

# ESTUDIO NUMÉRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR CONJUGADA EN CAVIDADES VENTILADAS CON FLUJO TURBULENTO

J. M. Tun, J. Xamán, G. Álvarez, F. Noh

jxaman@cenidet.edu.mx

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico. CENIDET-DGEST-SEP

Prol. Av. Palmira S/N. Col. Palmira, CP. 62490

Cuernavaca, Morelos; México

## RESUMEN

Se realizó un estudio numérico de la transferencia de calor conjugada en una cavidad ventilada en régimen de flujo turbulento para analizar la eficiencia de distribución de temperaturas al interior y determinar una configuración óptima de ventilación. Se consideraron todas las paredes de la cavidad adiabáticas, excepto la pared vertical derecha, la cual es un muro conductor opaco y tiene una apertura en su parte inferior, sujeta a un flujo de calor constante de  $736 \text{ W/m}^2$  y que interactúa con el medio ambiente. La posición de salida del aire fue analizada para cuatro casos, la velocidad de entrada del aire fue variada en términos del número de Reynolds en un intervalo de  $2 \times 10^3 \leq Re \leq 4 \times 10^4$ . Se resolvieron las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía acopladas con el modelo de turbulencia  $\kappa$ - $\epsilon$ , las cuales se discretizaron por el método del volumen finito. Los resultados del estudio muestran que ubicar la salida del lado derecho de la pared superior horizontal es la configuración más apropiada, debido a que distribuye adecuadamente la temperatura, proporcionando una mejor sensación de confort térmico.

**Palabras claves:** Cavidad ventilada, turbulencia, transferencia de calor.

## NOMENCLATURA

### Latinas

$C_p$	Calor específico a presión constante, J/kg K.
$C_{1\phi}, C_{2\phi}, C_{3\phi}$	Constantes del modelo de turbulencia.
$g$	Aceleración debida a la gravedad, $\text{m/s}^2$ .
$h$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor, $\text{W/m}^2 \text{ K}$ .
$H_m$	Ancho de la pared opaca, m.
$H_i$	Altura de la entrada o salida de aire, m.
$H_x, H_y$	Ancho y altura de la cavidad, m.
$H_o$	Longitud de referencia ( $H_x - H_i$ ), m
$Nu$	Número de Nusselt promedio, $q_{conv-int}/q_{ref}$ .
$P$	Presión, Pa.
$q$	Flujo de calor, $\text{W/m}^2$ .
$\dot{Q}$	Flujo de calor, $\text{W/m}^2$ .
$Re$	Número de Reynolds, $\rho U_{inlet} H_i / \mu$ .
$T$	Temperatura del aire, °C ó K.
$T_s$	Temperatura de la superficie exterior del muro, °C ó K.
$T_m$	Temperatura del muro, °C ó K.
$T_{ext}$	Temperatura del medio ambiente exterior, °C ó K.
$T_\infty$	Temperatura de referencia, °C ó K.
$u, v$	Componentes de velocidad en dirección horizontal y vertical, m/s.

$u_o$	Velocidad de referencia, m/s.
$x, y$	Coord. en dirección horizontal y vertical.
<b>Griegas</b>	
$\alpha$	Difusividad térmica, $\text{m}^2/\text{s}$ .
$\beta$	Coefficiente de expansión volumétrica, $\text{K}^{-1}$ .
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas, °C ó K.
$\epsilon$	Emisividad.
$\tilde{\epsilon}$	Disipación de energía cinética turbulenta, $\text{m}^2/\text{s}^3$ .
$\epsilon_i$	Eficiencia de distribución de temperatura
$\kappa$	Energía cinética turbulenta, $\text{m}^2/\text{s}^2$ .
$\lambda$	Conductividad térmica del aire, $\text{W/m K}$ .
$\lambda_m$	Conductividad térmica del muro, $\text{W/m K}$ .
$\mu$	Viscosidad dinámica del aire, $\text{kg/m s}$
$\rho$	Densidad del aire, $\text{kg/m}^3$
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ .
$\tau_{ij}$	Tensor de esfuerzos viscosos, $\text{N/m}^2$ .
<b>Subíndices</b>	
<i>cond</i>	Conducción de calor.
<i>conv</i>	Convección de calor
<i>Ext</i>	Exterior de la cavidad
<i>m</i>	Pared opaca
<i>inlet</i>	Entrada en la apertura de la cavidad.
<i>int</i>	Interior de la cavidad

<i>outlet</i>	Salida en la apertura de la cavidad.
<i>rad</i>	Radiación de calor
<i>ref</i>	Valor de referencia

## **INTRODUCCIÓN**

El aire es un fluido disponible abundantemente y puede usarse de manera efectiva para enfriamiento o calentamiento en muchas aplicaciones, de las cuales se puede mencionar: el enfriamiento de equipos electrónicos, diseño térmico de habitaciones, sistemas de aire acondicionado, etc. El conocimiento del movimiento del aire en cuartos ventilados es esencial en el diseño de sistemas de ventilación, en el cual el objetivo es crear un clima aceptable en donde prevalezca una distribución adecuada de velocidad, temperatura y concentración de contaminantes. El proceso de crear un buen microclima interior puede ser dividido básicamente en dos categorías: Ventilación para obtener una buena calidad del aire y calentamiento o enfriamiento para lograr confort térmico, el objetivo de este estudio está dirigido al segundo punto, es decir al confort térmico.

Otro aspecto importante en relación al estudio de sistemas de ventilación es el consumo de energía, el cual se refiere a los costos por consumo de energía debido el diseño inadecuado desde el punto de vista térmico de un edificio con un sistema de calentamiento, ventilación o aire acondicionado. El cálculo de las cargas térmicas de calentamiento o enfriamiento está relacionado con el coeficiente convectivo de transferencia de calor ( $h$ ) interior de una habitación, la transferencia de calor radiativa entre las superficies de la habitación y la conducción de calor a través de las paredes de la misma, siendo estos procesos factibles de modelar y predecir mediante una simulación numérica, considerando a la habitación como una cavidad.

La transferencia de calor por convección es considerada como uno de los procesos más importantes, en la cual se transfiere calor de las paredes de la habitación al aire interior. La determinación del coeficiente convectivo de calor en la pared, depende esencialmente del patrón de flujo de aire creado al ventilar un

cuarto. Una determinación errónea de este coeficiente podría conducir a imprecisiones significativas en el cálculo de las cargas térmicas (Peng, 1998). En diseños tradicionales las cargas térmicas con frecuencia son calculadas suponiendo una temperatura de aire interior constante, lo cual es una consideración errónea. Actualmente con el uso de los métodos de DFC (Dinámica de Fluidos Computacionales) se puede calcular el perfil de temperaturas real en la pared y por lo tanto mejorar sustancialmente los cálculos de cargas térmicas de calentamiento o enfriamiento.

En los años 70's, diversos investigadores empezaron a usar la DFC para el estudio de patrones de flujo en cavidades. Nielsen (1974) fue el primero en presentar la solución numérica para predecir el flujo de aire en un cuarto con aire acondicionado. El autor concluyó que el modelo de turbulencia usado reproduce niveles de turbulencia relativamente altos cerca de la pared horizontal inferior, lo cual concuerda con los resultados experimentales. Posteriormente, Davidson (1987) realizó un cálculo numérico de flujos afectados por la fuerza de flotación en cavidades ventiladas, el método de volumen finito fue usado para discretizar las ecuaciones gobernantes. Los resultados se compararon con datos experimentales, encontrándose muy buena aproximación entre ellos, concluyéndose que la edad del aire y la velocidad de purga son parámetros necesarios para caracterizar el desempeño de los cuartos ventilados. De la misma manera, Chen (1991) llevó a cabo un estudio donde calcula los patrones del flujo del aire en una cavidad ventilada a régimen de flujo turbulento utilizando el código PHOENICS-84 y los resultados numéricos se compararon con los resultados experimentales de Nielsen (1990). El autor concluye que el cálculo de la intensidad turbulenta es menor a los reportados por el experimento, esto probablemente se deba a que las fluctuaciones en las direcciones en "y" y en "z" son sobre estimadas. Actualmente, Singh y Sharif (2003) realizaron un estudio numérico para investigar el enfriamiento por convección mixta en una cavidad rectangular calentada diferencialmente en sus paredes verticales en régimen de flujo laminar. El objetivo del estudio de Singh y Sharif fue identificar la mejor

configuración de la entrada y la salida de aire para mejorar la eficiencia de enfriamiento en la cavidad. Los autores concluyen que se debe de suministrar el aire en la parte inferior de la pared fría y fijar su salida en la parte superior de la pared caliente, esto es debido a que en esta configuración el vórtice de recirculación se forma cerca de la pared fría y la pared caliente está en contacto con la entrada de aire frío, y por lo tanto proporciona la eficiencia de enfriamiento más alta y la temperatura más baja en la cavidad. Recientemente, Moureh y Flick (2005) publicaron los resultados del estudio numérico y experimental, en el cual se investiga las velocidades características en cavidades ventiladas como función del arreglo de localización del flujo de entrada en el mismo lado donde se ubica la apertura de salida. Este estudio demostró que usar la apertura de entrada en forma lateral evita la separación de la corriente de entrada. Este aspecto mejora la homogeneidad de la ventilación y permite una distribución uniforme de parámetros ambientales al interior, tales como, temperatura y concentración de contaminantes.

De acuerdo a la revisión bibliográfica, existen escasos trabajos direccionados a cuartos ventilados con transferencia de calor conjugada que involucren conducción y convección mixta. Por lo anterior, en vías de conocer lo más acertadamente posible las ganancias térmicas al interior de habitaciones se origina la necesidad de realizar un estudio de esta índole, para caracterizar la transferencia de calor en habitaciones, lo cual es útil para el diseño de sistemas de ventilación y cálculo de cargas térmicas. Por lo tanto, es interés del presente estudio, como una aproximación a la comprensión del comportamiento térmico de una habitación, analizar numéricamente la influencia de la ubicación de las ventilas de extracción de aire y el patrón de flujo en los fenómenos de transferencia de calor conjugada (conducción y convección mixta) en el interior de una habitación con una pared conductora de calor constituida de tabique; modelando a la habitación como una cavidad cuadrada y a la pared conductora como una pared opaca. El objetivo principal es estudiar diferentes configuraciones en la ubicación de la salida de

aire, así como también varios números de Reynolds, para verificar cuál de estos parámetros proporciona una mayor eficiencia de distribución de temperaturas en la cavidad. Se analizan cuatro casos de configuraciones: (a) salida en la pared vertical izquierda en la posición superior, (b) salida en la pared horizontal superior en el lado izquierdo, (c) salida en la pared horizontal superior en la posición central y (d) salida en la pared horizontal superior del lado derecho.

## MODELO FÍSICO

La configuración del modelo físico consiste en una cavidad bidimensional con aperturas de extracción del aire en la pared superior o pared vertical izquierda, se considera que esta cavidad está llena de aire, inicialmente a una temperatura constante. La pared vertical derecha es una pared opaca, a la cual se le suministra un flujo de calor normal constante; debido a que parte de este flujo de calor pasa a través de la pared por conducción, se genera una diferencia de temperatura entre la superficie interior de la pared y el aire contenido en la cavidad y de la superficie exterior de la pared con el medio ambiente, provocando intercambio de calor radiativo y convectivo con el exterior. La pared vertical derecha se encuentra abierta en la parte inferior por donde entra el flujo de aire. La pared vertical izquierda es una pared adiabática. La cavidad es ventilada con aire a una temperatura de 24 °C, a través de la abertura inferior derecha y las paredes horizontales son consideradas adiabáticas. La salida de aire es realizada para las cuatro configuraciones mencionadas previamente.

En la Figura 1 se presenta el modelo físico bidimensional de la cavidad cuadrada. La altura de la cavidad se define como  $H_y=H_x= 3.0$  m, las regiones de entrada y salida de aire en la cavidad tienen una altura  $H_f=0.30$  m, la velocidad de entrada es una función del número de Reynolds, el flujo de calor impuesto sobre la pared opaca es de  $736 \text{ W/m}^2$  y el espesor de la pared conductora se fija a un valor de  $H_m=0.1$  m.

La ubicación de salida del aire se analizó en cuatro puntos diferentes: a) salida en la pared vertical izquierda en la posición superior, (b) salida en la pared horizontal superior en el lado

izquierdo, (c) salida en la pared horizontal superior en la posición central y (d) salida en la pared horizontal superior del lado derecho; como se muestra en la Figura 1.

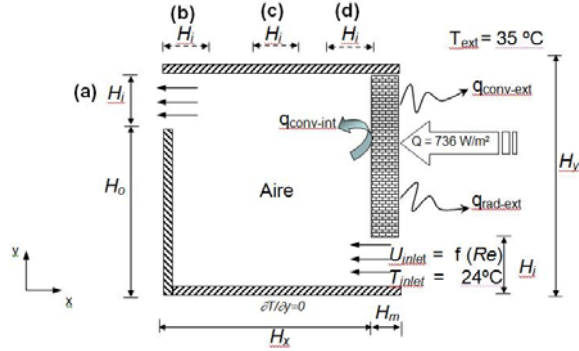


Figura 1. Modelo físico de la cavidad.

## MODELO MATEMÁTICO

Las ecuaciones que gobiernan los mecanismos de transferencia de calor por convección y flujo de fluidos de la cavidad ventilada, son las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía promediadas en el tiempo. Estas se muestran a continuación en forma tensorial:

Ecuación de masa:

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

Ecuación de momento

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) - \rho \beta (T - T_\infty) g_i \quad (2)$$

Ecuación de energía

$$\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{\lambda}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho \overline{u_i T} \right) \quad (3)$$

Para aproximar los términos debidos a efectos de turbulencia se utiliza el modelo de dos ecuaciones  $k$ - $\varepsilon$  de Henkes y Hoogendoorn (1995), el cual se presenta a continuación:

Ecuación de esfuerzo turbulento

$$\rho \overline{u_i u_j} = -\mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (4)$$

Vector de flujo de calor turbulento

$$\rho \overline{u_i T} = -\frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5)$$

La viscosidad turbulenta está relacionada con la energía cinética turbulenta ( $\kappa$ ) y la disipación de energía cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ) mediante la expresión empírica de Kolmogorov-Prandtl expresada de la siguiente forma (Pope, 2000):

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho \kappa^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

Las ecuaciones de la energía cinética turbulenta y la disipación de energía cinética turbulenta, son obtenidas a partir de sus ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial(\rho u_i \kappa)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + P_\kappa + G_\kappa - \rho \varepsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \quad (8)$$

$$C_{\varepsilon 1} [P_\kappa + C_{\varepsilon 3} G_\kappa] \frac{\varepsilon}{\kappa} - C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{\kappa}$$

Donde la producción/destrucción debido a esfuerzos cortantes y fuerzas de flotación son respectivamente:  $P_\kappa = -\rho \overline{u_i u_j} \partial u_i / \partial x_j$  and

$$G_\kappa = -\beta \rho \overline{u_i T} g_i.$$

**Condiciones de frontera para el modelo convectivo.**

Las condiciones de frontera para las velocidades son fijadas a cero en las superficies sólidas. La velocidad en la apertura de entrada es  $u = u_{inlet} = f(Re)$  y  $v_{inlet} = 0$  y en la apertura de salida  $\partial u / \partial n = 0$  y  $\partial v / \partial n = 0$ , donde  $n$  representa la dirección normal a la superficie de salida

Las condiciones de frontera térmica son:

Para las paredes adiabáticas:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (9)$$

Para la apertura de entrada de aire

$$T = T_{inlet} = 24 \text{ °C} \quad (10)$$

Para la apertura de salida de aire

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (11)$$

La condición de frontera en la interacción de la pared opaca con el fluido en la cavidad es:

$$q_{cond-muro} = q_{conv-int} \text{ o también}$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{muro} = \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{aire} \quad (12)$$

Condiciones de frontera para las cantidades turbulentas ( $\varepsilon$ ,  $\kappa$ ):

Energía cinética turbulenta en la entrada

$$k_{inlet} = 1.5(0.04 * u_{inlet})^{2.0} \quad (13)$$

Disipación de energía cinética turbulenta en la entrada

$$\varepsilon_{inlet} = (k_{inlet})^{0.5} / H_i * 0.1 \quad (14)$$

En la salida  $\varepsilon$  y  $\kappa$  se fijaron de la siguiente manera

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0 \text{ y } \frac{\partial \kappa}{\partial n} = 0 \quad (15)$$

### Modelo Conductivo

La ecuación que gobierna la transferencia de calor por conducción en la pared opaca vertical derecha (muro de tabique), es la ecuación de conducción de calor en dos dimensiones.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial y} \right) = 0 \quad (16)$$

En donde,  $\lambda_m$  la conductividad térmica del muro,  $T_m$  temperatura en el muro.

### Condiciones de frontera para el modelo conductivo.

La frontera inferior es considera adiabática

$$\frac{\partial T_m}{\partial y} = 0 \quad (17)$$

La frontera superior es considerada adiabática

$$\frac{\partial T_m}{\partial y} = 0 \quad (18)$$

La frontera del lado derecho de la pared opaca está sometida a un flujo de calor constante.

$$q_{cond-muro} = Q + q_{rad-ext} + q_{conv-ext} \text{ ó}$$

$$\lambda_m \frac{\partial T}{\partial x} = Q + \sigma \varepsilon (T - T_{ext}) + h(T - T_{ext}) \quad (19)$$

Para la frontera que esta interactuando con la cavidad, se considera que el flujo de calor por conducción en la pared opaca es igual al flujo de calor transmitido por conducción a través del aire hacia el punto más cercano a la pared.

## PARÁMETROS TÉRMICOS

### Eficiencia de distribución de temperatura

La eficiencia de distribución de temperatura interior es un parámetro muy importante, el cual hace referencia a la forma en que el patrón de flujo re-ordena las temperaturas en toda la zona de la cavidad, de tal manera que no permita zona de altas temperaturas o vórtices recirculatorios pegados a la pared caliente. Awbi (2003) define este parámetro en función de las siguientes variables:

$$\varepsilon_t = \frac{T_{salida} - T_{\infty}}{T_{promedio} - T_{\infty}} \quad (20)$$

En donde

$T_{salida}$  = Temperatura promedio del aire en la apertura de salida.

$T_{promedio}$  = Temperatura promedio del aire en toda la cavidad.

$T_{\infty}$  = Temperatura del aire en la entrada de la cavidad

### Número de Nusselt

El numero de Nusselt es un parámetro para cuantificar la transferencia de calor total dentro de la cavidad, este se define como la razón de magnitud de transferencia de calor por convección o radiación con respecto a un flujo de calor referencia, (Ousthuizen y Naylor, 1999).

En el presente trabajo no se considera radiación al interior, por lo que el número de Nusselt puede definirse como la razón de magnitud de transferencia de calor por convección con respecto a un flujo de referencia.

$$Nu = \frac{q_{conv-int}}{q_{ref}} \quad (21)$$

Donde  $q_{ref}$  es el flujo de calor por conducción a través de la cavidad el cual está dado por:

$$q_{ref} = \lambda \frac{T(Hx, y) - T(0, y)}{Hx} = \lambda \frac{T_4 - T_2}{Hx} \quad (22)$$

En donde:

$T_4$ = Temperatura promedio en la parte interna del muro conductor

$T_2$ = Temperatura promedio de la pared vertical izquierda de la cavidad.

y  $q_{conv-int}$  es la transferencia de calor al interior desde la superficie interior de la pared opaca.

$$q_{conv-int} = \lambda \left. \frac{\partial T(x, y)}{\partial x} \right|_{x=Hx} \quad (23)$$

## METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN NUMÉRICA

Para la solución del problema planteado se desarrollo un código numérico en lenguaje de programación Fortran. Las ecuaciones gobernantes que describen el flujo y la transferencia de calor en este problema fueron discretizadas a través de la técnica de volumen finito (Patankar, 1980). Para el acoplamiento de las ecuaciones de masa y momento se uso el algoritmo SIMPLEC (Van Doormal y Raithby, 1984). Para los términos convectivos se uso el esquema upwind y para los términos difusivos el esquema centrado. El sistema de ecuaciones algebraicas resultante es resuelto por el método iterativo línea por línea LBL. El criterio de convergencia usado fue que el residual global de cada ecuación fuera menor a  $1 \times 10^{-8}$  (balance de la ecuación discretizada). Se realizó un estudio de independencia de malla desde 101x81 hasta 141x121 con incrementos de 10 nodos computacionales, encontrándose una malla no-

uniforme óptima de 131x111 nodos con una desviación máxima del 1% para la componentes de velocidad máxima y la temperatura promedio (Tabla 1). La discretización del muro conductor fue siempre 20 nodos en la dirección horizontal para todas las mallas. El modelo conductivo se resolvió de forma separada al fluido y se acoplo a través de las condiciones de frontera.

Tabla 1. Efecto del refinamiento de malla.

Malla	$v_{max}$	Dif. %	$u_{max}$	Dif. %	$T_{prom}$	Dif. %
	(x=1.5m)	Abs.	(y=1.5m)	Abs.	(x=1.5m)	Abs.
101x81	1.46	---	0.13	--	301.69	--
111x91	1.50	2.73*	0.11	15.40*	301.75	0.02*
121x101	1.57	4.6*	0.12	9.18*	301.65	0.03*
131x111	1.58	0.6*	0.119	0.83*	301.69	0.02*
141x121	1.58	0.0*	0.12	0.83*	301.64	0.02*

\* Diferencial porcentual con respecto a la malla anterior

Para validar el código desarrollado se resolvió el problema propuesto por Nielsen (1990), el cual consiste en una cavidad ventilada bajo condiciones isotérmicas en régimen de flujo turbulento con entrada y salida de aire en sus paredes verticales. La geometría consiste de una cavidad con una altura  $H=3.0$  m y una longitud  $L=9.0$  m, el aire es forzado a entrar por la parte superior de la pared izquierda y sale a través de la parte inferior de la pared derecha, considerando todas sus paredes adiabáticas, como se muestra en la Figura 2, en donde  $h_{inlet}$  es la altura de la apertura de entrada,  $h_{outlet}$  es la altura de la apertura de salida y  $u_{inlet}$ ,  $\kappa_{inlet}$ ,  $\epsilon_{inlet}$  son la velocidad, energía cinética turbulenta, disipación de energía cinética turbulenta en la entrada, respectivamente.

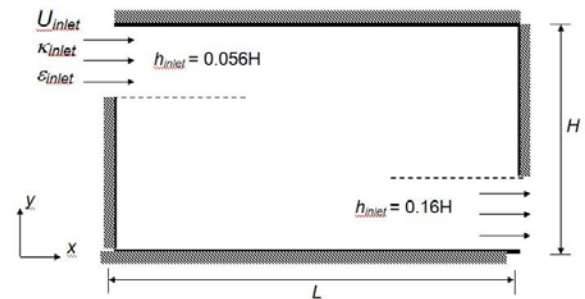
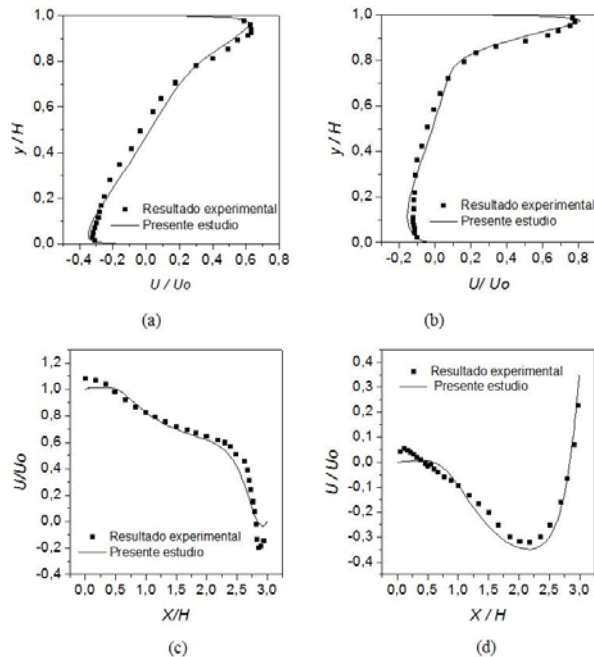


Figura 2. Diagrama esquemático de la cavidad ventilada.

En la Figura 3 se presentan los resultados de la componente de velocidad horizontal  $u$ , en cuatro diferentes secciones de la cavidad. En la Figura 3(a) y 3(b) se presentan las velocidades a lo

largo del eje  $y$ , cerca de la entrada ( $x/H=1.0$ ) y salida ( $x/H=2.0$ ) respectivamente. En Figura 3(c) se presenta las velocidades a lo largo del eje  $x$  en la región cercana al techo de la cavidad ( $y/H=0.972$ ) y la Figura 3(d) muestra las velocidades en dirección del eje  $x$  cerca del piso de la cavidad ( $y/H=0.028$ ). En estas gráficas se observa que los resultados numéricos con el modelo de Henkes y Hoogendoorn (1995), concuerdan satisfactoriamente con los datos experimentales con un porcentaje de error máximo de 16.14 %. Este porcentaje de error puede ser debido a la aproximación del modelo de turbulencia o a los esquemas de interpolación usados.



**Figura 3.** Comparación de la componente velocidad  $u$  con datos experimentales en: (a)  $x/H=1.0$ , (b)  $x/H= 2.0$ , (c)  $y/H=0.972$  y (d)  $y/H=0.028$ .

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Parámetros de estudio

Para este estudio se considero un tamaño de la cavidad constante de 3 x 3 m siendo las dimensiones características de una habitación, con una altura en las aperturas de entrada y salida de 0.3 m (30 cm) por ser el tamaño promedio de los difusores de salida de los sistemas de aire acondicionado. El material del muro conductor de calor se considero de tabique

con espesor de 0.1 m. Para la transferencia de calor por convección al exterior se consideró un valor de coeficiente convectivo ( $h$ ) de 6.8 W/m<sup>2</sup> K y para las pérdidas por radiación al exterior se utilizó una emisividad de pintura blanca epóxica de 0.88 (Modest, 1995) y una temperatura ambiente exterior de 35 °C. El flujo de calor impuesto a muro conductor de calor, se consideró constante con un valor de 736 W/m<sup>2</sup>, el cual representa la cantidad de energía promedio irradiada por el sol sobre una masa de aire AM2.

Para el estudio de eficiencia de distribución de temperatura y obtención de la temperatura de confort al interior de la cavidad ventilada, se realizó un análisis de acuerdo al punto de ubicación de la ventila de extracción del aire, esto permitirá analizar el efecto en el patrón de flujo, distribución de temperatura, así como los niveles de velocidad en la cavidad. Se analizaron cuatro configuraciones: (a) salida en la parte superior de la pared vertical izquierda, caso A; (b) salida en la parte izquierda de la pared superior, caso B; (c) salida en la parte central de la pared superior, caso C y (d) salida en la parte de derecha de la pared superior, caso D.

Un aspecto importante en el diseño de una cavidad ventilada, es la velocidad a la cual se suministra el aire, por este motivo se analizará un intervalo de velocidades desde 0.1 m/s hasta 2.0 m/s. La velocidad mínima de 0.1 m/s equivale a tener una renovación de aire al interior de 36 m<sup>3</sup>/hr por persona, recomendado por la ASHRAE (2005) y 2.0 m/s es la velocidad máxima para difusores de salida de aire establecida por la misma norma; se consideraron seis velocidades 0.10 m/s, 0.25 m/s, 0.52 m/s, 1.0 m/s, 1.54 m/s y 2.0 m/s, en donde el Número de Reynolds en la entrada es función de estas velocidades, por la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{\rho U_{inlet} H_i}{\mu} \tag{24}$$

Con base a la definición anterior, se establecieron seis números de Reynolds ( $Re$ ) para el estudio en la cavidad, siendo estos de  $2 \times 10^3$ ,  $5 \times 10^3$ ,  $1 \times 10^4$ ,  $2 \times 10^4$ ,  $3 \times 10^4$  y  $4 \times 10^4$ .

### Efecto del número de Reynolds (velocidad de entrada) en la cavidad ventilada.

Como se mencionó anteriormente, un aspecto importante en este tipo de análisis es conocer como el aire se mueve y distribuye en el interior de la cavidad, ya que de ello depende la distribución adecuada de la temperatura de confort. En la Figura 4, se muestran las líneas de corriente del aire al entrar a la cavidad, desplazarse y salir por las ventilas de extracción para las cuatro configuraciones bajo estudio con muro de tabique con espesor de 10 cm y variaciones del número de  $Re$  de  $2 \times 10^3$ ,  $5 \times 10^3$ ,  $1 \times 10^4$ ,  $2 \times 10^4$ ,  $3 \times 10^4$  y  $4 \times 10^4$ . La forma de distribución del aire al interior depende de la interacción entre la convección natural y forzada, esto es, si la fuerza de momento provocada por la velocidad del aire entrante es mayor a las fuerzas de flotación, la convección forzada dominara en la forma de distribución del aire; pero si las velocidades de entrada son relativamente bajas, las fuerzas de flotación determinaran el patrón de flujo. Bajo ciertas condiciones ambos fenómenos pueden presentarse y tener igual importancia en la dirección y velocidad del aire en la cavidad (convección mixta).

En la Figura 4 se observa que para los cuatro casos y  $Re$  de  $2 \times 10^3$  ( $U_{inlet} = 0.10 \text{ m/s}$ ) las líneas de corriente del flujo principal se distribuyen junto a la pared caliente y una parte del aire queda estancando en la zona restante de la cavidad, esto se debe principalmente al efecto de la convección natural, lo cual hace que el aire caliente cerca a la pared tienda a subir y moverse hasta salir de la cavidad, en este caso las fuerzas de flotación dominan. Si se aumenta el número de Reynolds a  $5 \times 10^3$  ( $U_{inlet} = 0.25 \text{ m/s}$ ) el flujo de aire tiende a dispersarse al interior de la cavidad, pero nuevamente se desplaza hacia la pared caliente formando un vórtice de recirculación interior. Para un  $Re = 1 \times 10^4$  ( $U_{inlet} = 0.5 \text{ m/s}$ ) se observa el surgimiento de otro vórtice en la esquina superior derecha de la cavidad para los casos A, B y C, sin embargo para el caso D este vórtice desaparece debido a la configuración. A partir de  $Re = 2 \times 10^4$  hasta  $4 \times 10^4$  ( $1 \text{ m/s} - 2 \text{ m/s}$ ) la corriente de flujo principal se mueve sobre la parte inferior de la cavidad hasta que choca con la pared opuesta a

la entrada de aire y se desplaza sobre ésta, hasta la salida de extracción. En número de Reynolds de  $2 \times 10^4$  y  $3 \times 10^4$  se observan dos vórtices internos para los casos A, B, y C y uno solo para el caso D, para  $Re$  de  $4 \times 10^4$  el caso C solo presenta un solo vórtice recirculatorio. Este tipo de movimiento en forma de “L” para el caso A y B y en forma de “C” para el caso C y D, hacen que se forme un vórtice cercano a la pared caliente, cabe señalar que este tipo de patrones de flujo es indeseable cuando se desea distribuir adecuadamente la temperatura o eliminar energía de la pared caliente, debido a que el vórtice de recirculación que se forma mantiene atrapado el calor de la pared sin salir de la cavidad y por lo consiguiente permanecen altas temperaturas en esa sección de la cavidad.

Además de verificar el efecto del número de Reynolds en el patrón de flujo, también es importante verificar la influencia sobre la distribución de la temperatura del aire en el interior de la cavidad. En la Figura 5 se presentan las isoterms al interior de la cavidad, para un muro de tabique, con espesor de 10 cm, para todos los casos de configuración y número de Reynolds en un intervalo de  $2 \times 10^3 \leq Re \leq 4 \times 10^4$ . Como se puede apreciar en las gráficas para  $Re$  de  $2 \times 10^3$ , las isoterms tienden a manifestar un comportamiento de estratificación térmica debido al efecto dominante de la convección natural, es decir, pegado a la pared caliente se presentan los gradientes más altos de temperatura haciéndose presente la capa límite. Sin embargo, más allá de esta región se mantiene una estratificación térmica, desde de la parte media hacia el techo de la cavidad; por debajo de esta región se presentan isoterms con la temperatura de entrada de la corriente de aire, por lo tanto se forman dos zonas térmicas características, una en la parte baja de la cavidad con temperaturas de 297 K (24°C) y otra región en la parte superior con temperaturas de 300 a 310 K (27-37 °C). A medida que se aumenta el número de Reynolds, la estratificación térmica presente en la parte superior tiende a desvanecerse y las temperaturas altas se desplazan hacia la parte superior de la cavidad. Para  $Re$  de  $5 \times 10^3$  y los cuatro casos se observa que la configuración D proporciona una distribución de temperatura en un intervalo de



297-299K (24-26 °C), siendo esta la más baja

comparada con los otros casos.

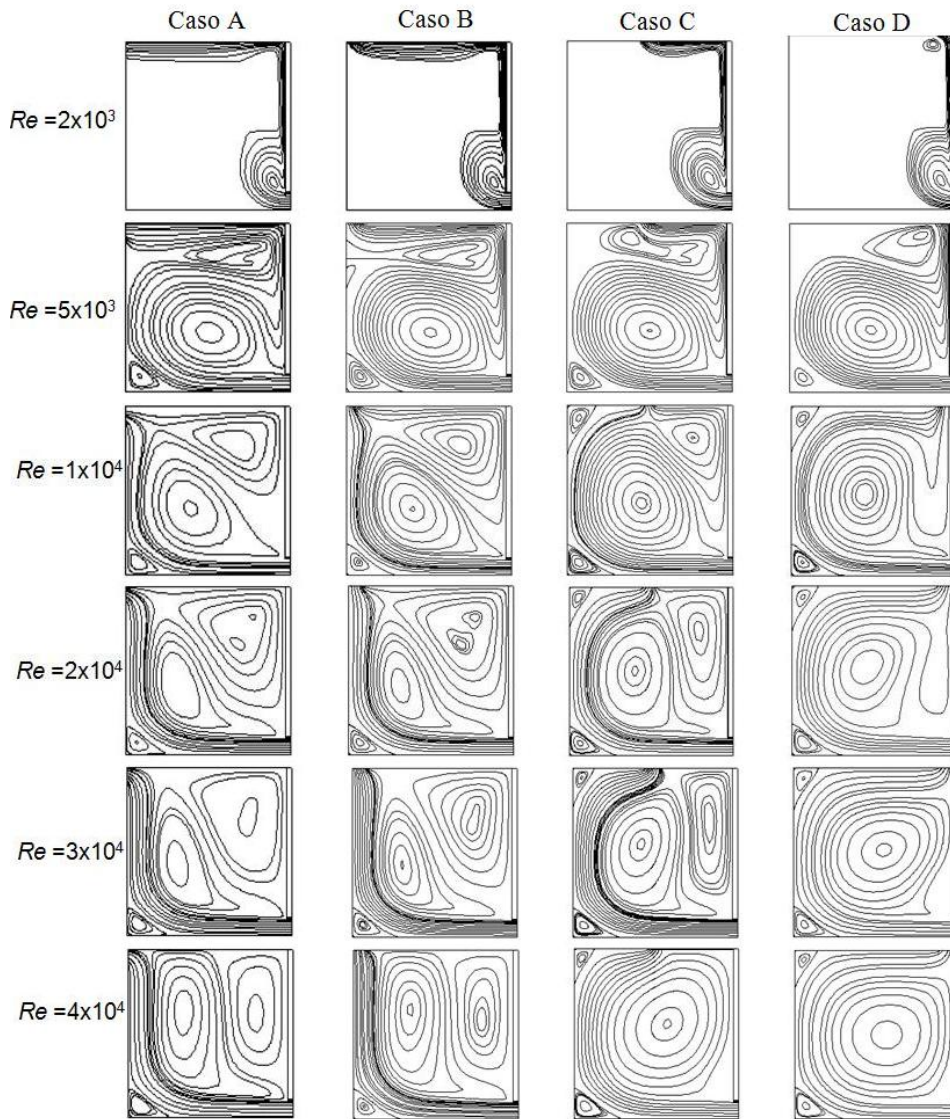


Figura 4. Líneas de corriente para los cuatro casos y  $2 \times 10^3 \leq Re \leq 4 \times 10^4$ .

Por otro lado, para números de Reynolds a partir de  $1 \times 10^4$  hasta  $3 \times 10^4$  las isothermas tienden a formar líneas que van desde la entrada hasta la salida dividiendo diagonalmente a la cavidad para los casos A y B, en el centro de la otra caliente del lado derecho con temperaturas desde 299 K hasta 306 K (26 a 33 °C). Para velocidades altas en la entrada ( $Re = 4 \times 10^4$ ), en los casos A y B las isothermas con temperaturas de 297 y 298 K se presentan en la parte baja de la cavidad y junto a la pared vertical izquierda,

coordenada  $x$  para el caso C y en una sección pegada al muro para el caso D. Los patrones muestran nuevamente en la cavidad dos zonas: una fría presente en lado izquierdo con temperaturas de 297 K a 298 K (24 a 25 °C) y lo cual provoca que una mayor parte de la cavidad este a alta temperatura en un intervalo desde 299 hasta 305 K (26-32 °C). Para los casos C y D se puede apreciar el efecto del vórtice recirculatorio sobre la distribución de temperatura, en donde se observa isothermas de

299 K (26°C) de forma circular en el centro de la cavidad, las cuales inician en la pared caliente, siendo esta una situación inadecuada, por

encontrarse en una zona de estancamiento con movimiento de recirculación, lo cual reduce la disipación de energía.

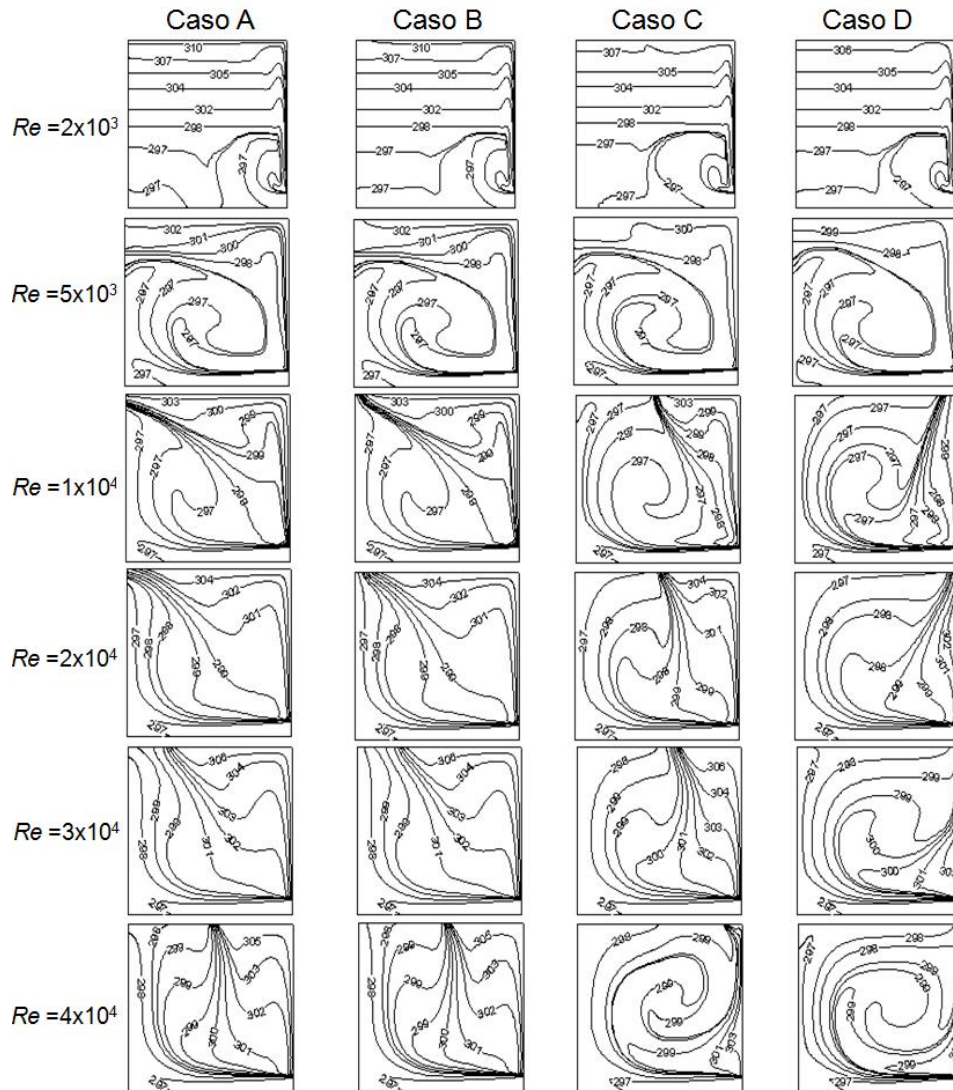


Figura 5. Isotermas para los cuatro casos y  $2 \times 10^3 \leq Re \leq 4 \times 10^4$ .

### Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad

En la Figura 6 se muestra el resultado del cálculo de la eficiencia de distribución de temperatura de acuerdo a la ecuación (20) para el muro de tabique con espesor de 0.1 m para los cuatro casos y  $Re$  en un intervalo  $2 \times 10^3 \leq Re \leq 4 \times 10^4$ . En

esta gráfica se observa que los índices más bajos de eficiencia se presentan en los casos A, B y C, y el más alto se presenta para el caso D. El número de Reynolds también tiene un efecto significativo para este último caso D, en donde la más alta eficiencia se presenta para  $Re$  de  $2 \times 10^3$  hasta  $1 \times 10^4$ , para  $Re$  mayores la eficiencia

decrece hasta permanecer constante. Este resultado permite identificar que la velocidad más eficiente en la distribución de temperaturas en un sistema bajo estas condiciones es de 0.1m/s a 0.5 m/s lo cual es equivalente a  $Re$  de  $2 \times 10^3$  a  $1 \times 10^4$ . Ya que incrementar la velocidad de entrada por arriba de 0.5 m/s solo incrementara el consumo de energía de nuestro dispositivo de ventilación sin lograr una mejora en la distribución de la temperatura. Esto se debe a que a mayor velocidad, el flujo de la corriente principal de entrada siempre se va a desplazar en una zona alejada del muro caliente sin interactuar en gran medida con la zona de aire caliente.

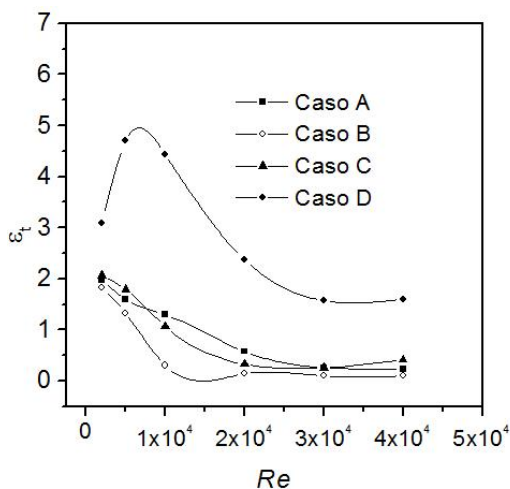


Figura 6. Eficiencia de distribución de temperatura.

En la Tabla 2 se presentan las temperaturas promedio del aire al interior de la cavidad para los cuatro casos de configuración, en donde se aprecia que las temperaturas promedio más bajas se obtienen para el caso D, encontrándose también que a partir del  $Re$  de  $1 \times 10^4$ , esta temperatura es aproximadamente constante.

De manera general, se puede concluir que a medida que se incrementa el  $Re$ , la temperatura promedio de la cavidad tiende a tomar el valor de la temperatura de entrada del aire (Ver Tabla 2) y que se genera un vórtice cercano a la pared caliente y por lo tanto distribuye temperaturas altas al interior de la cavidad, lo cual reduce la eficiencia de distribución. Por otro lado, se aprecia en la Figura 6 que a partir de  $Re$  de  $3 \times 10^4$ , el índice de eficiencia se hace constante. Este resultado se debe a que el padrón de flujo

ya no cambia, permanece con la corriente principal recorriendo la parte inferior de la cavidad, la pared opuesta a la entrada y el techo de la cavidad (movimiento en forma de “C”) hasta salir por su parte superior derecha con un vórtice con recirculación en el centro en contacto permanente con el muro conductor.

Tabla 2. Temperatura promedio en la cavidad para tabique con espesor de 0.1 m.

$Re$	Caso A (K)	Caso B (K)	Caso C (K)	Caso D (K)
$2 \times 10^3$	303.28	303.12	302.60	302.05
$5 \times 10^3$	300.56	300.41	299.69	299.06
$1 \times 10^4$	300.60	300.14	299.02	298.34
$2 \times 10^4$	300.95	300.68	299.40	298.32
$3 \times 10^4$	301.43	301.31	300.13	298.29
$4 \times 10^4$	300.80	300.74	298.95	298.03

Desde el punto de vista del confort térmico, la norma ASHRAE (2005) menciona que la temperatura que proporciona sensación de confort al ser humano está en un intervalo de (22.7 °C – 27.77 °C), por lo tanto si se observa las temperaturas promedio presentadas en la Tabla 2 se puede apreciar que de los Reynolds con más alto índice de distribución de temperatura que cumplen con los requerimientos normativos están en un intervalo de de  $5 \times 10^3$  a  $1 \times 10^4$ , con temperaturas correspondientes de 26.06 (299.06 K) a 25.34 °C (298.34 K) respectivamente. Para el  $Re$  de  $2 \times 10^3$  se manifiesta una temperatura promedio de 29.25 °C (302.25 K) esto es debido a que el flujo de aire es bajo y no adecuado como para enfriarlo suficientemente y obtener temperaturas dentro de norma. Finalmente, se concluye que los números de Reynolds adecuado para utilizar en un sistemas de ventilación con punto de extracción del aire establecido como el caso D se encuentran en un intervalo de  $5 \times 10^3$  hasta  $1 \times 10^4$ , ya que presentan los más altos índices de eficiencia de distribución de temperaturas al interior de la cavidad y temperaturas promedio de acuerdo a la norma.

Respecto a las velocidades, la norma menciona que el intervalo adecuado es un máximo de 0.1 m/s en invierno y un máximo de 0.25 m/s en verano. Este criterio está fundamentado en estudios experimentales realizados con personas a las cuales se les hace incidir un flujo de aire a 30 cm de su cara y parte posterior de su cabeza

y las personas establecen la sensación de agradable a desagradable de la velocidad del aire. Por lo tanto, esta velocidad se debe de presentar a una altura promedio de las personas, es decir entre 1.0 y 2.0 m de altura de la cavidad. Por lo tanto, para verificar las velocidades al interior de la cavidad, se seleccionó la altura entre 1.0 y 2.0m.

En la Figura 7 se muestra la velocidad resultante (vector resultante de los componentes  $u$  y  $v$ ) del caso óptimo (Caso D) y  $Re$  de  $2 \times 10^3$  a diferentes alturas de la cavidad y a lo ancho de la misma. Se aprecia con claridad la zona de estancamiento que prevalece en el recinto para este  $Re$ , ya que las velocidades tienden a cero en la parte izquierda de la cavidad, y en la parte cercana a la pared vertical derecha las velocidades alcanzan valores de 0.45 m/s, debido a que en esta región es donde se concentra todo el flujo de aire, como se puede ver en la Figura 4 para  $Re$  de  $2 \times 10^3$  (caso D).

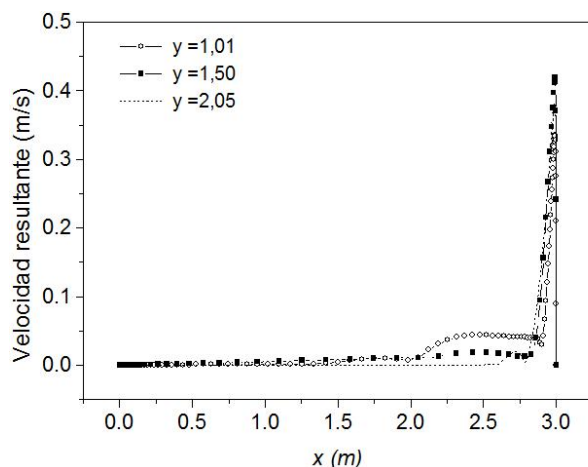


Figura 7. Velocidad en diferentes alturas de  $y$ , para  $Re$  de  $2 \times 10^3$  y Caso D.

Análogo a los resultados de la Figura 7, en la Figura 8 se presentan las velocidades resultantes para el caso D y Reynolds de  $5 \times 10^3$ , en la cual se puede apreciar que las velocidades más altas se presenta en las zonas cercanas a la pared vertical derecha disminuyendo éstas en el centro, esto por el vórtice formado en esta zona, pero en promedio la velocidad en esta región de la cavidad es de 0.13 m/s.

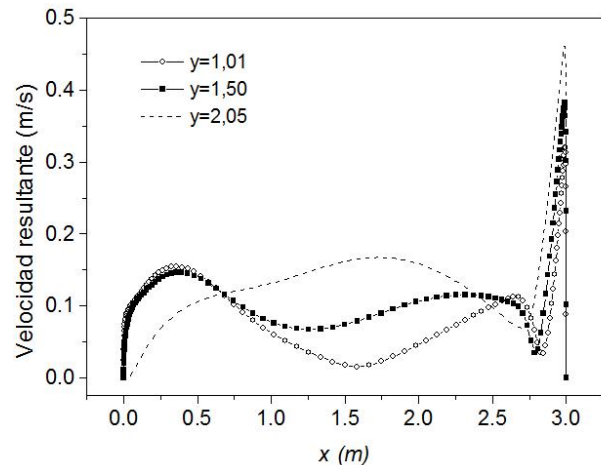


Figura 8. Velocidad en diferentes alturas de  $y$ , para  $Re$  de  $5 \times 10^3$  y Caso D.

Similarmente a los resultados de las figuras anteriores, en la Figura 9 se presentan las velocidades resultantes para un número de Reynolds de  $1 \times 10^4$ . En relación a las alturas de  $y=1.01$ ,  $y=1.5$ ,  $y=2.05$  m, se observa un comportamiento promedio de velocidad de 0.18 m/s, en esta región del recinto ventilado.

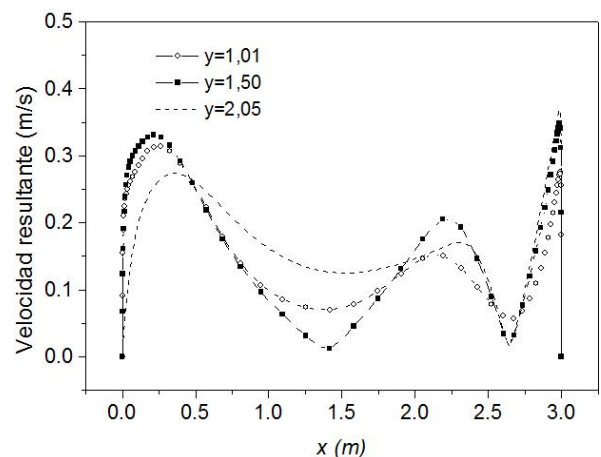


Figura 9. Velocidad en diferentes alturas de  $y$ , para  $Re$  de  $1 \times 10^4$  y Caso D.

De los resultados de la distribución de velocidades en el interior del cuarto de ventilación; se establece que el  $Re$  de  $2 \times 10^3$ , aunque proporciona una relativamente buena distribución de temperatura; desde el punto de vista de velocidades no es adecuado debido a la gran zona de estancamiento de aire que se forma con velocidades cercanas a cero. Por lo tanto, se define un intervalo de número de Reynolds óptimo de  $5 \times 10^3$  a  $1 \times 10^4$ , con velocidades

promedio de 0.13 y 0.18 m/s presentes en la zona necesaria del recinto (entre 1 y 2 m de altura de la cavidad). Estas velocidades cumplen con el intervalo establecido de velocidad máxima fijada por la ASHRAE (2005).

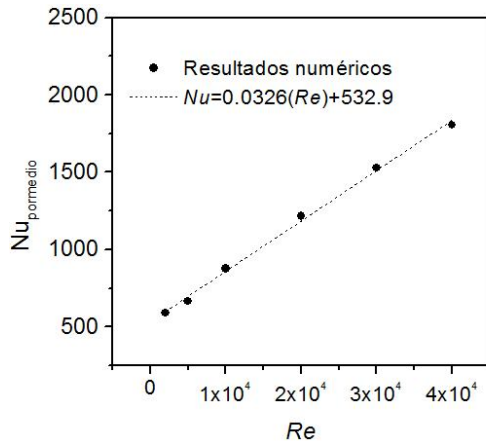


Figura 10. Correlación para el Nusselt promedio.

### CORRELACIÓN DE NÚMERO DE NUSSELT EN LA PARED DEL CASO ÓPTIMO

Finalmente, para determinar cuantitativamente la transferencia de calor promedio en el sistema bajo estudio se determina el número de Nusselt para la configuración (D). En la Figura 8 se presenta el comportamiento del número de Nusselt promedio en la parte interna del muro conductor de calor con respecto al número de Reynolds. Los resultados presentan un comportamiento lineal, así que una correlación con un ajuste de mínimos cuadrados puede ser obtenida.

La relación obtenida presenta una diferencia porcentual máxima de 4.65 %, con respecto a los resultados numéricos y es de la forma siguiente:

$$Nu_{promedio} = 0.0326 (Re) + 532.9 \quad (25)$$

### CONCLUSIONES

Se realizó un estudio numérico de la transferencia de calor conjugada en régimen de flujo turbulento en una cavidad cuadrada bidimensional con un muro conductor de calor a base de tabique. El aire entra en la parte inferior del muro y la salida del aire se analizó en cuatro puntos diferentes (a) salida en la pared vertical

izquierda en la posición superior, (b) salida en la pared horizontal superior en el lado izquierdo, (c) salida en la pared horizontal superior en la posición central y (d) salida en la pared horizontal superior del lado derecho. La velocidad de entrada del aire está en función del número de Reynolds el cual se analizó en un intervalo desde  $2 \times 10^3$  hasta  $4 \times 10^4$  (0.1 m/s a 2.0 m/s). Los resultados del estudio demuestran que ubicar el punto de extracción del aire en la derecha de la pared horizontal superior (caso D) es lo más adecuado, debido a que proporciona una efectiva distribución de temperatura y como consecuencia proporciona la temperatura promedio más baja en la cavidad. Bajo las condiciones del sistema para el caso D se encontró que a partir de un  $Re$  de  $1 \times 10^4$  (0.5 m/s) el enfriamiento al interior no mejora significativamente, por tanto al utilizar un arreglo de ventilación de este tipo se recomienda una velocidad máxima de 0.5 m/s. De acuerdo a los resultados de temperatura promedio y perfiles de velocidad se estableció un intervalo de  $Re$  adecuado desde  $5 \times 10^3$  hasta  $1 \times 10^4$ . Finalmente, se encontró una correlación lineal para la transferencia de calor de este tipo de sistemas.

### REFERENCIAS

- Peng S. H., "Modelling of Turbulent Flow and Heat Transfer for Building Ventilation", Ph. D. thesis, Chalmers University of Technology, Sweden, 1998.
- Nielsen P., "Prediction of temperature and velocity distribution in air conditioned room", Second symposium of the use computers for environmental engineering, Paris, June 1974.
- Davidson L., Olsson E., "A numerical investigation of the local age, and the local purging flow rate in two dimensional ventilated rooms", Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 1987.
- Chen Q., "Simulation of simple cases", Swiss Federal Institute of Technology Zurich, Energy System Laboratory, Annex Report, March 1991.
- Nielsen P., "Specification of a two Dimensional test case", Energy conservation in buildings

- and community system, Annex 20, Denmark, November, 1990.
- Singh S., Sharif M., “Mixed convective cooling of a rectangular cavity with inlet and exit openings on differentially heated side walls”, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 44, Págs. 233-253, 2003.
- Moureh J., Flick D., “Airflow characteristics within a slot-ventilated enclosure”, *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 26, Págs. 12-24, 2005.
- Henkes R. A., Hoogendoorn C. J., “Comparison Exercise for Computations of Turbulent Natural Convection in Enclosures”, *Numerical Heat Transfer, Part B*, Vol. 28, Págs 59-78, 1995.
- Pope S., “Turbulent Flows”, Cambridge University Press, 2000.
- Awbi H., “Ventilation of Building”, E & FN Spon, 2003.
- Oosthuizen P., Naylor D., “Introduction to Convective Heat Transfer Analysis”, McGraw-Hill, 1999.
- Patankar S., “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Publishing Co., 1980.
- Van Doormaal J., Raithby G., “Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flow”, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 7, Págs. 147-163, 1984.
- Modest M., “Radiative Heat Transfer”, McGraw-Hill, New York, 1993.
- ASHRAE, “Handbook of Fundamentals” American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York, 2005.