ejemplo, si se tiene una fuente que suministra calor q en forma constante a una habitación cerrada (sin CE), el balance de energía es dado por la ecuación

$$\rho V c_p \frac{dT}{dt} = q - U_e A_e \Delta T \quad (3)$$

cuya solución analítica es:

$$T = T_0 + \frac{q}{U_e A_e} \left(1 - e^{-\frac{U_e A_e t}{\rho V c_p}} \right), \quad (4)$$

donde V es el volumen de la habitación y T_0 es la temperatura inicial del fluido interno. Más adelante esta ecuación se empleará para hallar el coeficiente U_e que mejor ajusta los resultados experimentales. De manera similar se pueden hallar las constantes λ y κ . El balance energético en el interior de la habitación, incluyendo el CE y la ventilación, se obtiene sumando las contribuciones (1) y (2) a la Ec. (3). Así, resulta

$$\rho V c_p \frac{dT}{dt} = q - k_T \lambda \left(\frac{g \beta}{\nu \alpha} \right)^{1/3} S \cdot \Delta T_c^{4/3} - \kappa \rho c_p A_v (g \beta h_v)^{1/2} \Delta T^{3/2} - U_e A_e \Delta T. \quad (5)$$

Entonces, resolviendo la Ec. (5) es posible obtener la evolución de la temperatura T del fluido en el interior de la habitación en función de las temperaturas T_c del cielorraso y T_a del exterior.

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Luego, se tienen cuatro contribuciones a la variación de temperatura y cada una de ellas está asociada con un término en el miembro derecho de la Ec. (5). En orden, éstas corresponden a la fuente interna, al CE, al intercambio de fluido entre el interior y el exterior, y a las pérdidas en la envolvente. En este trabajo interesa, en particular, analizar el caso de una habitación con una fuente de calor ($q > 0$) dotada de un cielorraso más frío que el fluido interno ($\Delta T_c > 0$) y a una temperatura igual o mayor que la externa ($\Delta T \geq 0$); estas condiciones determinan los signos elegidos para los términos de la Ec. (5).

La presencia de varios términos en el miembro derecho de (5) sugiere además que distintos tipos de flujo pueden establecerse de acuerdo a la importancia relativa y el signo de cada término. El primero corresponde al aporte de la fuente y, en principio, es independiente de la temperatura interna y de la condición inicial $T(t=0)$. En cambio, los otros tres términos proporcionan valores mayores a medida que T supere las temperaturas T_c del CE y T_a del exterior. Cada uno de ellos puede contrarrestar al primer término, esto es, el ingreso de calor provisto por la fuente se puede extraer de la habitación a través del CE, por ventilación o por conducción, o por una combinación de estos mecanismos, cuando la temperatura del interior sube lo suficiente. Cuando el aporte de la fuente se compensa con la sustracción de energía, $dT/dt = 0$, la temperatura del interior es constante y se logra un estado estacionario. Luego, es importante comparar los tres términos relacionados con la extracción de calor para determinar el más significativo. Para simplificar el análisis, se considera el caso en que la temperatura interna inicial es igual a la exterior, es decir $T_0 = T(t=0) = T_a$, y que la generación de calor q comienza a la vez que se fija el valor de la temperatura T_c del cielorraso para extraer la energía. Entonces se presentan las siguientes situaciones:

a) La fuente de calor es dominante si

$$q > k_T \lambda \left(\frac{g \beta}{\nu \alpha} \right)^{1/3} S \cdot \Delta T_c^{4/3}. \quad (6)$$

En este caso la temperatura aumenta hasta alcanzar el estado estacionario en el que el calor entregado por la fuente es compensado por la absorción de energía en el CE, por el ingreso de fluido fresco por las aberturas y por las pérdidas en la envolvente.

b) Por el contrario, el cielorraso extrae más energía que la que aportan las fuentes, la temperatura interior decrece, $\Delta T < 0$ y los dos últimos términos de (5) cambian de signo. Así, el ingreso de fluido más cálido por las aberturas y de calor por la envolvente contribuyen a contrarrestar la disminución de la temperatura de la habitación generada por el CE.

La temperatura T_{ss} en el estado estacionario se determina fundamentalmente con el proceso dominante de extracción del calor. Para el correspondiente al CE, la temperatura de equilibrio se encuentra igualando los dos primeros términos del miembro derecho de la Ec. (5), obteniéndose

$$T_{ss1} = T_c + \left(\frac{q}{k_T \lambda S} \right)^{3/4} \left(\frac{v\alpha}{g\beta} \right)^{1/4} \quad (7)$$

Cada uno de estos procesos tiene un tiempo característico τ que establecen el orden de magnitud temporal para alcanzar el estado estacionario, y se determina también a partir de (5), resultando:

$$\tau_1 = \frac{\rho V c_p}{k_T \lambda S (T_{ss1} - T_c)^{1/3}} \left(\frac{v\alpha}{g\beta} \right)^{1/3} \quad (8)$$

Las Figs. 2, 3 y 4 muestran los resultados derivados de la Ec. (5) cuando se emplean los valores de los parámetros experimentales indicados en la Tabla I. La Fig. 2 muestra la evolución de la temperatura interna de la habitación para diferentes potencias entregadas por la fuente, que tiende a una temperatura de equilibrio mayor al valor de la temperatura establecida por el cielorraso. La temperatura del estado estacionario se determina con la Ec. (7), encontrándose que el tiempo para llegar a este estado es entre 2 y 3 veces el valor teórico τ_1 . La diferencia de temperatura entre el seno del fluido y el contorno superior es lo que genera, precisamente, la absorción de calor por el cielorraso, y por lo tanto se necesita una mayor diferencia de temperatura para fuentes de potencia más grande, como ilustra la Fig. 3. El tiempo para llegar al estado estacionario, sin embargo, disminuye cuanto mayor es el calor entregado por la fuente.

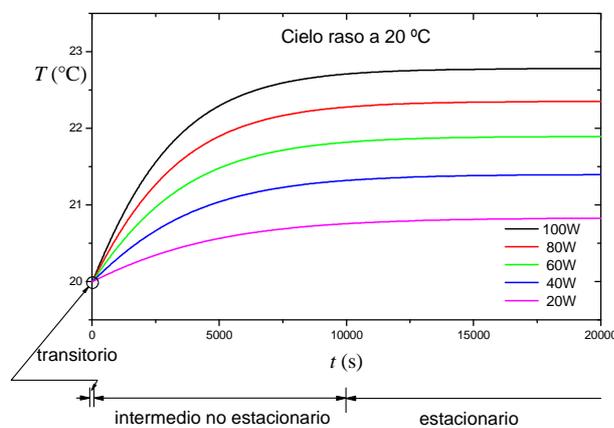


Figura 2: Evolución de la temperatura interna cuando se enciende un calefactor de 20, 40, 60, 80 o 100 W en una habitación cerrada con el cielorraso mantenido a 20°C igual a la temperatura inicial del fluido. Se indican los lapsos involucrados en los regímenes transitorio inicial, intermedio y estacionario.

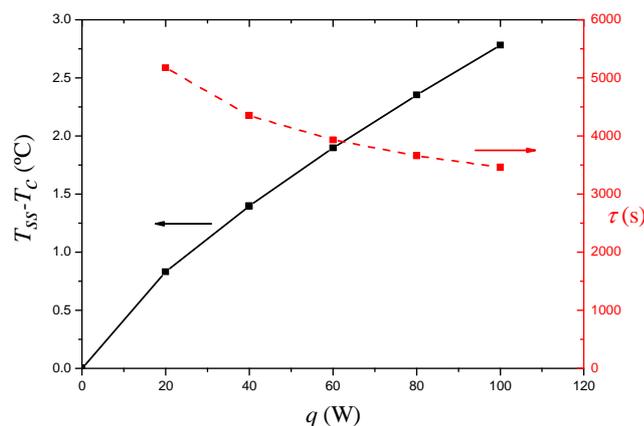


Figura 3: Diferencia entre la temperatura interna en el estado estacionario T_{ss} y la temperatura T_c del CE cuando se enciende un calefactor de potencia q en una habitación cerrada, y tiempo característico τ para alcanzarlo, hallados empleando las Ecs. (7) y (8) respectivamente.

La Fig. 4 muestra el efecto de la temperatura del CE sobre la temperatura en el seno de la habitación durante el estado estacionario para un aporte fijo de calor desde la fuente. Si el flujo de calor desde la fuente predomina como en el caso (a)

mencionado, se requiere una mayor temperatura final para absorber la energía entregada por la fuente como muestran las líneas negra y roja. Si, en cambio, la absorción de energía por el cielorraso predomina, como en el caso (b), entonces la temperatura durante el estado estacionario es menor que la temperatura inicial como muestran las líneas verde y azul. En la misma figura se incluye, con líneas de trazos y puntos respectivamente, la evolución de las temperaturas cuando se consideran los aportes adicionales de los términos correspondientes a la ventilación y a las pérdidas por conducción. Se observa que éstos no son significativos e introducen correcciones menores a la temperatura alcanzada en el estado estacionario.

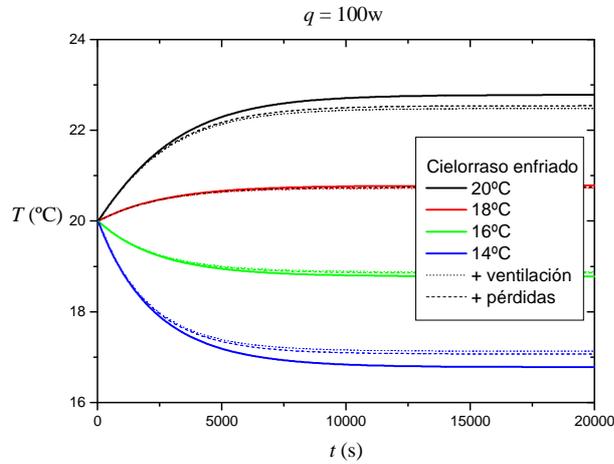


Figura 4: Evolución de la temperatura interna cuando se enciende un calefactor de 100W en una habitación con cielorraso mantenido a una temperatura igual (línea negra), y menor en 2°C (línea roja), en 4°C (línea verde) y en 6°C (línea azul) con respecto a la temperatura inicial (20°C). Se incluyen las correcciones cuando se tiene además el término de ventilación (líneas de trazos), y el de ventilación y pérdidas por conducción (líneas de puntos).

	SÍMBOLO	NOMBRE	VALOR	UNIDAD
Propiedades del fluido	α	Difusividad térmica	1.40E-07	m ² /s
	β	Coefficiente de expansión térmica	0.00021	K ⁻¹
	ν	Viscosidad cinemática	1.00E-06	m ² /s
	ρ	Densidad	1000	kg/m ³
	k_T	Conductividad térmica	0.58	W/(m·K)
	c_p	Calor específico	4182	J/kgK
	G	Aceleración de la gravedad	9.8	m/s ²
Propiedades del modelo	A_v	Área de la abertura	1.32E-03	m ²
	S	Superficie techo frío	0.12	m ²
	V	Volumen del espacio	0.02976	m ³
	h_v	Altura media (diámetro) de la abertura	0.041	m
	A_e	Área total expuesta al exterior	0.5168	m ²
Parámetros	U_e	Coefficiente global de transferencia de calor	2.67	Wm ⁻² K ⁻¹
	λ	Coefficiente de transferencia de calor en el cielorraso	0.35	
	κ	Constante de forma de la abertura	0.22	

Tabla I: Valores de las constantes usadas y de los parámetros hallados.

Comparación con los resultados experimentales

Usando el modelo a escala de laboratorio se efectuaron series de experimentos para obtener los parámetros empíricos U_e , κ y λ presentes en la Ec. (5) que mejor ajustan al modelo analítico. Una primera serie consistió en encender la fuente de calor con diferentes potencias cada vez, manteniendo la habitación cerrada y con cielorraso aislado. La temperatura del interior sigue la ley dada por (4) y, por lo tanto, se puede obtener el coeficiente global de transferencia de calor por conducción U_e ajustando

su valor hasta que los resultados de (4) coincidan con los experimentales. En forma análoga, si a la situación anterior se le agrega la apertura de una ventana, se puede hallar el coeficiente de descarga κ presente en (2) ajustando la solución teórica a las mediciones experimentales. Por otra parte, cuando se dispone experimentalmente un cielorraso conductor cuya temperatura disminuye abruptamente, primero manteniendo la habitación cerrada y después con la ventila abierta, se obtiene λ y se confirma el coeficiente de descarga κ de la ventila. Los resultados y parámetros empleados se resumen en la Tabla 1. Los valores de κ y λ son similares a los encontrados por Linden et al. (1990) y Gladstone y Woods (2001). Por su lado el valor de U_e es propio de cada modelo experimental y debe verificarse con los resultados finales, ya que podría darse alguna diferencia si la ventila está abierta o cerrada debido a un cambio del coeficiente de transferencia de calor por convección entre el fluido y las paredes al aumentar la velocidad de circulación. En los casos aquí tratados se encuentra que el valor de U_e determinado sin ventilación puede usarse en el caso general con ventilación sin cometer un error apreciable.

Una vez hallados los parámetros, se procede a realizar los experimentos que incluyen los efectos combinados de ganancia interna, CE, transferencia de calor a través de la envolvente y ventilación. Uno de los problemas experimentales críticos consiste en bajar la temperatura del cielorraso en un tiempo pequeño y mantenerla constante, ya que ésta depende del sistema experimental. Sin embargo, el análisis desarrollado es válido aun cuando la temperatura del cielorraso varía con el tiempo. La Ec. (5) debe resolverse, entonces, con $T_c = T_c(t)$ dada por el sistema experimental.

En la Fig. 5 se muestran las mediciones de temperatura para un caso testigo; gráficos similares se obtienen para el resto de los experimentos realizados para los distintos casos analizados por Thomas et al. (2011c). La evolución de la temperatura promedio medida en el interior de la habitación y la del cielorraso se representan con las líneas azul y verde respectivamente mientras que la evolución sugerida por la Ec. (5), resuelta por el método de Runge-Kutta de cuarto orden, con los valores reportados en la Tabla 1 se representa con la línea negra la cual reproduce razonablemente la temperatura medida en el modelo físico.

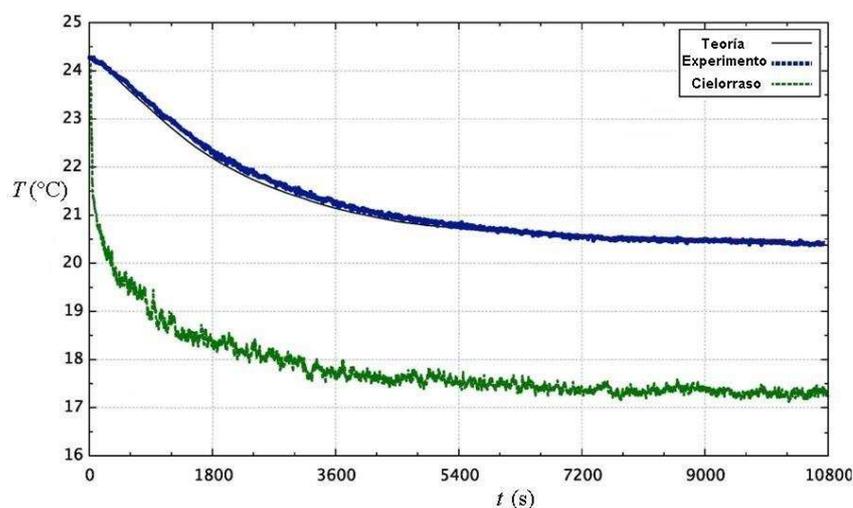


Figura 5: Evolución de la temperatura interna promedio (línea azul) cuando se enciende un calefactor de 91.7W y simultáneamente la temperatura del cielorraso disminuye abruptamente como indica la línea verde. La ventila tiene 0.041m de diámetro. La línea negra representa la solución teórica.

CONCLUSIONES

Se analiza teóricamente el balance de energía en una habitación con una fuente interna de calor, un contorno superior enfriado a una cierta temperatura, una abertura con el exterior y pérdidas debidas a la transferencia de calor a través de la envolvente. Se considera que la temperatura del interior es uniforme, lo cual es válido luego de un pequeño lapso de tiempo a partir del encendido de la fuente y del comienzo simultáneo del enfriamiento del cielorraso. La temperatura promedio del interior verifica una ecuación diferencial de primer orden que puede resolverse fácilmente permitiendo hallar su evolución y el valor alcanzado durante el estado estacionario final, además del tiempo característico necesario para que se establezca.

Este balance energético permite cuantificar las diferentes contribuciones detectadas en los experimentos de laboratorio reportados por Thomas *et al.* (2011c), siendo las mediciones de temperatura bien reproducidas por la solución teórica obtenida. Además, se analizan casos simplificados en los que varía la potencia de la fuente y la temperatura del cielorraso permitiéndonos obtener una mejor comprensión de los efectos de los procesos involucrados. Se encuentra que los principales mecanismos intervinientes son el aporte de calor de la fuente y su extracción del modelo físico por medio del cielorraso. La ventilación y las pérdidas por conducción en la envolvente son procesos secundarios que no cambian significativamente la temperatura del interior de la habitación. La ventilación resulta poco significativa no sólo por el tamaño de la abertura, sino por el escaso intercambio de fluido; luego, el efecto global en esos experimentos se corresponde más con una infiltración que con una ventilación. En particular, si hay una sola abertura, tanto el flujo entrante como el saliente tienen lugar a través de la misma, y la ventilación correspondiente es mucho menor que en el caso de dos aberturas de igual sección transversal total situadas a diferentes alturas (ver, por ejemplo, Thomas *et al.*, 2008).

La validez del balance energético presentado excede las condiciones experimentales de Thomas *et al.* (2011c) ya que, mientras el aporte o extracción de energía se distribuya rápidamente en la habitación, la temperatura interna es uniforme e independiente del número y posición de las fuentes o aberturas. La rápida distribución mencionada se debe a que la(s) fuente(s) está(n) sobre el contorno inferior y la extracción de energía se realiza desde el superior, permitiendo el desarrollo de condiciones inestables que facilitan que el fluido se ponga rápidamente en movimiento. En caso contrario, podría generarse una estratificación en el seno del fluido. No obstante, si las variaciones de temperatura en el fluido que llena el habitáculo son pequeñas, la Ec. (5) aún podría dar una buena estimación de la temperatura promedio del interior. Por otra parte, cambiando el valor de los parámetros empleados en la solución teórica se puede hallar la evolución de la temperatura de una habitación a escala real bajo diferentes condiciones de ganancia interna de calor, CE, ventilación al exterior y pérdidas por la envolvente, lo cual se realizará en un próximo trabajo. De esta forma se pretende avanzar en la descripción cuantitativa de los flujos que permiten establecer condiciones óptimas de confort interior y sugerir estrategias de diseño conducentes al ahorro energético.

REFERENCIAS

- Alamdari F., Butler D.J.G., Grigg P.F. y Shaw M.R. (1998). Chilled ceiling and displacement ventilation. *Renewable Energy* 15, 300-305.
- Baines W.D. y Turner J.S. (1969). Turbulent buoyant convection from a source in a confined region. *Journal of Fluid Mechanics* 37 51-80.
- Baker N. y Linden P.F. (1991). Physical models of air flows: a new design tool, en: *Atrium Buildings Architecture and Engineering*, Mills F. (ed), pp.13-22. CICC Publications, Welwyn, Inglaterra.
- Castillo J.A. (2011). Ventilación natural en habitaciones con techo frío y generación de calor interna. Tesis de Maestría en Ingeniería. Universidad Nacional Autónoma de México.
- Faure X. y Le Roux N. (2012) Time dependent flows in displacement ventilation considering the volume envelope heat transfers. *Building and Environment* 50, 221-230.
- Fitzgerald S.D. y Woods A.W. (2010). Transient natural ventilation of a space with localized heating. *Building and Environment* 45, 2778-89.
- Gladstone C. y Woods A.W. (2001). On buoyancy-driven natural ventilation of a room with a heated floor. *Journal of Fluid Mechanics* 441, 293-314.
- Hunt G.R., Cooper P. y Linden P.F. (2001). Thermal stratification produced by plumes and jets in enclosed spaces. *Building and Environment* 36, 871-82.
- Jeong J-W. y Mumma S.A. (2007). Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel. *Building and Environment* 42, 3176–3185.
- Karadag, R. (2009). The investigation of relation between radiative and convective heat transfer coefficients at the ceiling in a cooled ceiling room. *Energy Conversion and Management* 50, 1-5.
- Kaye,N.B. y Hunt G.R. (2004). Time-dependent flows in an emptying filling box. *Journal of Fluid Mechanics* 520, 135-56.
- Linden P.F. (1999) The fluid mechanics of natural ventilation. *Annual Review of Fluid Mechanics* 31, 201–238.
- Linden P.F., Lane-Serff, G.F. y Smeed D. (1990). A Emptying filling boxes: the fluid mechanics of natural ventilation. *Journal of Fluid Mechanics* 212, 300-35.
- Morton B.R., Taylor G.I. y Turner J.S. (1956). Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources. *Proceedings of the Royal Society A* 234, 1-23.
- Niu J.L., Zhang L.Z. y Zuo H.G. (2002). Energy savings potential of chilled-ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climates. *Energy and Buildings* 34, 487-449.
- Runsheng T., Etzion Y. y Erell E. (2003). Experimental studies on a novel roof pond configuration for the cooling of buildings. *Renewable Energy* 28, 1513–1522.
- Thomas L.P., Marino B.M., Tovar R. y Linden P.F. (2008). Buoyancy-driven flow between two rooms coupled by two openings at different levels. *Journal of Fluid Mechanics* 594, 425-443.
- Thomas L.P., Marino B.M., Tovar R., Castillo J.A. y Rojas J.A. (2009). Visualización de plumas y medición de gradientes térmicos por medio de schlieren sintético. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 13, 08.139-145.
- Thomas L.P., Marino B.M., Tovar R. y Castillo, J.A. (2011a). Convection generated by a small heat source in a box with a cooled upper contour at constant temperature. *Journal of Physics: Conference Series* 296: 012022.
- Thomas L.P., Marino B.M., Tovar R. y Castillo J.A. (2011b). Flow generated by a thermal plume in a cooled-ceiling system. *Energy and Buildings* 43, 2727-2736.
- Thomas L.P., Marino B.M., Tovar R., Castillo J.A. y Rojas, J. (2011c). Flujos generados por una fuente de calor en un recinto con cielorraso a temperatura constante y aberturas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 15, 08.123-129.
- Wells M.G., Griffiths R.W. y Turner J.S. (1999). Competition between distributed and localized buoyancy fluxes in a confined volume. *Journal of Fluid Mechanics* 391, 319-336.

ABSTRACT: The flows generated in a room with cooled-ceiling, after turning a small heat source on and opening a window, are theoretically analyzed considering the heat loss through the volume envelope. The mean internal temperature verifies a first order differential equation that makes it possible to follow its evolution and find the final value reached during the steady-state, in addition to the necessary time for it to be established. The model conveniently reproduces the laboratory experimental results that allow us to also analyze eventual cases with different values of the power source and ceiling temperature. It is found that the heat source contribution and its extraction by the ceiling are the main operating mechanisms, while ventilation and loss by conduction in the volume envelope are secondary processes. Thus, previous results are extended and integrated to advance with the quantitative description of ventilation flows that improve the comfort conditions indoors and suggest design strategies of energy saving.

Keywords: ventilation, cooled-ceiling, thermal plumes, modeling, dynamic similarity.