



# Certificado

El abajo firmante, Editor-Jefe de la revista Internacional, indizada, arbitrada y Scielo, "*Información Tecnológica*", certifica que el autor individualizado en el artículo publicado en nuestra revista vol 5(4) 56-64 (2004), como R. Brito es el Dr. Rogério Fernandes Brito, de la Universidad Federal de Itajubá.

Información Tecnológica-Vol. 15 N°4-2004, págs.: 56-64

*Convección Mixta en Cavidades Rectangulares con Entrada y Salida de Fluido*

*Mixed Convection in Rectangular Cavities with Inlet and Outlet of Fluid*

R. Brito\*, G.J. Menon y J.B. Dias

Univ. Federal de Itajubá, Inst. de Ingeniería Mecánica, Av. BPS N°1303, Pinheirinho,  
37500-176 Itajubá, MG-Brasil (e-mail: [rogbrito@unifei.edu.br](mailto:rogbrito@unifei.edu.br))

\*autor a quien debe ser dirigida la correspondencia

El artículo aparece en la biblioteca electrónica Scielo en este enlace:  
[http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=s0718-07642004000400008&lng=es&nrm=iso](http://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=s0718-07642004000400008&lng=es&nrm=iso)

El nombre fue abreviado de acuerdo a las normas de ese tiempo (año 2004), asunto que queda aclarado con este documento.

Se otorga el presente certificado a petición del interesado, con fecha 26 de Diciembre de 2008, para los fines que se estime convenientes.



**Dr. José O. Valderrama, Editor  
"Información Tecnológica"**



## [Información tecnológica](#)

On-line version ISSN 0718-0764

**Inf. tecnol. vol.15 no.4 La Serena 2004**

<http://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642004000400008>

### Services on Demand

#### Journal

- SciELO Analytics
- Google Scholar H5M5 (2021)

#### Article

- Article in xml format
- How to cite this article
- SciELO Analytics
- Automatic translation

#### Indicators

#### Related links

#### Share

- More
- More

- Permalink

Información Tecnológica-Vol. 15 N°4-2004, págs.: 56-64

### TRANSFERENCIA DE CALOR

## Convección Mixta en Cavidades Rectangulares con Entrada y Salida de Fluido

### Mixed Convection in Rectangular Cavities with Inlet and Outlet of Fluid

**R. Brito\***, **G.J. Menon** y **J.B. Dias**

Univ. Federal de Itajubá, Inst. de Ingeniería Mecánica, Av. BPS N°1303, Pinheirinho, 37500-176 Itajubá, MG-Brasil (e-mail: [rogbrito@unifei.edu.br](mailto:rogbrito@unifei.edu.br))

#### Resumen

En este trabajo se determina el campo de velocidades, de temperatura, y el número de Nusselt medio ( $Nu_H$ ) en la superficie isotérmica vertical del interior de una cavidad rectangular semiabierta. Las ecuaciones de conservación se resuelven usando el método de elementos finitos. Los resultados numéricos mostraron que cuanto mayor el número de Reynolds o de Grashof, mayores fueron los flujos de transferencia de calor obtenidos para la superficie isotérmica caliente. Para valores bajos de Reynolds ( $Re$ ), el número de Nusselt ( $Nu_H$ ) obtenido se encontraba muy próximo a los resultados obtenidos del número de Nusselt ( $Nu_H$ ), para el caso de problemas de convección natural en una cavidad rectangular cerrada. Se concluye que a partir de los parámetros térmicos y geométricos estudiados, es posible mejorar el rendimiento del enfriamiento en el interior de la cavidad rectangular semiabierta.

#### Abstract

This study determines the velocity and temperature fields as well as the average Nusselt number ( $Nu_H$ ) on a vertical isothermic wall inside a partially open rectangular cavity. The conservation equations are solved

using a finite element method. The numerical results show that the higher the Reynolds and Grashof numbers, the greater is the heat transfer on the isothermal hot wall. For low Reynolds numbers ( $Re$ ), the Nusselt numbers ( $Nu_h$ ) obtained in the present work were close to those found for natural convection in a rectangular closed cavity. From the thermal and geometric parameters studied, it is concluded that it is possible to improve the efficiency of cooling of the interior of a partially open rectangular cavity .

**Keywords:** *mixed convection, rectangular cavities, heat transfer, finite element, Nusselt number*

## INTRODUCCIÓN

El estudio de la convección mixta en cavidades semiabiertas es de interés en varias aplicaciones industriales, tales como: enfriamiento de centrales termoeléctricas, tanques de almacenamiento de fluidos, enfriamiento de dispositivos electrónicos y otros.

El proceso de convección mixta que ocurre en una cavidad semiabierta, que contiene un fluido que circula por esa cavidad, puede ser analizada como el resultado de dos formas básicas de convección: la convección natural causada por fuerzas de empuje y, la convección forzada debido a la circulación del fluido frío que entra en la cavidad con una determinada distribución de velocidades.

La convección natural ocurre cuando un fluido se encuentra dentro de un gradiente horizontal de temperatura, bajo la presencia de un campo gravitacional. A causa de los gradientes, es provocada una variación en la densidad, resultando fuerzas de empuje. A partir del instante que estas fuerzas superan las fuerzas de resistencia viscosa del fluido se da, entonces, inicio al proceso de transferencia convectiva de calor. La intensidad de la convección natural es caracterizada por el número de Grashof ( $Gr$ ).

La convección forzada ocurre cuando un fluido está sometido a una cierta distribución de velocidades, forzando de esta forma la transferencia de calor entre el fluido y el equipamiento o dispositivo en cuestión. La intensidad de la convección forzada es caracterizada por el número de Reynolds ( $Re$ ).

Varios son los estudios relacionados con el proceso de convección mixta en cavidades semiabiertas. Algunos de los trabajos mas representativos fueron desarrollados por: [Oosthuisen y Paul \(1985\)](#), [Safi y Loc \(1994\)](#), [Calmidi y Mahajan \(1998\)](#), [Angirasa \(2000\)](#), [Raji y Hasnaoui \(2000\)](#), [Carrocci et al. \(2003\)](#), entre otros.

[Oosthuisen y Paul \(1985\)](#) utilizaron el método de elementos finitos y analizaron numéricamente la transferencia de calor debido al proceso de convección mixta, en una cavidad rectangular semiabierta con dos aberturas para la circulación del fluido. Donde se variaron las posiciones de las aberturas de la cavidad, como también el sentido del flujo a través de las aberturas.

[Safi y Loc \(1994\)](#), estudiaron numéricamente la transferencia de calor de un fluido circulando en una cavidad rectangular semiabierta. La cavidad estaba formada por una entrada, localizada a la izquierda de la región superior de la superficie vertical, y una salida ubicada a la derecha en la región inferior de la superficie vertical. Fueron considerados dos tipos de condiciones de contorno en las superficies verticales y horizontales. Primeramente las superficies fueron consideradas conductoras, y posteriormente consideradas adiabáticas.

[Calmidi y Mahajan \(1998\)](#) realizaron un estudio numérico bidimensional con relación a la convección mixta del flujo incompresible laminar sobre un superficie horizontal calentada, colocada en una cavidad parcialmente abierta. Fueron considerados dos valores de Grashof,  $10^4$  y  $10^5$ . Las ecuaciones de la conservación fueron solucionadas para los campos de corriente y para temperatura, utilizándose el software comercial disponible, basado en la técnica numérica de los elementos finitos. Dos tipos de análisis fueron realizados: una, donde el dominio computacional es considerado simétrico debido a la imposición de condiciones simétricas apropiadas, y la otra, donde es simulado todo el dominio. También fue analizado el efecto de la localización de las condiciones de contorno en la salida sobre la corriente de la cavidad. Resultados mostraron que escogiéndose las condiciones de contorno no apropiadas en la salida de la cavidad, altera cuantitativamente los resultados.

[Angirasa \(2000\)](#), presentó un estudio numérico de la convección mixta laminar en una cavidad cuadrada semiabierta. En el cual el flujo entra en la cavidad a través de una frontera abierta localizada en el canto inferior izquierdo de la superficie horizontal. La salida del flujo de la cavidad ocurre a través de la frontera abierta ubicada en la superficie horizontal en el canto izquierdo superior. El flujo entra en la cavidad con un perfil de velocidades uniforme y con temperatura constante. La superficie vertical a la derecha, y las superficies horizontales fueron consideradas adiabáticas.

En el trabajo de [Angirasa \(2000\)](#), los efectos del empuje son inducidos debido a la diferencia de temperatura entre la superficie vertical isotérmica a la izquierda y el flujo que entra en la cavidad semiabierta. La relación entre el largo de la entrada y la altura de la cavidad fue de 0,1. La región de salida tuvo la misma dimensión de la región de entrada. Las ecuaciones de transporte, de la vorticidad y de la energía fueron resueltas utilizándose un esquema implícito "alternating direction implicit" (ADI), y la ecuación de la función corriente fue resuelta utilizándose el método de relajación "successive over-

*relaxation*" (SOR). Los parámetros térmicos que fueron utilizados son:  $-10^6 \leq Gr \leq 10^6$ ,  $Pr = 0,7$  y  $0,1 \leq Ri \leq 10$ , siendo  $Ri$  el número de Richardson dado por  $Ri = Gr/Re^2$ .

Los resultados del trabajo de [Angirasa \(2000\)](#), mostraron que, para los valores positivos del número de Grashof, o sea, para una diferencia positiva de la temperatura entre el fluido que entra en la cavidad y la superficie vertical izquierda, se tiene la corriente del fluido ayudado por las fuerzas de empuje. Para valores negativos del número de Grashof, para una diferencia negativa de la temperatura, la corriente del flujo es contraria al movimiento de empuje. Los resultados mostraron que para el empuje de "ayuda", la corriente en la entrada provoca una gran fuerza en el sentido horario, dependiente del número de Reynolds. También, se observó que con el aumento del número de Reynolds, aumenta la transferencia de calor. Para un rango mayor de Reynolds, la variación de la cantidad de transferencia de calor local es alterada. Se puede notar, que cuando el empuje actúa verticalmente en la di-rección de la entrada, las fuerzas relativas a los mecanismos del flujo se comportan de forma compleja.

[Raji e Hasnaoui \(2000\)](#) estudiaron la transferencia de calor por convección mixta en cavidades ventiladas sometidas a un flujo de calor constante. En el análisis numérico fueron utilizadas las ecuaciones de Navier-Stokes con la aproximación de Boussinesq. Los resultados fueron obtenidos en términos de las líneas de corriente y de las isothermas para diferentes valores de Rayleigh ( $103 \leq Ra \leq 106$ ) y de Reynolds ( $5 \leq Re \leq 5000$ ). Los parámetros geométricos utilizados en el trabajo fueron: la relación de la altura de la cavidad  $L$  con relación al ancho  $L$ .  $A = 2$ . Y la altura relativa de las fronteras abiertas  $B = h/H = 1/4$ . Los resultados numéricos obtenidos mostraron que una máxima interacción ocurrió entre los efectos de la convección forzada y natural. Con los resultados obtenidos, se obtuvo una correlación para los números de Reynolds y Rayleigh, siendo  $Re = a Ra^b$ .

En el trabajo de [Carrocci et al. \(2003\)](#), fue estudiada la convección natural mixta del aire en una cavidad trapezoidal con una entrada e una salida del fluido, estando la misma calentada en la base, con temperatura uniforme y constante, manteniéndose la superficie superior inclinada fría e las superficies verticales laterales adiabáticas. Fue utilizado el método de los volúmenes de control de [Patankar \(1980\)](#) para resolver las ecuaciones de conservación de masa, cantidad del movimiento e energía. El procedimiento numérico adoptado para el cálculo de la presión fue balseado en el algoritmo SIMPLE, de Patankar. Las isothermas, líneas de corrientes y perfiles de velocidades son presentados para las simulaciones estudiadas. Las simulaciones fueron hechas con el número de Reynolds variando de 0 a 1500; número de Grashof variando de  $10^3$  a  $10^7$ , número de Prandtl igual a 0,72, para una cavidad con la superficie inclinada superior variando de 0 a 60 grados.

En el presente trabajo, es estudiado numéricamente la convección mixta causada por las fuerzas de empuje y por la circulación del fluido que ingresa en la cavidad rectangular ([figura 1](#)). La cavidad tiene una relación geométrica  $A=2$ , siendo  $H$  la altura de la cavidad y  $L$  su ancho. La distancia adimensional de la región de entrada y salida, es  $D=0,2$ . El fluido entra frío en  $AB$  con un perfil de velocidades parabólico en la parte inferior de la cavidad. El modelo numérico considera que el fluido sale en  $EF$  adiabáticamente (en la parte superior de la cavidad) con un perfil de velocidades también parabólico. Los resultados numéricos fueron obtenidos utilizando el método de elementos finitos, a partir de un programa computacional desarrollado por los autores, en lenguaje FORTRAN. Para el presente estudio fue utilizada una malla uniforme con 2970 elementos triangulares lineales ([figura 2](#)). El programa computacional calcula el número de Nusselt medio en la superficie caliente ( $Nu_h$ ) en función de diversos parámetros geométricos y térmicos. Son presentados resultados de las distribuciones de la función corriente adimensional ( $\Psi$ ) y temperatura adimensional ( $\theta$ ).

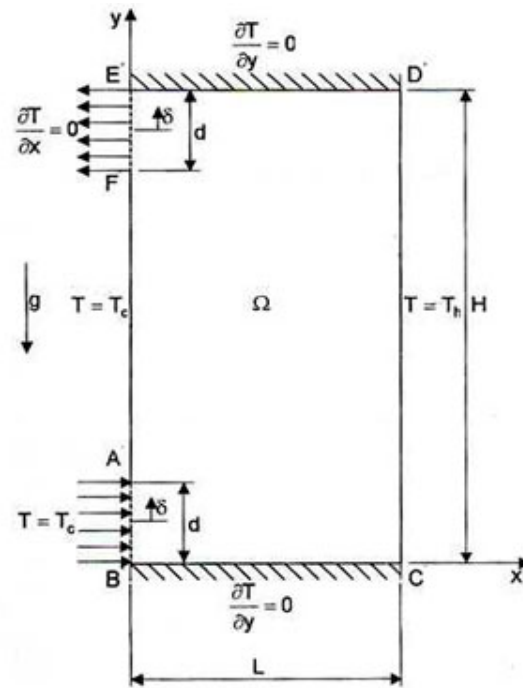


Fig. 1: Esquema de la cavidad estudiada

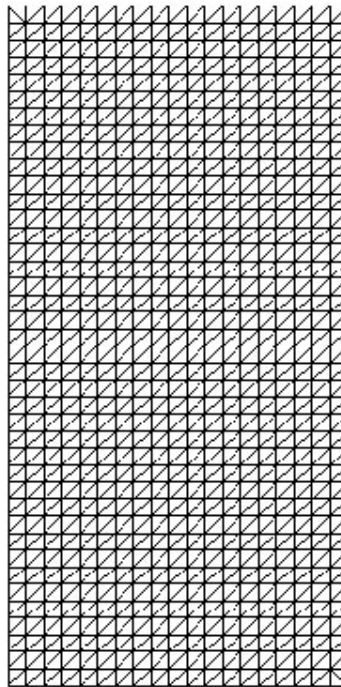


Fig. 2: Malla de elementos finitos utilizada

## DESARROLLO TEÓRICO

### Adimensionalización

Con la finalidad de generalizar el análisis teórico, son definidas las siguientes aproximaciones adimensionales (ver ecuación 1): tiempo, coordenada horizontal, coordenada vertical, velocidad horizontal, velocidad vertical, presión y temperatura.

$$\tau = \frac{U_0 t}{H}, X = \frac{x}{H}, Y = \frac{y}{H}, U = \frac{u}{U_0},$$

$$V = \frac{v}{U_0}, P = \frac{p}{\rho U_0^2}, \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (1)$$

### Ecuaciones Fundamentales

El estudio de la convección mixta se basa en las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía. Para la formulación del problema deben ser consideradas las siguientes hipótesis:

- régimen no permanente;
- flujo bidimensional y laminar;
- flujo incompresible;
- función de disipación viscosa no considerada;
- las propiedades físicas del fluido ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $c_p$ ,  $\kappa$ ), son constantes, excepto la densidad en los términos de empuje;
- sin generación interna de calor;
- los efectos de compresibilidad no son considerados.

Mediante las consideraciones ya mencionadas, las ecuaciones de conservación adimensional, en términos de la función corriente adimensional ( $\Psi$ ), temperatura adimensional ( $\theta$ ) y vorticidad adimensional ( $\omega$ ), son las siguientes:

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = -\omega \quad (2)$$

$$\frac{1}{\text{Re Pr}} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) + \left( \frac{\partial \Psi}{\partial X} \frac{\partial \theta}{\partial Y} - \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) = \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \quad (3)$$

$$+ \text{Ri} \frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{\partial \omega}{\partial \tau} \quad (4)$$

donde la función corriente adimensional ( $\Psi$ ) y vorticidad adimensional ( $\omega$ ) son definidas por:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial Y} = U, \quad -\frac{\partial \Psi}{\partial X} = V \quad \text{y} \quad \omega = \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial Y} \quad (5)$$

y los números adimensionales de Prandtl (Pr), Grashof (Gr), Reynolds (Re), Rayleigh (Ra) y Richardson (Ri) están dados, respectivamente, por:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}, \quad \text{Gr} = \frac{g\beta(T_h - T_c)H^3}{\nu^2}, \quad \text{Re} = \frac{U_0 H}{\nu}$$

$$\text{Ra} = \text{Gr Pr} \quad \text{y} \quad \text{Ri} = \frac{\text{Gr}}{\text{Re}^2} \quad (6)$$

El cálculo del número de Nusselt medio en la superficie caliente ( $Nu_h$ ) está dado por:

y

$$Nu_h = \frac{1}{S} \int_S Nu_x dS \quad \text{y} \quad Nu_x = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_s =$$

$$\frac{1}{2A_e} \left[ (Y_j - Y_k) \theta_i + (Y_k - Y_i) \theta_j + (Y_i - Y_j) \theta_k \right] \quad (7)$$

### Condiciones Iniciales y de contorno

Las condiciones iniciales para todo el dominio computacional ( $\Omega$ ) ([figura 1](#)), son para  $\tau = 0$ :

$$\psi = \theta = \omega = 0 \quad (8)$$

Las condiciones de contorno adoptadas en las paredes y en las fronteras abiertas, consideran las siguientes hipótesis: a) no existe deslizamiento del fluido con las paredes (condición de adherencia); b) la

pared vertical izquierda es fría e isotérmica; c) la pared vertical derecha es caliente y también isotérmica; d) las paredes horizontales son adiabáticas; e) el fluido entra frío e isotérmico en la frontera inferior; f) el fluido sale adiabáticamente en la frontera superior.

Con estas consideraciones las condiciones de contorno son las siguientes, para  $\tau > 0$  :

a. en las paredes horizontales ( $0 < X < L / H, Y = 0$  y  $1$ ):

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0, \quad \psi = \frac{\partial \psi}{\partial X} = \frac{\partial \psi}{\partial Y} = 0, \quad \omega_{\text{NW}} =$$

$$\frac{3(\psi_B - \psi_N)}{L^2} - \frac{\omega_N}{2} \quad (9)$$

b. en la frontera abierta inferior de entrada del fluido :

$$\theta = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial X} = 0, \quad \psi = \frac{1}{2}D + \frac{3}{2}\delta - \frac{2\delta^3}{D^2}$$

$$\omega = \frac{12\delta}{D^2} \quad (10)$$

c. en la pared vertical izquierda ( $X = 0, D < Y < 1-D$ ):

$$\theta = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial X} = \frac{\partial \psi}{\partial Y} = 0, \quad \psi = D$$

$$\omega_{\text{NW}} = \frac{3(\psi_B - \psi_N)}{L^2} - \frac{\omega_N}{2} \quad (11)$$

d. en la frontera abierta superior de salida del fluido ( $X = 0, 1 - D < Y < 1$ ):

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0, \quad \frac{\partial \psi}{\partial X} = 0, \quad \psi = \frac{1}{2}D - \frac{3}{2}\delta + \frac{2\delta^3}{D^2}$$

$$\omega = -\frac{12\delta}{D^2} \quad (12)$$

en la pared vertical derecha ( $X = L / H, 0 < Y < 1$ ):

$$\theta = 1, \quad \psi = \frac{\partial \psi}{\partial X} = \frac{\partial \psi}{\partial Y} = 0, \quad \omega_{\text{NW}} =$$

$$\frac{3(\psi_B - \psi_N)}{L^2} - \frac{\omega_N}{2} \quad (13)$$

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Para la selección de la malla utilizada, fue necesario hacer un estudio de la influencia del refinamiento de la malla, sobre los resultados del número de Nusselt medio en la superficie caliente ( $Nu_h$ ). Las mallas utilizadas fueron de 360, 1190, 1520 y 2970 elementos. Se boxervó que la convergencia de los valores del número de Nusselt medio ( $Nu_h$ ) ocurre ha medida que el número de elementos aumenta. Para una malla con 1520 elementos el desvío del resultado del número de Nusselt ( $Nu_h$ ), con relación a la malla con 2970 elementos, fue menor de 0,40%, lo que puede ser considerado como satisfactorio. A pesar de este resultado, se seleccionó una malla con distanciamiento uniforme de 2970 elementos para el estudio de este trabajo.

Para efecto de validación del código computacional, fue estudiado el caso del límite cuando  $R \rightarrow 0$ , situación en la cual, recae en el caso de la convección natural. Esta situación fue probada usando los

programas de convección natural en cavidades rectangulares cerradas, estudiadas por Brito (1999), y mixta, desarrollado en el presente trabajo con la finalidad de verificar la desviación en los resultados obtenidos para el número de Nusselt medio en la superficie caliente ( $Nu_h$ ). En esta prueba fueron considerados los siguientes parámetros: número de Grashof  $Gr = 10^4, 10^5$  y  $5 \times 10^5$  número de Prandtl fijo en  $Pr = 0,7$  y relación de geometría de la cavidad  $A = 2$ . Fue utilizada una malla uniforme  $28 \times 56$  equivalente a 2970 elementos. Lo mayor desviación en el cálculo del número de Nusselt promedio de la superficie caliente ( $Nu_h$ ) fue de  $-7,95\%$  para  $Gr = 5 \times 10^5$  y el menor desvío fue de  $-4,53\%$  para  $Gr = 10^4$ . Por otro lado, el programa computacional desarrollado por Brito (1999), para el estudio de la convección natural en cavidades rectangulares cerradas, fue probado y comparado con el caso estudiado experimentalmente por Ozoë et al. (1974). El valor de la desviación encontrado fue de  $Gr = 10^4$ , para  $Pr = 0,733$ .

Las Figuras 3 y 4 muestran el comportamiento de las líneas de corriente y las isothermas dentro de la cavidad rectangular semiabierto, después de que el sistema alcanza el régimen permanente.

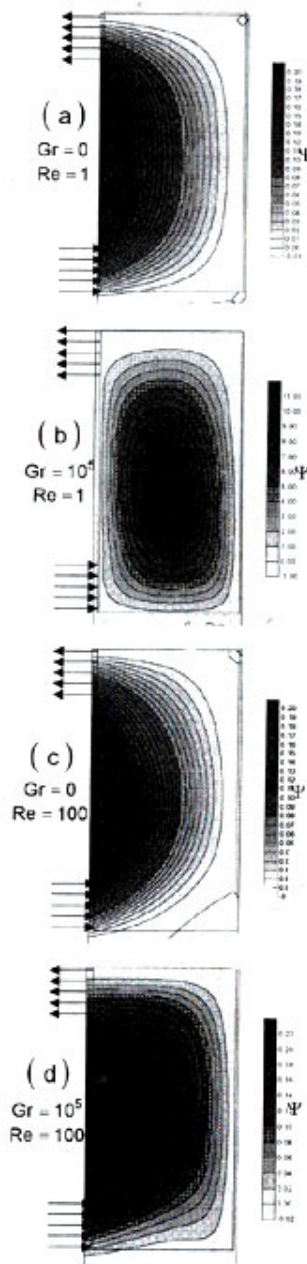


Fig. 3: Distribuciones de la función corriente ( $\Psi$ ) para  $Pr = 0,7$ ;  $A = 2$ ;  $D = 0,2$ .

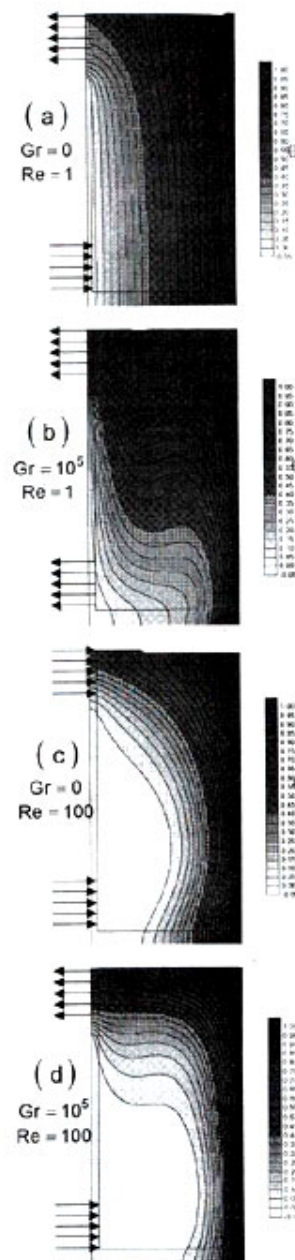


Fig 4: Distribuciones de la temperatura adimensional ( $\theta$ ) para  $Pr = 0,7$ ;  $A = 2$ ;  $D = 0,2$ .

La Figura 3 muestra las distribuciones de la función corriente adimensional ( $\Psi$ ) (lado izquierdo de la página). El valor del número de Reynolds fue dado inicialmente en  $Re = 1$  y se varió el valor de Grashof de  $Gr = 0$  hasta  $10^5$ . En las Figuras 3a y 4a para  $Gr = 0$ , se observa el caso de la convección forzada pura,



en la cual las líneas de corriente muestran el comportamiento del fluido en el interior de la cavidad. Cuando las líneas de la función corriente se encuentran más próximas unas de otras, significa mayor velocidad del flujo en aquel local. Con el aumento del número de Grashof, aumenta el caudal del flujo que circula dentro de la cavidad rectangular semiabierta. En las Figuras 3b y 4b, predomina el efecto de la convección natural como resultado del bajo valor de Reynolds ( $Re = 1$ ).

Las distribuciones de temperatura adimensional ( $\theta$ ) aparecen en el lado derecho de la página (Figura 3). Las diferencias de temperaturas entre dos isotérmicas próximas es constante. La Figura 4a para  $Re = 1$  y  $Gr = 0$ , el flujo de calor ocurre predominantemente por conducción, lo que puede ser visto por las distribuciones casi paralelas, entre las isotermas en casi toda la región de flujo en la cavidad. De la Figura 4b, se verifica que, con el aumento del número de Grashof, la circulación del fluido en la cavidad aumentada, implican en mayores cantidades de intercambio de calor en las regiones donde las líneas isotérmicas se encuentran próximas una de otras.

En las Figuras 3c, 3d, 4c y 4d, se observa un campo de pequeña recirculación del fluido solamente para un valor de Grashof más alto, de acuerdo con lo observado en la Figura 3d para  $Gr = 10^5$ . Para todos los valores de Grashof, la convección forzada predomina sobre la convección natural. A medida que se aumenta el número de Grashof, mayor será el flujo de calor en la pared isotérmica caliente. Por otro lado, en las Figuras 3c, 3d, 4c y 4d, se observa que debido al aumento del número de Reynolds, crece la región de fluido frío en la cavidad y consecuentemente, crece el flujo de calor próximo a la pared isotérmica caliente.

La Figura 5 presenta los resultados del número de Nusselt promedio ( $Nu_h$ ) en la superficie  $C^{\circ}D^{\circ}$  versus el número de Reynolds ( $Re$ ). El número de Grashof ( $Gr$ ) varío de a  $5 \times 10^5$ , con el número de Prandtl  $Pr = 0,7$  y la relación de geometría  $A = 2$ .

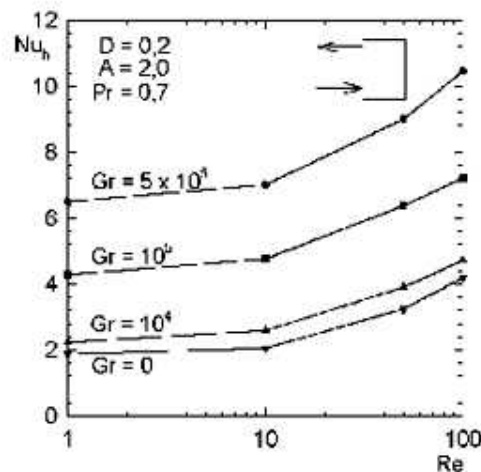


Fig. 5: Número de Nusselt medio en la superficie caliente  $C^{\circ}D^{\circ}$  ( $Nu_h$ ) vs. número de Reynolds ( $Re$ )

En la Figura 5, se observa que cuando crece el número de Reynolds, el valor del número de Nusselt medio en la superficie caliente ( $Nu_h$ ) también crece para toda el rango de números de Reynolds. Para un dado valor de Reynolds, por ejemplo  $Re = 10$ , se tiene valores diferentes de Nusselt ( $Nu_h$ ) para cada valor de Grashof ( $Gr$ ). Notase que los valores de Nusselt ( $Nu_h$ ), para el caso de  $Re \rightarrow 0$ , recaen en el problema de la convección natural.

En la Figura 6, se observa que hasta  $Ra^{1/4} = 6$ , para un determinado número fijo de Reynolds, ocurre poca variación del número de Nusselt medio, predominando así el efecto de la convección forzada. A partir de  $Ra^{1/4} > 9,147$ , con el aumento de  $Ra$  y de  $Re$ , se incrementa  $Nu_h$ , mostrando que los efectos de la convección forzada y de la convección natural, ocurren de forma simultánea en la corriente fluida.

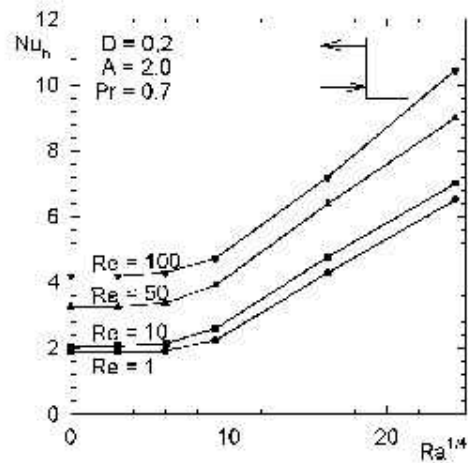


Fig. 6: Número de Nusselt medio en la superficie caliente  $C \cdot D^\circ$  ( $Nu_h$ ) vs. número de Rayleigh ( $Ra^{1/4}$ )

En base a los resultados numéricos obtenidos, fueron deducidas dos ecuaciones para el número de Nusselt ( $Nu_h$ ): 1) La ecuación (14) para  $Nu_h$  fue obtenida con el número de Rayleigh ( $Ra$ ) en el rango de  $0 \leq Ra \leq 1300$  y número de Reynolds ( $Re$ ) entre  $1 \leq Re \leq 100$  y  $Pr = 0,7$ . Siendo el mayor desvío de  $Nu_h$  dado por la ecuación (14) de  $-6,22\%$  en relación a los resultados numéricos obtenidos; 2) La ecuación (15) para  $Nu_h$  fue obtenida para  $Ra$  variando entre  $7000 \leq Ra \leq 350000$  y para  $Re$  entre  $1 \leq Re \leq 50$  y  $Pr = 0,7$ , con un desvío máximo de  $9,50\%$  en relación a los resultados numéricos obtenidos en el presente trabajo.

$$Nu_h = 1,768 + 0,06019Re^{0,804} \quad (14)$$

$$Nu_h = (0,2523 + 0,0658Re^{0,804}) Ra^{1/4} \quad (15)$$

Con los resultados obtenidos en este estudio, fue posible analizar la influencia de las variaciones de los números de Reynolds ( $Re$ ) y Grashof ( $Ga$ ) sobre los resultados del número de Nusselt medio ( $Nu_h$ ) y de esta forma, verificar cuales el tipo predominante de convección. También se observó que con el aumento del número de Reynolds ( $Re$ ), para todos los valores de Grashof ( $Gr$ ), aumenta considerablemente el flujo en la región, sobre todo cuando el flujo está sometido a altas temperaturas en las paredes, con altos gradientes de temperatura, mostrando así la importancia del efecto de la convección forzada en el proceso de enfriamiento. Para valores bajos de Reynolds ( $Re$ ), se observó que los resultados del número de Nusselt ( $Nu_h$ ) se encuentran muy próximos de los resultados del número de Nusselt ( $Nu_h$ ) en el caso de problemas de convección natural en una cavidad rectangular cerrada.

Con los resultados obtenidos, se puede observar, por medio de las líneas de corriente e isotermas, las regiones con mayores velocidades y mayores gradientes de temperaturas, pudiéndose prever, en que situación habrá un mayor intercambio de calor con la superficie caliente. También se observó, que para el intervalo del número de Reynolds ( $Re$ ) estudiado, (valores bajos de  $Re$ ), predomina el efecto de la convección natural y para un valor mayor de este, predomina el efecto de la convección forzada, independiente del intervalo del número de Grashof utilizado.

## CONCLUSIONES

Con los resultados numéricos obtenidos, es posible extraer las siguientes conclusiones: 1) La mayor tasa de transferencia de calor en la superficie vertical  $C \cdot D^\circ$  ocurrió para altos valores de Reynolds o altos de Grashof, o aún para altos valores de Reynolds y Rayleigh juntos; 2) Con los resultados obtenidos y para los

parámetros térmicos y geométricos simulados, se puede obtener correlaciones para el número de Nusselt medio ( $Nu_h$ ), en la superficie  $C \cdot D^\circ$ , en función de los números de Reynolds,  $Re$  y Rayleigh,  $Ra$ . Con esto se tiene una herramienta importante para que el ingeniero obtenga un mejor rendimiento con el menor costo en un determinado proyecto, por ejemplo, una sala con aire acondicionado; 3) Los resultados obtenidos para bajos valores de Reynolds fueron comparados con los resultados numéricos y experimentales encontrados en la literatura, presentando desviaciones pequeñas. Con esto, la confiabilidad de los resultados para los casos simulados aquí para el flujo con convección forzada y natural combinados;

4) Los resultados presentados por medio de las isotermas y de las líneas de corriente, también son importantes, ya que se puede verificar en cual región se tiene una mayor tasa de transferencia de calor y un mayor caudal. A partir de aquí, el proyectista puede mejorar su trabajo con la inclusión, por ejemplo, de un cuerpo con una baja temperatura en el interior de una cavidad semi-abierta.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la CNPq por el so-porte financiero otorgado para la ejecución de este trabajo.

## NOMENCLATURA

### *Símbolos latinos*

A	relación geométrica adimensional
$A_e$	área del elemento
$c_p$	calor específico ( $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$ )
D	distancia adimensional de la región de entrada y salida
g	aceleración gravitacional ( $m\ s^{-2}$ )
H	altura total de la cavidad (m)
L	ancho de la cavidad (m)
$Nu_x$	valor del número de Nusselt local calculado en la superficie caliente
Pr	número de Prandtl
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
Ri	número de Richardson
Gr	número de Grashof
P	presión adimensional
p	presión ( $kg\ m^{-1}\ s^{-2}$ )
t	tiempo (s)
T	temperatura ( $^{\circ}\ C$ )
u	velocidad horizontal ( $m\ s^{-1}$ )
U	velocidad horizontal adimensional
$U_o$	velocidad media del fluido en la entrada de la cavidad ( $m\ s^{-1}$ )
v	velocidad vertical ( $m\ s^{-1}$ )
V	velocidad vertical adimensional
x	coordenada horizontal (m)
X	coordenada horizontal adimensional
y	coordenada vertical (m)
Y	coordenada vertical adimensional

### *Símbolos griegos*

$\alpha$	difusividad térmica ( $m^2\ s^{-1}$ )
$\beta$	coeficiente de expansión volumétrica ( $K^{-1}$ )
$\kappa$	conductividad térmica ( $kg\ m\ s^{-3}\ K^{-1}$ )
$\mu$	viscosidad dinámica ( $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$ )
$\psi$	función corriente adimensional
$\rho$	masa específica ( $kg\ m^{-3}$ )
$\theta$	temperatura adimensional
$\tau$	tiempo adimensional
$\nu$	viscosidad cinemática ( $m^2\ s^{-1}$ )

$\omega$	vorticidad adimensional
$\omega_w$	es la vorticidad del fluido junto al contorno
$\Psi_B$	es el valor de la función corriente en el contorno
$\Psi_N$	es el valor de la función corriente en un punto situado a una pequeña distancia del contorno
$\omega_N$	es el valor de la vorticidad también situado a una distancia $z$ del contorno
$\delta$	es la coordenada vertical adimensional medida a partir del centro de las fronteras abiertas ( <a href="#">Figura 1</a> )
$z$	distancia pequeña (m)

### Subíndices

c	pared fría
h	pared caliente
i,j,k	índices de los puntos modales del elemento S superficie
x	dirección x de la geometría
o	medio
e	elemento
w	pared
B	contorno
N	punto situado a una pequeña distancia $z$ del contorno
p	presión constante

## REFERENCIAS

- Angirasa, D., Mixed Convection in a Vented Enclosure with an Isothermal Vertical Surface, *Fluid Dynamics Research*, 26, 219-233 (2000).
- Brito, R.F., *Simulação Numérica da Transferência de Calor e do Escoamento de Fluidos*, Dissertação de Mestrado, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Brasil (1999).
- Calmidi, V.V. y R.L. Mahajan, Mixed Convection over a Heated Horizontal Surface in a Partial Enclosure, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 19, 358-367 (1998).
- Carrocci, L.R., F.R.Q. Aquino y M.A. Zanardi, Conveccion Mixta del Aire en una Cavidad Trapezoidal. In: 3<sup>rd</sup> Congreso Bolivariano de Ingeniería Mecánica - COBIM, Lima, Perú (2003).
- Oosthuisen, P.H. y J.T. Paul, Mixed Convective Heat Transfer in a Cavity. *Fundamental Forced and Mixed Convection*. In: 23<sup>rd</sup> National Heat Transfer Conference. Denver-EUA, 42, 159-169 (1985).
- Ozoe, H., K. Yamamoto, H. Sayama, y S.W. Churchill, Natural Circulation in an Inclined Rectangular Channel Heated on One Side and Cooled on the Opposing Side, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 17, 1209-1217 (1974).
- Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Taylor & Francis, London (1980).
- Raji, A. y M. Hasnaoui, Mixed Convection Heat Transfer in Ventilated Cavities with Opposing and Assisting Flows, *Engineering Computations*, 17 (5), 556-572 (2000).
- Safi, M.J. y T.P. Loc, Development of Thermal Stratification in a Two-Dimensional Cavity: a Numerical Study, *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, 37, 2017-2024 (1994).

\*autor a quien debe ser dirigida la correspondencia



All the contents of this journal, except where otherwise noted, is licensed under a [Creative Commons Attribution License](#)

**Monseñor Subercaseaux 667**

**La Serena - Chile**

**Tel.: (56-51) 2551158**

**Fax: (56-51) 2551158**



[citrevistas@gmail.com](mailto:citrevistas@gmail.com)