

EFEECTO DE CONDUCCIÓN DE CALOR EN UNA CAVIDAD CON PARED SEMITRASPARENTE

J. Xamán¹, G. Álvarez¹, G. Mejía^{1,2}

¹Departamento de Ingeniería Mecánica-Térmica,
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET-SEP),
Prol. Av. Palmira s/n. Col. Palmira. Cuernavaca, Morelos CP 62490, México. Tel. (777) 3-62-77-70
E-mail: jxaman@cenidet.edu.mx

²Instituto Tecnológico de Querétaro. ITQ-DGEST-SEP
Av. Tecnológico S/N. Esq. M. Escobedo Col. Centro. Querétaro, Qro. CP76000, México.
Tel.: +52 (442) 2-27-44-00; fax: +52 (442) 2-16-99-31

RESUMEN

Se presenta un estudio teórico de la transferencia de calor conjugada (convección natural, radiación y conducción) en una cavidad cuadrada. La cavidad representa a una habitación, en la cual la pared izquierda es isotérmica, la pared derecha es semitransparente, el piso se considera aislado y se considera conducción de calor a través de diferentes tipos de techos. El tamaño de la cavidad analizada fue de 5.0 m. La pared semitransparente se evaluó con/sin filtro de control solar y sujeta a un flujo de calor constante ($AM_2=736$ W/m²), el techo, considerado de concreto se simuló con diferentes recubrimientos epóxicos y un flujo de calor constante ($AM_1=875$ W/m²), se estudiaron cuatro recubrimientos epóxicos y dos espesores del techo de concreto. De los resultados obtenidos, se encontró que el recubrimiento blanco en el techo de concreto reduce significativamente la cantidad de entrada de calor al interior de la cavidad. Se concluye que el recubrimiento blanco aplicado sobre el techo de concreto-poliestireno expandido de 20 cm de espesor, es el adecuado para reducir las ganancias térmicas a través del techo al interior de la cavidad.

Palabras Claves: Vidrios, recubrimientos de control solar, transferencia de calor conjugada.

INTRODUCCIÓN

La importancia de los procesos de transferencia de calor en aplicaciones en ingeniería, como son ventanas con doble vidrio, colectores solares, ahorro de energía en edificios, enfriamiento de dispositivos electrónicos ha estimulado los estudios de investigación en el área.

Por el lado de ahorro de energía en edificios, los indicadores energéticos muestran que en países desarrollados, debido al clima, existe un gran consumo de energía para el enfriamiento o calentamiento en edificios residenciales y comerciales. Para el caso particular del país de México se ha detectado que el mayor consumo de energía residencial en México se debe a que, en las regiones cálidas se construyen edificios modernos con grandes áreas de ventanas que, atendiendo a modas arquitectónicas, no son los adecuados a las condiciones climáticas del lugar. En estas regiones en las cuales la mayor parte del año el clima es caluroso es posible

diseñar de manera adecuada las edificaciones para disminuir las ganancias térmicas y así reducir los consumos de energía por el uso de sistemas de aire acondicionado. Para ello, los conocimientos se enfocan a mejorar los materiales de construcción para los techos, paredes y ventanas que conforman una edificación. Entre las principales tecnologías desarrolladas para reducir las ganancias térmicas al interior de una edificación se encuentran los vidrios con recubrimientos en ventanas que impiden, lo más posible, el paso de la energía solar.

Las investigaciones teóricas para el estudio de habitaciones se han enfocado a modelos de convección en cavidades. Asimismo, algunos trabajos adicionalmente han considerado los efectos de conducción en las paredes y otros incluyendo las tres formas de transferencia de calor (Behnia et al., 1990; Ramey, 1994; Mohamed, 1998). Pero ninguno de estos estudios considera una pared semitransparente con película de control solar. Álvarez y Estrada (2000) presentaron el estudio numérico para la

transferencia de calor conjugada con flujo laminar en una cavidad en 2-D. Una de las paredes verticales de la cavidad fue considerada como un vidrio con una película de control solar. Xamán y Álvarez (2006) extendieron el estudio a flujo turbulento pero sin considerar el intercambio radiativo al interior de la cavidad. Recientemente, Xamán et al. (2008) consideraron las tres formas de transferencia de calor en una cavidad cuadrada con pared semitransparente tanto en régimen de flujo laminar como turbulento. Los resultados obtenidos muestran que los patrones de flujo no simétricos son debidos a los efectos combinados de intercambio radiativo y al efecto conductivo de la pared semitransparente.

A partir de los trabajos de Álvarez y colaboradores, no ha sido considerado el efecto de conducción de calor por la parte superior de una cavidad con pared semitransparente con y sin filtro de control solar, este con la finalidad de tomar en cuenta los efectos de irradiación solar por el techo de una habitación. Por lo tanto, es objetivo evaluar el efecto conductivo a través de una pared opaca, así como el tipo y espesor de material usado y el tipo de recubrimiento sobre dicha pared, la cual representa el techo en una cavidad cuadrada con pared semitransparente.

FORMULACIÓN MATEMÁTICA

Modelo Convectivo

Se considera una cavidad cuadrada (Hx, Hy) compuesta por una pared horizontal inferior aislada, una pared horizontal superior opaca, una pared vertical isotérmica y una pared semitransparente compuesta por un vidrio con un recubrimiento de película de control solar adherida en la cara del vidrio que mira hacia el interior de la cavidad. Se supone que en el interior de la cavidad se encuentra aire, que inicialmente esta a una temperatura uniforme y en reposo. Se asume que sobre la pared semitransparente incide radiación solar en forma normal ($G_2= AM2=736 \text{ W/m}^2$) y que parte de esta radiación se refleja, parte se transmite y parte es absorbida por el sistema (pared vertical derecha), análogamente sucede con la pared opaca superior con excepción que no hay energía radiativa transmitida a través de la misma ($G_1= AM1=875 \text{ W/m}^2$). Debido a la

cantidad de energía absorbida por la pared semitransparente, esta incrementara su temperatura provocando una diferencia de temperatura con el interior y exterior de la cavidad. El aire se considera que tiene propiedades constantes y se usa la aproximación de Boussinesq en los términos de fuerza de flotación. Las cuatro paredes tienen las condiciones de no-deslizamiento. El modelo físico de la cavidad se muestra en la Figura 1.

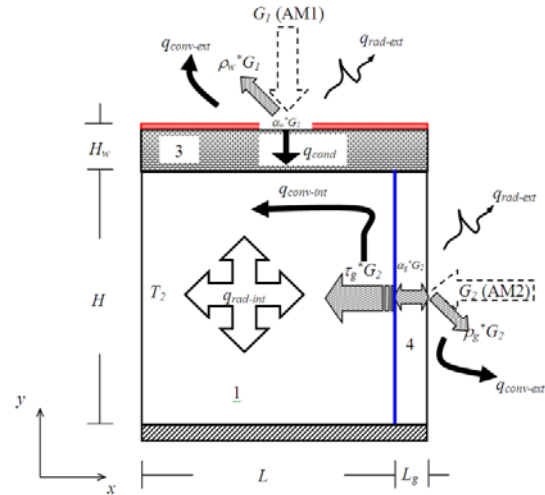


Figura 1 Modelo físico de la cavidad cuadrada con paredes conductoras

Las ecuaciones de conservación en estado permanente para el problema de convección natural con flujo turbulento en la cavidad con pared semitransparente, se resumen en las ecuaciones promediadas de masa, momento y energía. Las ecuaciones en forma tensorial son las siguientes:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1a)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \rho \beta (T - T_0) g_i \quad (1b)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = -\frac{1}{C_p} \frac{\partial q_i}{\partial x_i} \quad (1c)$$

donde, las expresiones para el tensor de esfuerzos y el flujo de calor son:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i u_j}$$

$$q_i = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} + C_p \rho \overline{u_i T}$$

La turbulencia es modelada usando el modelo de dos ecuaciones κ - ε , reportado por Henkes et al. (1990), donde los esfuerzos y flujos de calor turbulentos son expresados como:

$$\overline{\rho u_i u_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (2a)$$

$$\overline{\rho u_i T} = -\frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2b)$$

En las ecuaciones anteriores, μ_t es la viscosidad turbulenta, σ_T es el número de Prandtl turbulento y δ_{ij} es la delta de Kronecker. El número de Prandtl turbulento es usualmente tomado como una constante ($\sigma_T = 0.9$). La viscosidad turbulenta esta relacionada con la energía cinética turbulenta (κ) y la disipación de energía cinética turbulenta (ε) por medio de la expresión empírica de Kolmogorov-Prandtl (Pope, 2000). La energía cinética turbulenta y la disipación de energía cinética turbulenta son obtenidas de sus ecuaciones de transporte como:

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho \kappa^2}{\varepsilon} \quad (3a)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \kappa)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + P_\kappa + G_\kappa - \rho \varepsilon \quad (3b)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + [C_{1\varepsilon}(P_\kappa + C_{3\varepsilon}G_\kappa) - C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon] \frac{\varepsilon}{\kappa} \quad (3c)$$

donde, P_κ y G_κ es la producción cortante y la producción/destrucción de flotación de la energía cinética turbulenta respectivamente.

Las condiciones de frontera para las velocidades del fluido en las paredes son cero. Las condiciones de frontera de temperatura son: la pared horizontal inferior es adiabática, en la pared horizontal superior se considera conducción de calor a través de ella, la pared vertical izquierda se encuentra a una temperatura dada (pared isotérmica) y en la pared semitransparente (pared vertical derecha) se considera conducción de calor a través de ella, esto es: Para la pared horizontal inferior (pared 1):

$$q_{cd_{a1}} + q_{r1} = 0 \quad (4)$$

Para la pared vertical izquierda (pared 2):

$$T(0,y) = T_2 \quad (5)$$

Para la pared horizontal superior (pared 3, Techo):

$$q_{cd_w} = q_{cd_{a3}} + q_{r3} \quad (6)$$

Para la pared vertical derecha (pared 4, semitransparente):

$$q_{cd_g} = q_{cd_{a4}} + q_{r4} \quad (7)$$

Las variables $q_{cd_{a1}}, q_{cd_{a3}}, q_{cd_{a4}}$ representan los flujos de calor desde la superficie interior de la cavidad hacia el fluido de las paredes 1,3 y 4 respectivamente. Los flujos de calor radiativos q_{r1}, q_{r3}, q_{r4} son los flujos resultantes del intercambio radiativo neto entre las paredes interiores, estos flujos corresponden a las paredes 1,3 y 4. El término q_{abs} es la energía absorbida por la película de control solar en la pared semitransparente. Por último, q_{cd_w}, q_{cd_g} es la energía conducida a través de las paredes conductoras (opaca y semitransparente). Las condiciones de frontera y las constantes del modelo de turbulencia κ - ε son: $\kappa_w = 0.0$, $\varepsilon_w = \infty$, $C_\mu = 0.09$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $\sigma_\kappa = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ y $C_{3\varepsilon} = \tanh |v/u|$ (Sugerida por Henkes et al., 1991).

Modelo Conductivo de las Paredes Conductoras

Las ecuaciones para determinar el perfil de temperaturas a través de la pared semitransparente (vidrio) y en la pared opaca (Techo), son las ecuaciones de conducción de calor para cada cuerpo, en la cual el proceso de transferencia de calor en el vidrio y techo se considera bidimensional y el flujo de calor incidente se asume normal a la superficie. Las figuras 2 y 3 presentan el modelo físico del vidrio y del techo, se muestran las condiciones térmicas que rodean a la pared sólida en la cual el calor se conducirá hacia el interior de la cavidad.

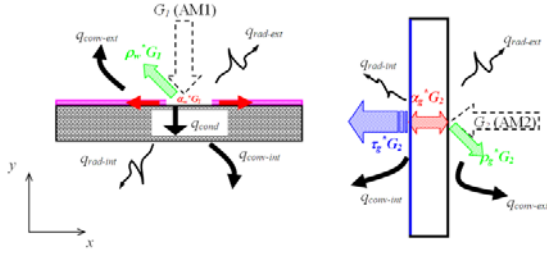


Figura 2 Modelo físico de las paredes conductivas: pared opaca (izquierda) y pared semitransparente (derecha).

La ecuación que gobierna la transferencia de calor en el vidrio con película de control solar y el techo de la cavidad, es la ecuación de conducción de calor en 2-D y en estado permanente, esto es:

Pared semitransparente (vidrio)

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda_v}{Cp_T} \frac{\partial T_v}{\partial x_j} \right) + \frac{1}{Cp} \frac{d\Theta}{dx} = 0 \quad (8)$$

Donde: λ_v es la conductividad térmica de la pared semitransparente, T_v es la temperatura del vidrio, Θ es la función de atenuación de energía por absorción y dispersión, depende del coeficiente de extinción del vidrio (s_g) como (Modest, 1993):

$$\Theta(x) = G_2 \exp[-s_g(L_g - x)] \quad (9)$$

El espesor del filtro de control solar es despreciable ($6\mu\text{m}$) comparado con el espesor del vidrio (6mm). La misma consideración se realiza para el recubrimiento epóxico sobre el techo de concreto (1 mm).

Techo de la cavidad

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda_T}{Cp_T} \frac{\partial T_T}{\partial x_j} \right) = 0 \quad (10)$$

Donde, λ_T es la conductividad térmica del muro superior y T_T la temperatura del techo.

Las condiciones de frontera de la pared semitransparente (vidrio) son: Las fronteras superior e inferior se consideran adiabáticas. La frontera izquierda (acople con la cavidad) se considera un flujo de calor de la pared semitransparente hacia la cavidad.

$$\alpha_f \tau_g G_1 = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x} + q_{r4} \quad (11)$$

La frontera derecha del vidrio (interacción del medio ambiente) se considera un flujo de calor del medio ambiente.

$$-\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x} = h_0 [T_g - T_0] + \sigma \varepsilon_g [T_g^4 - T_0^4] \quad (12)$$

Las condiciones de frontera para la pared superior son: La frontera izquierda y derecha se consideran adiabáticas. La frontera inferior (acople con la cavidad) se considera un flujo de calor del techo hacia la cavidad.

$$q_{cd_w} = q_{cd_{a3}} + q_{r3} \quad (13)$$

La frontera superior del techo de la cavidad interactúa con el medio ambiente como:

$$-\lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial x} + \alpha_w G_2 = h_0 [T_w - T_0] + \sigma \varepsilon_w [T_w^4 - T_0^4] \quad (14)$$

El término $\alpha_w G_2$ es la cantidad de energía térmica que es absorbida por el recubrimiento en la superficie exterior de la pared opaca.

Modelo de Intercambio Radiativo

Para el modelo de intercambio radiativo se usara el método de radiación neta. Se considera la transferencia de calor de la misma cavidad cuadrada de ancho Hx , tal como se muestra en la Figura 3. Las superficies de la cavidad se suponen opacas difusas y se consideran que intercambian calor por radiación térmica. En esta figura se señalan un par de áreas diferenciales sobre las paredes 1 y 2 para referenciar en un análisis posterior. La transferencia de calor por radiación sobre una superficie se define como la diferencia entre la radiación que sale de la pared (radiosidad) y la que llega a dicha pared (irradiancia). Por lo tanto, realizando un balance sobre el elemento diferencial dA_k , localizado en r_k sobre la pared 1 (Figura 3), se tiene el flujo de calor resultante para la pared 1:

$$q_{r1}(x_1) = q_{o1}(x_1) - q_{i1}(x_1) \quad (15)$$

Donde la radiosidad (flujo radiativo de salida) se define para una superficie opaca difusa como

la suma de la energía emitida y la energía reflejada por la superficie. Por lo cual la radiosidad se escribe:

$$q_{0_i}(x_1) = \varepsilon_1 \sigma T_1^4(x_1) + \rho_1 q_i(x_1) \quad (16)$$

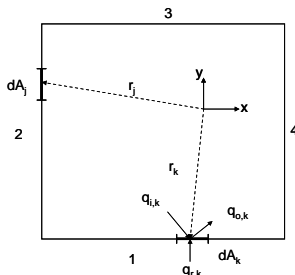


Figura 3 Geometría de la cavidad cuadrada para intercambio radiativo.

El flujo radiativo que llega a la superficie (irradiancia) se define como la suma de las fracciones de energía que salen de otras superficies y llegan a la superficie analizada. El flujo radiativo incidente sobre una superficie es:

$$q_i(x_1) = \sum_{j=1}^m \int_{A_j} q_{o_j}(x_j) dF_{dA_1-dA_j} \quad (17)$$

donde $q_{i,j}(x_j)$ es la radiación térmica que le llega a la pared que esta compuesta por la fracción de energía que sale de las otras paredes y que pega en la pared 1. x_j representa la posición sobre la pared 1, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, ε_1 y ρ_1 es la emitancia y reflectancia de la pared 1 y se suponen independientes de la temperatura. $q_{o,i}(x_1)$ es la radiosidad (flujo de salida) que se define como la razón de calor radiativo que sale de la superficie por unidad de área y $dF_{dA_1-dA_j}$ es el factor de forma.

PROCEDIMIENTO NUMÉRICO

Discretización

Las ecuaciones gobernantes del modelo convectivo y conductivo descritas arriba fueron resueltas usando la aproximación de volumen finito (Patankar, 1980). Las ecuaciones son integradas sobre un volumen de control elemental localizado alrededor de cada nodo de una malla. La posición de los nodos es calculada usando una función de estrechamiento, así que los nodos son mas

cercanos unos con otros cerca de las paredes de la cavidad. Las componentes de velocidad son calculadas en una malla desplazada, mientras que las variables escalares son calculadas en una malla llamada principal. Los términos convectivos son discretizados aplicando el esquema híbrido y los términos difusivos con el esquema centrado. El acoplamiento entre las ecuaciones de momentum y continuidad fue realizado a través de del algoritmo SIMPLEC (Van Doormal and Raithby, 1984). El sistema de ecuaciones algebraicas resultante es resuelto aplicando el método de línea por línea (LBL) con el esquema implícito de de direcciones alternantes (ADI). Bajo-relajación es introducido usando la estrategia de falso transiente. Si los valores de balance de masa para cada volumen de control, así como los valores de residuales de las diferentes ecuaciones son suficientemente bajos, se obtiene una convergencia total (típicamente 10^{-10}). Este criterio de convergencia asegura una solución aceptable. El balance radiativo entre las paredes de la cavidad es resuelto usando una aproximación iterativa, para acoplar a la convección natural turbulenta los efectos de radiación térmica superficial en las fronteras. Los factores de vista entre los elementos fueron determinados por el método de cuerdas cruzadas de Hottel. Las ecuaciones de radiosidad fueron resueltos por la regla de Simpson (Modest, 1993).

El procedimiento general para la transferencia de calor conjugada en la cavidad puede ser resumido en los siguientes pasos: 1) Inicialmente, los valores estimados de todas las variables ($u, v, T, \dots, \varepsilon$) en la cavidad son dados. 2) Las ecuaciones (15) a (17) fueron resueltas de manera iterativa para conseguir los flujos radiativos locales sobre las paredes. 3) Los modelos conductivos en la pared semitransparente y en la pared opaca fueron resueltos para obtener q_{cd_g} y q_{cd_w} . 4) La presión-velocidad (u, v, p) fueron determinadas por el algoritmo SIMPLEC. 5) La temperatura (T), la energía cinética turbulenta (κ) y la disipación de energía cinética turbulenta (ε) en la cavidad fueron determinados. 6) Se aplicó un criterio de convergencia y 7) el proceso fue repetido iterativamente hasta que el criterio de convergencia fue satisfecho.

La exactitud de los resultados numéricos fue verificada a través de numerosas pruebas basadas sobre el tamaño de la malla numérica. Las mallas usadas fueron de 67x91 a 127x151 con un incremento de 10 nodos computacionales. Basado sobre los cálculos numéricos la malla computacional que presenta resultados independientes de la misma fue de 97x121 con diferencias no significativas para las componentes de velocidad y temperatura. En la Tabla 1 se presenta el efecto del tamaño de la malla numérica para el número de Nusselt promedio convectivo y radiativo, puede ser observado que las diferencias son menores al 1% para una malla de 97x121. Por lo tanto, este tamaño de malla fue usado en todas nuestras modelaciones. Para la pared semitransparente fue mantenida 6 nodos en dirección horizontal y en la pared opaca 30 nodos en la dirección vertical.

Tabla 1. Número de Nusselt promedio convectivo y radiativo y su porcentaje de diferencia para diferentes mallas numéricas.

Malla	Nu_{conv}	%	Nu_{rad}	%
67x91	938.92	--	397.14	--
77x101	969.14	3.12*	395.74	0.35*
87x111	978.36	0.94*	395.66	0.02*
97x121	978.51	0.02*	396.16	0.13*
107x131	974.75	0.39*	396.80	0.16*
117x141	969.90	0.50*	397.38	0.15*
127x151	965.77	0.43*	397.86	0.12*

Nota: * Diferencia absoluta en %.

Verificación del código desarrollado

Para el propósito de verificación del código desarrollado, fue resuelto el problema de convección natural con intercambio radiativo en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente, este problema fue reportado por Velusamy et al., (2001). Comparaciones de los resultados fueron realizados para los siguientes dos casos: Caso 1 (las paredes tienen una emisividad de 0.9, $T_4=328$ K, $T_2=318$ K y un $Ra=10^{11}$) y Caso 2 (las paredes tienen una emisividad de 0.9, $T_4=348$ K, $T_2=298$ K y un $Ra=10^{11}$). En la Tabla 2 se muestra la comparación de resultados para ambos casos, estos en términos del número de Nusselt promedio convectivo (f) y radiativo (r) en la pared caliente (h) y fría (c). La máxima y mínima diferencia observada para el caso 1 son del 3.14% para el Nu_{cf} y del 0.11% para el Nu_{hr} . En el caso 2, la máxima diferencia observada es de 3.29% para el Nu_{cf} y la mínima diferencia es

de 0.10% para el Nu_{hr} . Sin embargo, las diferencias para el número de Nusselt total son del 1% y 1.5% para el caso 1 y caso 2, respectivamente.

Tabla 2. Comparación del presente estudio con los resultados de Velusamy et al., (2001).

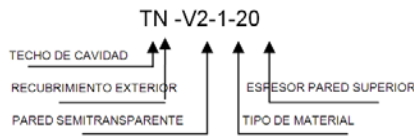
	Caso 1		Caso 2	
	Ref.	Presente Trabajo*	Ref.	Presente Trabajo*
Nu_{hf}	334.90	345.22 (3.08%)	326.03	336.30 (3.15%)
Nu_{cf}	339.34	349.98 (3.14%)	344.57	355.89 (3.29%)
Nu_{hr}	873.58	872.66 (0.11%)	523.06	522.52 (0.10%)
Nu_{cr}	869.14	867.52 (0.19%)	504.52	502.89 (0.32%)
Nu_T	1208.5	1217.88 (0.78%)	849.09	858.82 (1.15%)

* Los valores entre paréntesis son las diferencias porcentuales absolutas.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Después de la comparación de la transferencia de calor por convección natural con flujo turbulento e intercambio radiativo en una cavidad calentada diferencialmente, el problema fue extendido para considerar la transferencia de calor por conducción de calor a través del vidrio y recubrimiento de control solar y en la pared opaca (techo) y convección natural-intercambio radiativo en una cavidad cuadrada. La longitud de la cavidad que se considero fue de 5.0 m que corresponde a la relación existente con el tamaño de una habitación. Se considera que la radiación solar que incide en forma normal sobre la pared semitransparente (vidrio) tiene un valor constante de AM2 (736 W/m^2) y sobre el techo de AM1 (875 W/m^2). El espesor del vidrio fue de 6 mm con un recubrimiento SnS-Cu_xS, cuyas propiedades fueron reportadas en Nair et al. (1991). La temperatura de la pared opuesta al vidrio, T_2 , se considera a 21°C (294 K). Para las condiciones exteriores a la pared semitransparente y a la pared opaca, se supone un coeficiente convectivo exterior de $6.8 \text{ W/m}^2\text{K}$ que equivale a una velocidad de 3 m/s en el exterior a temperatura ambiente de 35°C (308 K).

Con la finalidad de llevar un adecuado control de las configuraciones se introduce una nomenclatura la cual define las características de la simulación numérica, esta es.



Recubrimientos: Negro (N), Rojo (R), Plateado (P), Blanco (B), sin recubrimiento (C).

Pared semitransparente: Con filtro de control solar (V2), sin filtro de control solar (V1).

Tipo de material: Techo solo concreto (1), Techo concreto+poliestireno (2).

Espesor del techo: 0.20 m (20), 0.10m (10).

Para el caso de la simulación de una cavidad con paredes horizontales adiabáticas, se cambia en la nomenclatura el término que corresponde al techo (TR) por (AIS).

Análisis del efecto conductivo del techo de la cavidad

Con el fin de cuantificar el efecto del techo, se presentan los resultados obtenidos de la comparación entre una cavidad con pared superior (techo) conductora de calor y una cavidad con paredes adiabáticas horizontales. La cavidad con techo se considera de concreto de 10 cm de espesor, con recubrimiento negro y blanco. En la Figura 4, la gráfica de la izquierda representa el campo de temperaturas correspondiente para la cavidad con paredes horizontales adiabáticas, en el centro se encuentran las isotermas de la cavidad con techo con recubrimiento blanco y finalmente, a la derecha se observan las isotermas de la cavidad con techo con recubrimiento negro. Se puede apreciar que la cavidad AIS-V1 presenta una distribución gradual de las isotermas a lo alto de la cavidad, alcanzando una temperatura promedio de 31.65°C. Los gradientes horizontales son nulos aproximadamente en 60% de la cavidad, los gradientes principales se presentan en las zonas cercanas a las paredes verticales; que es donde el aire tiene mayor intercambio de energía con las paredes. La cavidad TB-V1-1-10 presenta estratificación térmica en la parte superior de la cavidad, esta estratificación es originada por el flujo de calor que aporta el techo de concreto, alcanzando la temperatura media de la cavidad de 33.84 °C. La parte superior de la cavidad se encuentra estratificada en todo el ancho de la cavidad,

esto debido al estancamiento del aire en esta zona. La cavidad TN-V1-1-10 presenta un comportamiento semejante a la cavidad con recubrimiento blanco con la diferencia de que el flujo de calor es mayor, por consecuencia la temperatura media de la cavidad es mayor (38.06 °C).

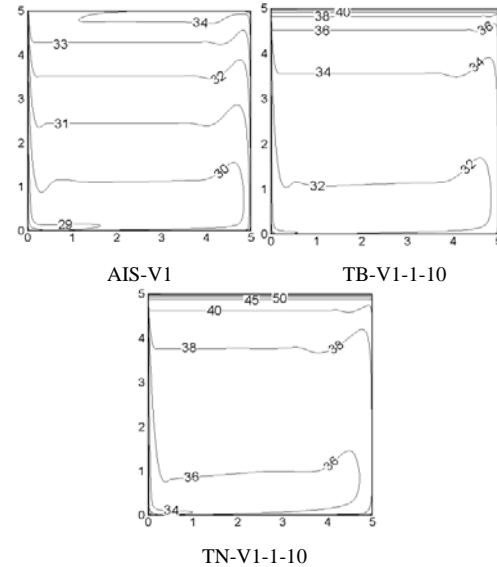


Figura 4. Efecto conductivo, isotermas de cavidades sin filtro de control solar.

La Figura 5 presenta las isotermas de las cavidades AIS-V2, TB-V2-1-10 y TN-V2-1-10. En la cavidad de la derecha que corresponde al techo de concreto con recubrimiento negro, se aprecia una estratificación térmica en la parte superior; esto debido al estancamiento del fluido en esa zona de la cavidad. Los gradientes térmicos horizontales son nulos en aproximadamente 70 % de la cavidad. Es importante mencionar que en la parte superior de la cavidad TN-V2-1-10 el movimiento del fluido es mínimo en la parte central, debido a esto la transferencia de calor por convección en esta zona es mínima. Esta característica térmica es semejante a las cavidades sin filtro de control solar. La temperatura promedio de la cavidad es 46.26°C. En la cavidad TB-V2-1-10 se aprecia que el comportamiento térmico es diferente a la cavidad TN-V2-1-10, presenta una estratificación uniforme a todo lo alto de la cavidad, situación semejante a la cavidad AIS-V2. Esto sucede porque el flujo de calor que se aporta desde la pared semitransparente es mayor que el flujo que atraviesa el techo de concreto. La influencia del flujo de calor a través del techo de concreto se ve reflejado en

la temperatura media de la cavidad; la cavidad AIS-V2 presenta una temperatura de 38.64°C, mientras que la cavidad con recubrimiento blanco alcanza una temperatura de 41.12°C, este incremento de la temperatura en la cavidad no altera el patrón de flujo de la misma, por lo tanto no hay estancamiento de fluido en la parte superior de la cavidad.

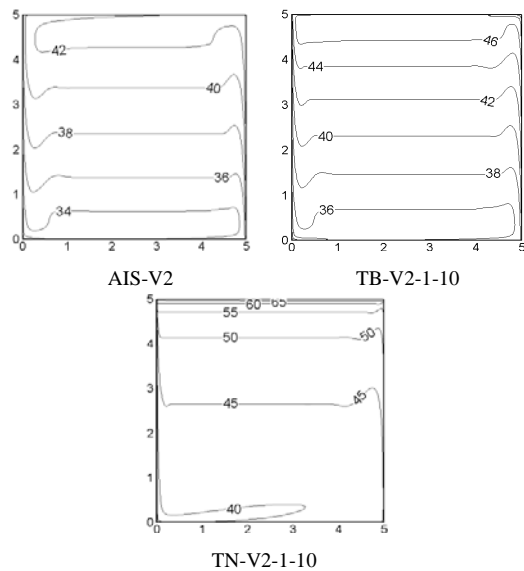


Figura 5. Efecto conductivo, isotermas de cavidades con filtro de control solar.

Efecto del recubrimiento epóxico en el techo de concreto de la cavidad

Una vez analizado el efecto conductivo sobre el comportamiento del fluido dentro de la cavidad, se realizó un estudio paramétrico del efecto del recubrimiento (color del recubrimiento) sobre la parte externa del techo de concreto. El efecto conductivo del techo de concreto tiene una relación directa con el color de recubrimiento empleado. El comportamiento térmico de los recubrimientos depende de sus propiedades ópticas las cuales determinan la fracción de energía que absorbe el techo de concreto. La fracción de energía que es absorbida aumenta la energía térmica interna del techo de concreto y será transmitida por conducción al interior o exterior de la cavidad dependiendo de las temperaturas. En esta sección se presenta el efecto del empleo de un recubrimiento negro, rojo, plateado, blanco y el techo de concreto sin recubrimiento. La intención del estudio es determinar cual recubrimiento genera las mejores condiciones de confort en una habitación.

La Figura 6 presenta las isotermas de las cavidades con recubrimientos epóxicos y pared semitransparente sin filtro de control solar. Las isotermas presentan el mismo comportamiento cualitativo en todas las cavidades, se aprecia que el gradiente vertical de temperatura en la zona central de la cavidad es de aproximadamente 4 °C sin contar las zonas de estancamiento. Se observan similares isotermas para las cavidades con recubrimiento negro y rojo, mientras las cavidades con recubrimiento plateado y blanco presentan un comportamiento cualitativo semejante. La cavidad de techo de concreto presenta el mismo comportamiento cualitativo pero en un intervalo medio, es decir, su gradiente vertical de temperaturas es de 4°C, pero se aprecia que las isotermas no corresponden a las de cavidades de altas temperaturas o de menor temperatura. Hay una estratificación térmica en la parte superior de la cavidad en todas las cavidades.

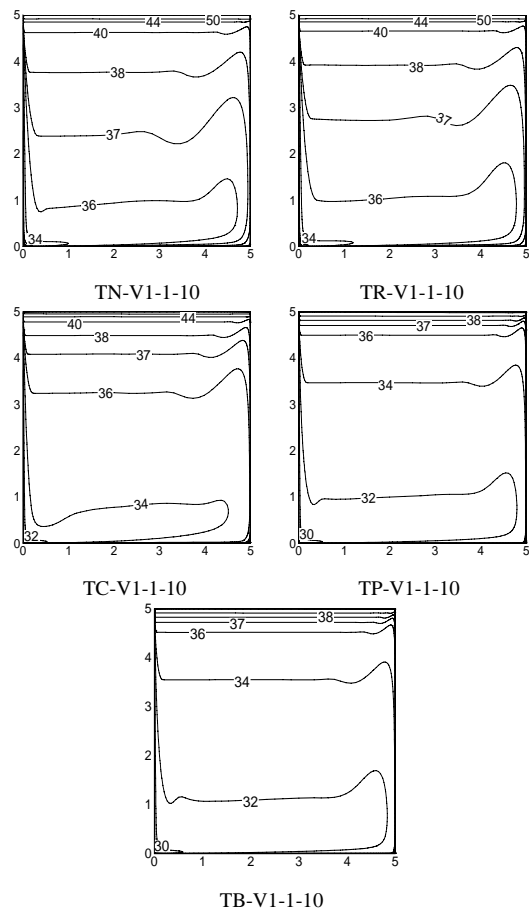


Figura 6 Isothermas (°C) para cavidades con diferentes recubrimientos en el techo de concreto y pared semitransparente sin filtro de control solar.

La Figura 7 presenta las isotermas para las cavidades con diferentes recubrimientos epóxico y pared semitransparente con filtro de control solar. El patrón térmico es diferente entre las cavidades, las cavidades con recubrimiento negro, rojo y concreto presentan un comportamiento cualitativo semejante con estratos térmicos en la parte superior de la cavidad, mientras que las cavidades con recubrimiento plateado y blanco, presentan una estratificación en el centro de la cavidad, no presentan zonas de estancamiento. Independientemente del comportamiento, se aprecia visualmente un gradiente vertical térmico en la zona de circulación de 10°C para todos los casos.

En la Tabla 3 se muestran las temperaturas promedio al interior de la cavidad para los casos analizados en esta sección. El techo de concreto con recubrimiento negro presentan las máximas temperaturas, también, se aprecia que el recubrimiento blanco presenta las temperaturas mas bajas en situaciones con/sin filtro de control solar. Se puede observar que la temperatura promedio es mayor cuando se usa el control solar, esto es debido principalmente a que la cantidad de energía que fue absorbida por la película de control solar resulta crear un mayor efectivo convectivo hacia el interior, comparado con la cantidad de energía radiativa directa que podría estar pasando a través del vidrio sin el control solar (Xamán y Álvarez, 2006).

Tabla 3 Temperaturas promedio al interior de la cavidad para los diferentes casos bajo estudio.

Caso	T (°C)				
	Negro	Rojo	Aluminio	Blanco	Concreto
Vidrio/Techo Sin filtro	38.06	37.85	33.96	33.84	36.41
Con filtro	46.26	46.06	41.36	41.12	44.52

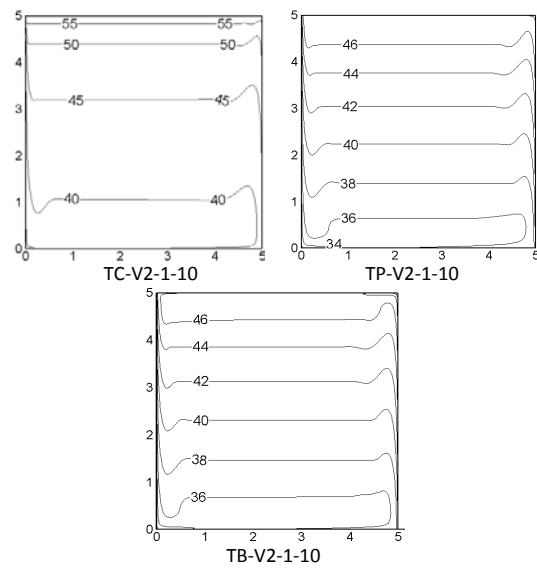
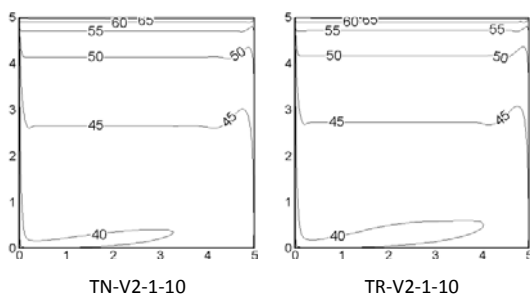


Figura 7 Isotermas (°C) para cavidades con diferentes recubrimientos en el techo de concreto y pared semitransparente con filtro de control solar.

Variación del tipo de material y espesor del techo de la cavidad

A continuación, se analiza la influencia del tipo de material y el espesor del techo sobre la cavidad con vidrio con/sin filtro de control solar. Para ello, se realizó un análisis considerando un techo de concreto de 10 y 20cm de espesor y un techo de concreto de 15 cm de espesor con una capa de poliestireno expandido (unicel) de 5 cm sumando en total 20 cm de espesor del techo compuesto. De la sección anterior, se concluyó que el techo con recubrimiento blanco presenta las menores temperaturas al interior de la cavidad. En el análisis siguiente se emplea solo el recubrimiento blanco sobre el techo de concreto, esto como parte de la selección para obtener una combinación de la composición del techo de la cavidad.

Las Tablas 4 y 5 muestran una comparación cuantitativa de los flujos de calor a través del techo y de las temperaturas promedio al interior de la cavidad para las configuraciones con recubrimiento blanco en el techo y vidrio con/sin filtro de control solar. Se muestra la diferencia porcentual entre el techo de concreto (10cm), techo de concreto (20cm) y techo concreto+poliestireno expandido (20cm). En los resultados de ambas tablas, se observa que en el caso que considera el techo compuesto con



unicel, presenta los menores flujos de calor al interior de la cavidad y por consecuencia las menores temperaturas. Se encuentra aproximadamente un 2% en la disminución de temperatura para ambos casos.

Con base en lo anterior, se determina que el techo compuesto concreto+poliestireno expandido de espesor de 20cm con recubrimiento epóxico blanco presenta la menor ganancia térmica en referencia con las analizadas.

Tabla 4 Comparación cuantitativa de flujo de calor y temperatura para el caso sin filtro de control solar.

	Sin filtro de control solar		
	TB-V1-1-10	TB-V1-1-20	TB-V1-2-20
Q (W)	273.05	226.90 (16.90)*	12.75 (93.30)*
T (°C)	33.84	33.54 (0.88)*	31.79 (2.05)*

* Diferencia porcentual respecto a la configuración TB-V1-1-10.

Tabla 5 Comparación cuantitativa de flujo de calor y temperatura para el caso con filtro de control solar.

	Con filtro de control solar		
	TB-V2-1-10	TB-V2-1-20	TB-V2-2-20
Q (W)	201.015	160.70 (20.05)*	7.85 (96.09)*
T (°C)	41.12	40.66 (1.11)*	38.74 (2.38)*

* Diferencia porcentual respecto a la configuración TB-V2-1-10.

CONCLUSIONES

Se realizó el estudio de transferencia de calor bidimensional con flujo turbulento en una cavidad cuadrada con paredes conductoras de calor. Esto es, se analizó la convección natural al interior de la cavidad, acoplada la conducción de calor en el techo y pared semitransparente con/sin filtro de control solar, con el intercambio radiativo en las superficies internas de la cavidad. Se realizó un estudio paramétrico de la influencia del techo sobre la cavidad con la finalidad de obtener la configuración adecuada de recubrimiento, material y espesor del techo, que contribuyan a disminuir los flujos de calor hacia el interior de la cavidad.

Con base a los resultados del estudio de parámetros realizado, se concluye lo siguiente:

1. El empleo de recubrimiento epóxico sobre los techos habitacionales tienen una influencia directa sobre el comportamiento térmico de la cavidad, los recubrimientos negro y rojo generan un estancamiento térmico del fluido en la parte superior de la cavidad, mientras que en los recubrimientos aluminio y blanco su comportamiento térmico depende de la pared semitransparente.

2. Al realizar un análisis con los recubrimientos epóxicos, se determinó que el recubrimiento negro presenta los flujos de calor máximos al interior de la cavidad con y sin filtro de control solar, mientras que el recubrimiento blanco presenta los flujos de calor menores al interior de la cavidad para ambos casos (con y sin filtro de control solar), esto se debe a la capacidad de absorber o reflejar el flujo de calor según sea el color de recubrimiento.

3. Al analizar el espesor y material del techo de la cavidad, se encontró que el techo de 10cm de espesor presenta los flujos máximos al interior de la cavidad; y que el techo de concreto+poliestireno expandido de 20cm presenta flujos mínimos al interior de la cavidad.

Finalmente se tiene que recubrimiento blanco, aplicado en un techo de concreto+poliestireno expandido de 20cm es el adecuado para reducir las ganancias térmicas al interior de la cavidad.

BIBLIOGRAFÍA

Álvarez G., Estrada C., “ Numerical Heat Transfer in a Cavity with a Solar Control Coating Deposited to a Vertical Semitransparent Wall”, Int. J. Numerical Meth. Fluids, Vol. 34, Págs. 585-607, 2000.

Behnia M., Rizes J., De Vahl Davis G., “Combined Radiation and Natural Convection in a Cavity with a Transparent Wall and Containing a Non-Participant Fluid”, Int. J. Numerical Meth. Fluids, Vol. 10, Págs. 305-3225, 1990.

Henkes R., “Natural Convection Boundary Layer”, Doctoral Thesis, Delft University of Technology, 1990.

Henkes R., Van-Der-Vlugt F., Hoogendoorn C., Natural-convection flow in a square cavity

calculated with low-Reynolds-number turbulence models, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 34 (1991) 377-388.

Modest M., "Radiative Heat Transfer", Mc. Graw Hill Co., 1993.

Mohamed B., "A Computational Study of Flow in Mechanically Ventilated Space", Master of Science Thesis, Cairo University, March 1998.

Nair M., Nair P., "SnS-Cu_xS Thin Film Combination: A Desirable Solar Control Coatings for Architectural and Automobile Glazings", *J. Phys. D: Appl. Phys.*, Vol. 24, Págs. 450-453, 1991.

Patankar S., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing, Washington, 1980.

Pope S., "Turbulent Flows", Cambridge University Press, 2000.

Ramey M., "Application of Computational Fluid Dynamics to Indoor Room Air flow", Master of Science Thesis, Oklahoma State University, 1994.

Van Doormaal J., Raithby G., Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flow, *Numerical Heat Transfer* 7 (1984) 147-163.

Velusamy K., Sundararajan T., Seetharamu K., "Interaction Effects between Surface Radiation and Turbulent Natural Convection in Square and Rectangular Enclosures", *J. Heat Transfer*, Vol. 123, Págs. 1062-1070, 2001.

Xamán J., Álvarez G., "Effect of heat conduction of SnS-Cu_xS solar control coated semitransparent wall on turbulent natural convection in a square cavity", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 50, Págs. 79-98, 2006.

Xamán J., Arce J., Álvarez G., Chávez Y., "Laminar and turbulent natural convection combined with surface thermal radiation in a square cavity with a glass wall". En Prensa en la Revista International Journal of Thermal Sciences (Enero-2008).