



COMPROMETIDA COM A PROMOÇÃO DO DESENVOLVIMENTO DA ENGENHARIA E DAS CIÊNCIAS MECÂNICAS

**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
**August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil**

## **ESTUDO DA CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADES QUADRADAS SEMI-ABERTAS COM MAIS DE UMA FONTE DE GERAÇÃO DE CALOR INTERNA**

**Adriano da Silva, [adrianodasilva.ufsj@gmail.com](mailto:adrianodasilva.ufsj@gmail.com)<sup>1</sup>**  
**Éliton Fontana, [eliton\\_fontana@hotmail.com](mailto:eliton_fontana@hotmail.com)**  
**Viviana Cocco Mariani, [viviana.mariani@pucpr.br](mailto:viviana.mariani@pucpr.br)<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> Universidade Federal de São João Del Rei - UFSJ  
Av. Sebastião Gonçalves Coelho, 400, CEP: 35501-296, Divinópolis, MG, Brazil

<sup>2</sup> Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química - PPGENQ  
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC  
C. P.476; CEP: 88.040-900; Florianópolis - SC - Brazil.

<sup>3</sup> Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PPGEM  
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR  
Rua Imaculada Conceição, 1155, Prado Velho, CEP: 80215-901, Curitiba, PR

**Resumo:** *A combinação da convecção e transferência de calor em cavidades semi-aberta tem aplicações em processos naturais, tecnológicos e de engenharia. Isto inclui operação de reatores nucleares, coletores de energia solar, estudo do ar em laboratórios biológicos, unidades de produção farmacêutica, produção de equipamentos eletrônicos, projetos e construção de ambientes, processamento de alimentos, armazenamento de grãos etc. No presente trabalho apresenta-se um estudo numérico do comportamento térmico e fluidodinâmico do ar por convecção natural em cavidades bidimensionais quadradas e em regime laminar. A cavidade possui uma abertura na parede vertical direita que está resfriada. A convecção natural é induzida simultaneamente pela diferença de temperatura entre as paredes verticais, representada pelo número de Rayleigh ( $Ra_v$ ) e por duas fontes de geração de calor interna, representadas pelo número de Rayleigh ( $Ra_i$ ). As fontes de geração de calor interna estão dispostas no centro da parede horizontal inferior e em diferentes posições na parede vertical esquerda e estas ocupam aproximadamente 2% do volume total do ambiente. O método dos volumes finitos é utilizado para discretização das equações adimensionais que governam o escoamento. O armazenamento desconstruído das variáveis é adotado e os esquemas Power-Law e SIMPLEC são utilizados. As simulações numéricas foram realizadas para vários números de Rayleigh e diferentes valores para a geração interna de calor, os resultados são comparados com valores obtidos na literatura. O número de Nusselt local e médio é apresentado para a parede aquecida e resfriada e seus resultados analisados para cada situação. O comportamento do perfil de velocidade na abertura lateral é avaliado para cada condição estudada.*

**Palavras-chave:** *Cavidade Semi-Aberta, Número de Nusselt, Geração Interna de Calor, Convecção Natural.*

### **1. INTRODUÇÃO**

O comportamento fluidodinâmico do ar em ambientes abertos e confinados com a presença de fontes de geração de calor faz parte de um amplo universo de aplicações tanto no meio industrial como no meio residencial e se constituem, em alguns deles, na parte mais importante do processo. A interação entre as forças de empuxo com as forças de cisalhamento em cavidades semi-abertas constituem problema práticos envolvendo a transferência de calor encontrado em uma variedade de aplicações industriais, tais como, o estudo do ar em laboratórios biológicos, unidades de produção farmacêutica, em sistemas de armazenamento de energia solar, na construção de isolamento térmico e conforto ambiental, no arrefecimento de equipamentos eletrônicos, na segurança de reatores nucleares entre outros (Yang, 1987).

Nos últimos anos, a modelagem numérica de problema de transferência de calor por convecção natural e mista tem sido uma área de grande interesse devido a suas amplas aplicações em engenharia. Com o avanço dos computadores os tempos gastos com a realização de simulações numéricas estão cada vez menores, permitindo assim que se obtenha um maior refinamento dos resultados. Comparado com o método experimental, a análise numérica fornece de maneira mais direta uma forma de aumentar/reduzir a transferência de calor de maneira eficaz de modo a melhorar o desempenho de um dispositivo térmico.

As características do fenômeno de transferência de calor associadas com o campo de escoamento são bastante afetadas pela presença da fonte de geração de calor no interior do ambiente. Na literatura encontram-se vários estudos sobre a convecção natural e mista em cavidades fechadas e semi-abertas (Xia e Zhou, 1992, Reinher *et al.*, 1992, Deng *et al.*, 2002; da Silva *et al.*, 2004, Bessaih e Kadja, 2000; Liu e Thien, 2000; Chen *et al.*, 2001; Chen e Liu, 2002; da Silva *et al.*, 2005; Hsu e Wang, 2000; Jilani *et al.*, 2002, Mariani e Belo, 2006, Mariani e Silva, 2007).

Xia e Zhou (1992) e Reinher *et al.* (1992) avaliaram a convecção natural em ambientes semi-abertos com uma fonte de geração de calor no seu interior e diferença de temperatura entre as paredes verticais externas. Brito *et al.* (2003) estudaram a convecção mista em uma cavidade quadrada semi-aberta, com um corpo retangular no centro da cavidade gerando calor. Manca e Nardini (2007) realizaram um estudo experimental da convecção natural do ar em canais horizontais com parede inferior isolada e parede superior aquecida, apresentando medidas de temperatura e de fluxo no interior da cavidade horizontal aberta com placa superior e inferior aquecida. Os resultados mostraram que o aumento no comprimento de penetração ocorre especialmente quando se aumenta o fluxo de calor, o comprimento da placa e/ou a distância entre as placas. Os autores também propuseram correlações para o número de Nusselt e temperatura máxima adimensional da parede em função das dimensões do canal do número de Rayleigh.

Mariani e Silva (2007) e apresentaram um estudo numérico da convecção natural em uma cavidade bidimensional semi-aberta, onde na parede horizontal inferior da cavidade tem-se uma fonte de geração de calor, a qual foi disposta em três diferentes posições. Os autores avaliaram a influência da relação entre a altura e o comprimento da cavidade ( $H/W = 1$  e  $2$ ), bem como a posição de uma única fonte de geração de calor, hora na parede inferior e hora na parede lateral esquerda, sobre o comportamento fluidodinâmico e térmico do ar no interior da cavidade. Mariani e Coelho (2007) avaliaram numericamente o comportamento fluidodinâmico do ar no interior de uma cavidade bidimensional com três formatos ( $H/W = 1, 2$  e  $4$ ), na presença de uma única fonte de calor localizada em três diferentes posições da parede inferior. As paredes verticais da cavidade foram mantidas a temperatura constante apresentando uma abertura na parede lateral direita. Os resultados numéricos para as linhas de corrente e linhas de temperatura mostraram a presença de diferentes padrões de escoamento no interior da cavidade para as diferentes condições e configurações investigadas. A convecção natural mostrou-se ser influenciada pela diferença de temperatura entre as paredes verticais e pela posição da fonte de calor.

Boetcher e Sparrow (2009) apresentam uma investigação numérica da convecção natural em uma cavidade bidimensional horizontal aberta avaliando a extensão apropriada do domínio de solução externo ao canal e as condições de contorno adequadas nas superfícies do domínio estendido e malha de modo a obter maior precisão. Os resultados numéricos mostraram que os maiores valores do número de Nusselt local ocorrerem perto da abertura do canal.

Neste trabalho é investigada numericamente a convecção natural em regime permanente em uma cavidade bidimensional quadrada. A cavidade apresenta uma abertura na parede vertical direita resfriada, a parede vertical esquerda é aquecida e a parede superior e inferior são consideradas adiabáticas. A convecção natural é induzida pela diferença de temperatura entre as paredes verticais, e é representada pelo número de Rayleigh ( $Ra_e$ ), e por duas fontes de geração de calor dispostas no interior da cavidade, uma no centro da parede inferior e outra no centro da parede vertical esquerda, ambas representadas pelo mesmo número de Rayleigh ( $Ra_i$ ), ocupando cada fonte aproximadamente 1% do volume total do ambiente. Para o número de Rayleigh ( $Ra_e$ ) são avaliados valores entre  $10^3$  e  $10^5$ , enquanto a relação  $RT = Ra_i/Ra_e$  é avaliada no intervalo de  $400 \leq RT \leq 2500$ . Nos resultados é analisada e discutida a influência de  $Ra_e$  e  $RT$  sobre os padrões do escoamento através da distribuição de temperaturas, das linhas de função corrente e do número de Nusselt local e médio na parede aquecida e resfriada. A aproximação de Boussinesq é utilizada e o número de Prandtl é mantido constante.

## 2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A geometria do problema investigado neste trabalho é descrita na Figura 1, onde ilustra-se uma cavidade retangular com altura  $H$  e comprimento  $W$ , onde a parede vertical esquerda é aquecida com uma temperatura  $T_h > T_c$ , a parede superior e inferior, horizontais, são adiabáticas e a parede vertical direita é semi-aberta.

Para modelar o escoamento em estudo as equações de Navier-Stokes e conservação da energia são utilizadas, algumas simplificações são admitidas: escoamento laminar, fluido Newtoniano e incompressível, sistema cartesiano bidimensional, o regime é permanente, todas as propriedades do fluido,  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $k$  e  $c_p$  são consideradas constantes, exceto a densidade em que é aproximação de Boussinesq é assumida e na equação da conservação da energia são desprezados os efeitos de compressibilidade e a dissipação viscosa.

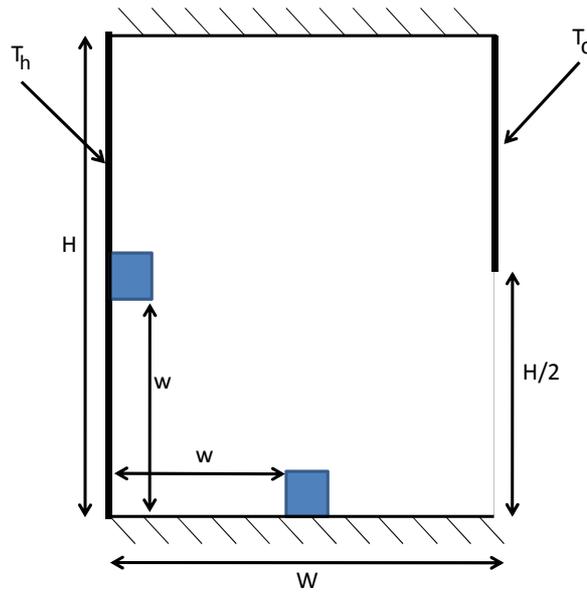


Figura 1 – Domínio de solução, cavidade aberta.

Assim, as equações adimensionais que governam o escoamento são,

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \text{Ra}_e \text{Pr} \theta \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) + R \quad (4)$$

onde,  $X (= x/L)$  e  $Y (= y/L)$  são as coordenadas a dimensional horizontal e vertical, respectivamente,  $U (= uL/\alpha)$  e  $V (= vL/\alpha)$  são as componentes de velocidades adimensionais horizontal e vertical, respectivamente,  $P (= (p + \rho gy)L^3 / \rho \alpha^2)$  é a pressão adimensional,  $\theta = (T - T_c) / (T_h - T_c)$  é a temperatura adimensional,  $\mu$  é a viscosidade,  $\rho$  é a massa específica,  $k$  é a condutividade térmica,  $c_p$  a capacidade calorífica do fluido,  $R (= \dot{q} / \rho c_p)$   $q/\rho c_p$  é o termo fonte,  $\alpha (= k/\rho c_p)$  é a difusividade térmica.

O conjunto de equações diferenciais, representadas pelas Eqs. (1) a (4), é resolvido numericamente quando sujeitas as seguinte condições de contorno:

As condições de contorno:

$$U = 0 \quad V = 0 \quad T = T_w = 1 \quad \text{para} \quad X = 0 \quad 0 < Y < H \quad (5)$$

$$U = 0 \quad V = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad \text{para} \quad 0 \leq X \leq W \quad Y = H \quad (6)$$

$$U = 0 \quad V = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad \text{para} \quad 0 \leq X \leq W \quad Y = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial U}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad \begin{cases} \frac{\partial V}{\partial x} = 0, U \geq 0 \\ T = T_\infty, U < 0 \end{cases} \quad \text{para} \quad X = W \quad 0 < Y < H \quad (8)$$

As equações (1) a (4) são resolvidas em termos das variáveis dependentes  $P$ ,  $U$ ,  $V$  e  $\theta$  contudo os resultados fluidodinâmicos são apresentados em termos da função corrente ( $\psi$ ), através das linhas de corrente, e da temperatura adimensional ( $\theta$ ), através das isotermas e pelo número de Nusselt médio e local na parede aquecida e resfriada, respectivamente, estas variáveis são definidas por,

$$U = \frac{\partial \psi}{\partial Y} \quad (9)$$

$$V = -\frac{\partial \psi}{\partial X}, \quad (10)$$

$$Nu = -\left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_w, \quad (11)$$

$$\overline{Nu}_h = -\int_0^L \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=0} dY, \quad (12)$$

$$\overline{Nu}_c = -\int_{L/2}^L \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=L} dY. \quad (13)$$

A convecção natural é avaliada através do número de Rayleigh externo ( $Ra_e$ ), e por uma fonte de geração de calor interna, representada pelo número de Rayleigh interno ( $Ra_i$ ), onde o número de Rayleigh externo é baseado na diferença de temperatura entre as paredes verticais,

$$Ra_e = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\nu\alpha}, \quad (14)$$

enquanto o número de Rayleigh interno é baseado na taxa de geração volumétrica de calor é definido como,

$$Ra_i = \frac{g\beta qL^5}{\nu\alpha k}, \quad (15)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade,  $\nu$ ,  $\alpha$  e  $\beta$  são a viscosidade cinemática, a difusividade e o coeficiente de expansão volumétrica térmica do fluido, respectivamente. O fluido considerado no interior do ambiente é o ar atmosférico usando o número de Prandtl,  $Pr = \nu/\alpha = 0,72$ .

O número de Rayleigh ( $Ra_e$ ) é representado pela diferença de temperatura entre as paredes verticais,  $10^3 \leq Ra_e \leq 10^5$ . A intensidade da geração de calor produzida pela fonte de calor é representada pelo número de Rayleigh ( $Ra_i$ ) que é baseado na taxa de geração volumétrica de calor. A influência entre a intensidade dos dois números de Rayleigh é avaliada através da relação apresentada na equação (16),

$$RT = \frac{Ra_i}{Ra_e}, \quad (16)$$

onde  $400 \leq RT \leq 2500$ .

A condição de contorno  $\left. \frac{\partial U}{\partial x} \right|_{X=W} = 0$  para  $0 < Y < H$  é utilizada para a solução da velocidade  $U$ , para as outras variáveis deve-se obter a velocidade  $U$  na fronteira do domínio, fazendo uso da equação da conservação da massa.

O modelo obtido resulta em um conjunto de equações diferenciais parciais não-lineares, o que torna a resolução analítica impraticável. Desta forma, para a resolução numérica das equações diferenciais, optou-se pela utilização do Método de Volumes Finitos (Patankar, 1980, Versteeg e Malalasekera, 1995). Neste método o domínio de

solução é dividido em pequenos volumes de controle finitos e as equações diferenciais são integradas em cada um destes volumes de controle. Desta integração resultam equações algébricas que, quando resolvidas, simultaneamente ou segregadamente, fornecem as componentes de velocidade, temperatura e a pressão. A interpolação Power-Law é adotada para calcular os termos difusivos e convectivos e para o acoplamento pressão-velocidade o algoritmo SIMPLEC (SIMPLE Consistente) onde o SIMPLE (Semi Implicit Linked Equations) é utilizado.

As equações discretizadas são resolvidas iterativamente, usando o método linha por linha conhecido como algoritmo de Thomas ou TDMA (TriDiagonal Matrix Algorithm). A sub-relaxação é usada para acelerar a convergência (Patankar, 1980). O domínio de solução é coberto por uma malha uniforme formado por 80 x 80 volumes de controle, a qual é empregada em todas as simulações numéricas. O armazenamento desencontrado das variáveis é utilizado. Para cada ponto da malha um resíduo R pode ser calculado, como forma de indicar a convergência do método iterativo. Neste trabalho foi adotado como critério de convergência o valor de  $10^{-10}$  para o maior valor absoluto do resíduo da equação da continuidade.

### 3. RESULTADOS

Na Tabela 1 são apresentados os valores para a temperatura máxima adimensional no interior da cavidade obtidos neste trabalho juntamente com os valores apresentados por Xia e Zhou (1992), Reinehr *et al* (2002) e Mariani e Silva (2007), onde observa-se que a presença de uma segunda fonte de calor no interior da cavidade quadrada faz com que a temperatura média aumente. Os resultados obtidos demonstram um aumento médio de 3,61% na temperatura máxima adimensional quando comparados com os resultados de Mariani e Silva (2007).

Tabela 1 - Temperatura máxima adimensional na cavidade quadrada.

R	$Ra_e$	Xia e Zhou (1992)	Reinehr <i>et al</i> (2002)	Mariani e Silva (2007)	Neste trabalho
		Fonte de calor na parede inferior			Fonte calor na parede inferior e na parede lateral.
400	$10^5$	1,80	1,82	1,95	2,031
1000	$10^5$	3,90	4,07	4,19	4,300
2500	$10^3$	15,40	15,69	16,08	16,542
2500	$10^4$	10,90	11,50	11,47	12,096
2500	$10^5$	8,30	8,46	8,56	8,814

Na Figura 2 apresenta-se o perfil de velocidade na abertura da cavidade para  $10^3 \leq Ra_e \leq 10^5$  e  $RT$  igual a 400, 1000 e 2500 respectivamente. Analisando estes resultados observa-se que a intensidade da velocidade na abertura da cavidade é predominantemente influenciada por variações do número de  $Ra_e$  que por variações de  $RT$ . Este comportamento também é observado nas Figuras 3 e 4. através das linhas de temperatura e linhas de corrente. A medida que  $Ra_e$  aumenta a intensidade do escoamento do ar no interior da cavidade também aumenta. Observa-se ainda que a intensidade deste escoamento é muito mais afetada por variações de  $Ra_e$  do que por variações de  $RT$ .

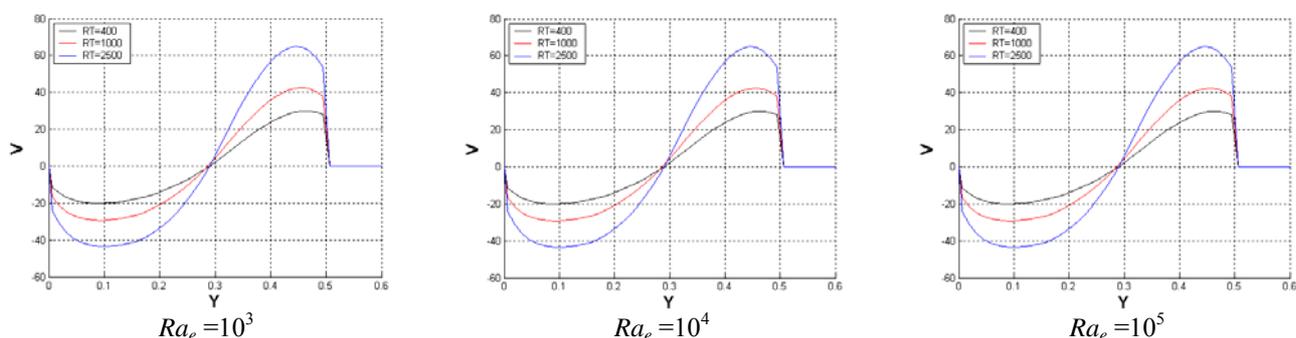


Figura 2 – Perfil de velocidade na abertura da cavidade para diferentes valores de  $RT$  e  $Ra_e$ , com as fontes de geração de calor centralizadas, uma na parede horizontal inferior e outra na parede vertical esquerda

As Figuras 3 e 4 ilustram as linhas de temperatura e linhas de corrente obtidas na simulação numérica. Estes resultados indicam que a fonte de geração de calor domina o escoamento e a transferência de calor no interior da cavidade. Isto pode ser observado analisando os resultados para um valor de  $RT$  e variando-se  $Ra_e$ . A medida que  $Ra_e$  aumenta a intensidade do escoamento do ar no interior da cavidade também aumenta. Observa-se ainda que a intensidade deste escoamento é muito mais afetada por variações de  $Ra_e$  do que por variações de  $RT$ .

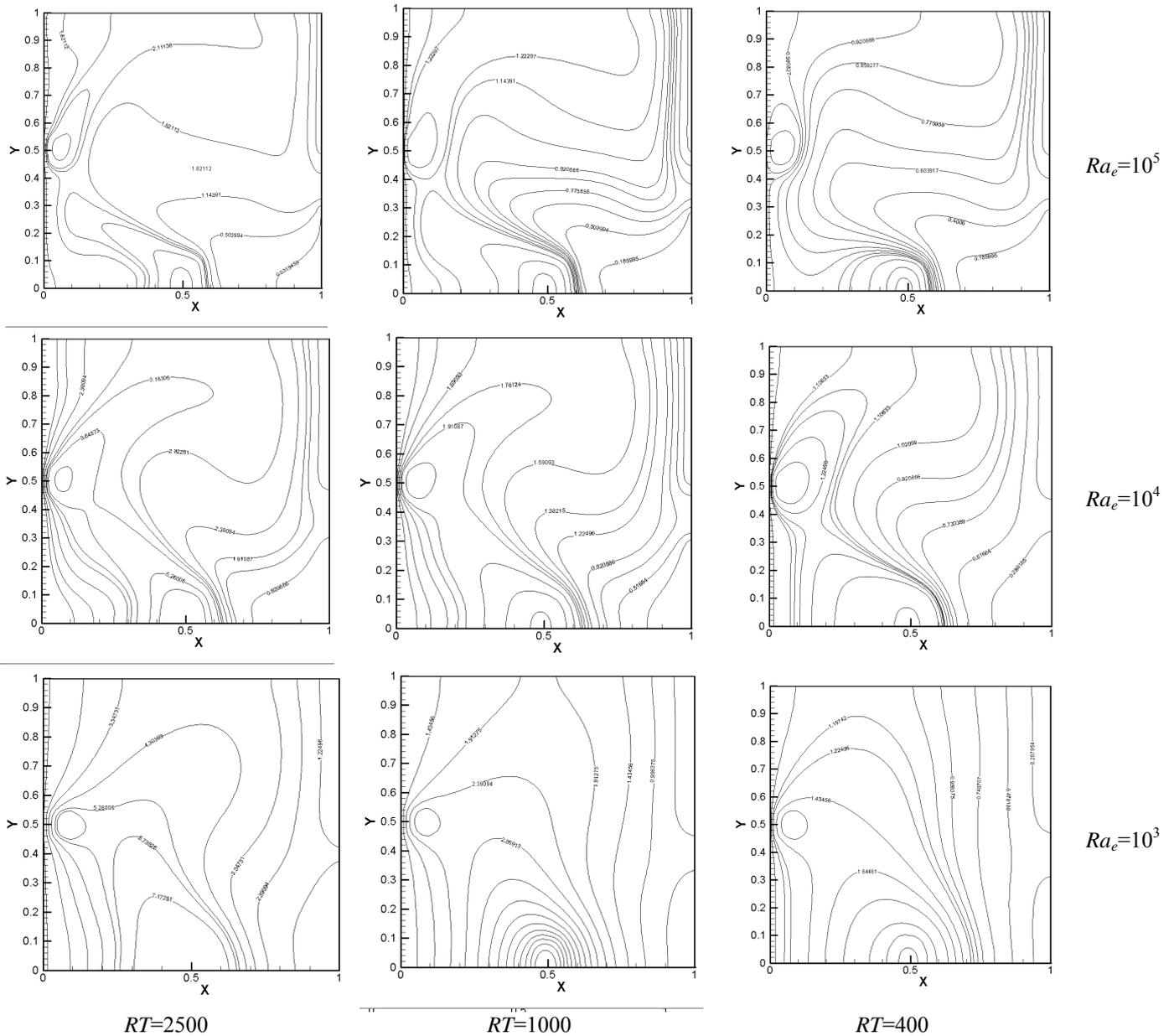


Figura 3 – Linhas de temperatura para diferentes valores de  $RT$  e  $Ra_e$ , com as fontes de geração de calor centralizadas, uma na parede horizontal inferior e outra na parede vertical esquerda

A dependência do número de Nusselt médio na parede aquecida e na parede fria em relação a  $RT$  e  $Ra_e$  são apresentadas na Tabela 2. Observa-se que  $Nu_h$  diminui com o aumento de  $R$  para todos os casos estudados. Quando o efeito do aquecimento externo representado por  $Ra_e$ , na transferência de calor na cavidade parcialmente aberta for maior que o da fonte de calor local,  $Nu_h$  médio é positivo e este diminui com o aumento de  $RT$ , neste caso, a parede aquecida exerce um papel de transferir calor para o fluido aquecendo-o, mas quando  $Ra_e$  é menor, Nusselt médio é negativo e seu módulo aumenta com  $RT$  e a parede aquecida passa a ter um papel de resfriar o fluido presente no interior da cavidade. Este mesmo comportamento foi observado por Xia e Zhou (1992), Reinher *et al.*, (1992) e Mariani e Coelho (2007).

Para a faixa de  $RT$  e  $Ra_e$  avaliada, observa-se na Tabela 2 que o número de Nusselt médio para a parede fria aumenta com um aumento de  $RT$  e  $Ra_e$ . visto que  $Nu_c$  é geralmente maior que a fonte de calor local. Quando confrontamos os resultados deste trabalho (duas fontes de calor) com os apresentados por Mariani e Coelho (2007) para uma única fonte, observamos os mesmos comportamentos acima descritos porém com maior intensidade. Isto se deve ao fato de que a presença de uma segunda fonte de calor aumenta o empuxo proporcionando uma maior transferência de calor no interior da cavidade.

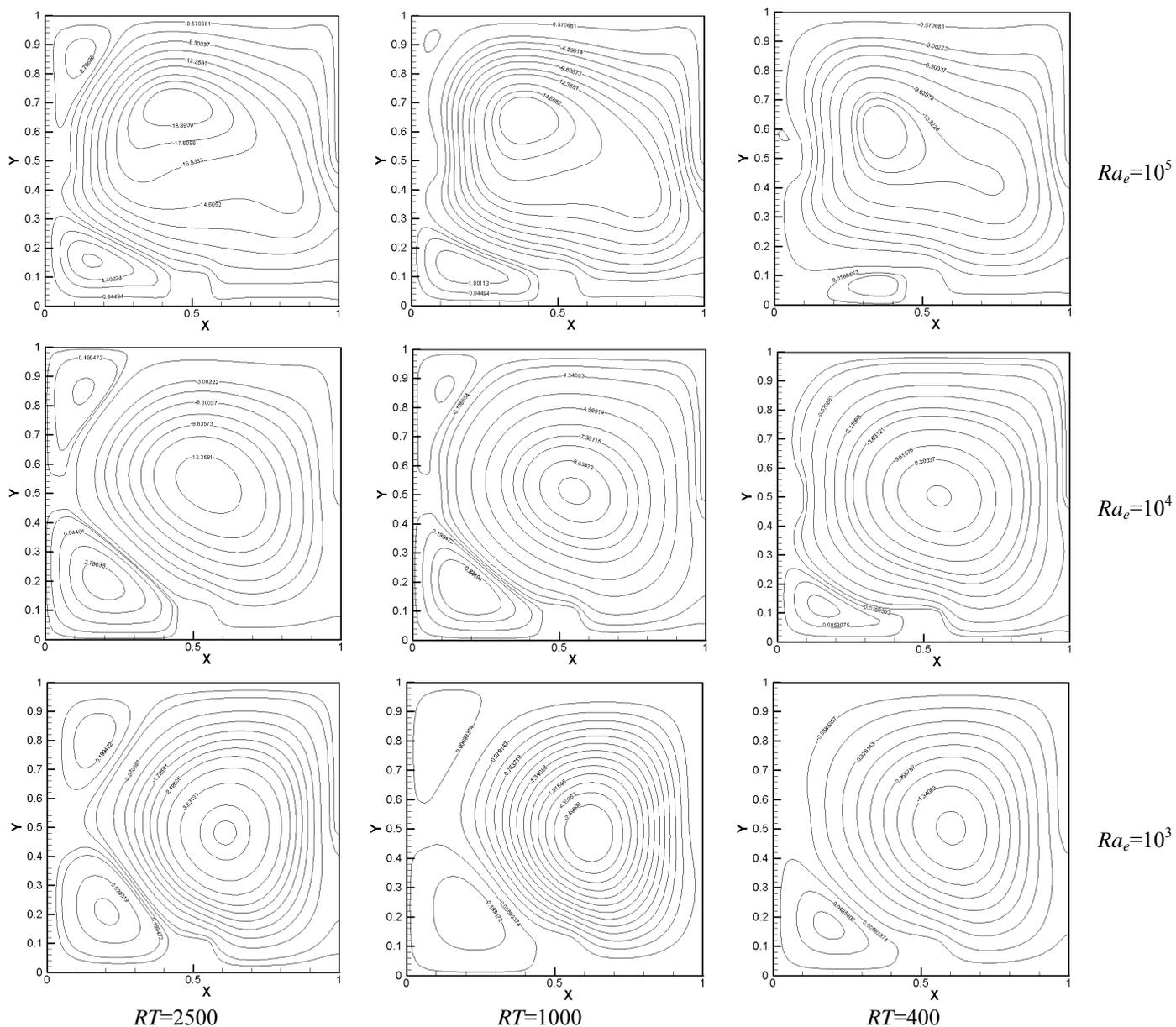


Figura 4 – Linhas de corrente para diferentes valores de  $RT$  e  $Ra_e$ , com as fontes de geração de calor centralizadas, uma na parede horizontal inferior e outra na parede vertical esquerda

$RT$	$Ra_e$	Mariani e Coelho (2007) Fonte de calor na parede inferior		Este trabalho. Fonte calor na parede inferior e na parede lateral	
		$Nu_h$	$Nu_c$	$Nu_h$	$Nu_c$
2500	$10^5$	-8,03	7,53	-22,11	11,39
2500	$10^4$	-9,20	11,29	-27,94	11,38
2500	$10^3$	-11,28	9,87	-30,45	9,67
1000	$10^5$	-0,78	4,80	-7,36	5,99
1000	$10^4$	-3,38	4,76	-10,34	5,33
1000	$10^3$	-4,50	3,48	-12,02	3,60
400	$10^5$	2,30	3,79	-0,63	4,01
400	$10^4$	-0,50	2,61	-2,07	2,87
400	$10^3$	-1,26	1,50	-2,82	1,75

Nas Figuras 5 e 6 apresenta-se o comportamento do número de Nusselt ao longo da parede vertical esquerda e da parede vertical direita. Em todos os casos avaliados o padrão de comportamento é obtido. Observa-se que para  $RT$  fixo há um aumento considerável no número de Nusselt médio na parede aquecida e resfriada com o aumento do número de  $Ra_e$ , isto ocorre porque há uma elevação da diferença de temperatura entre as paredes verticais, representado

pelos números de  $Ra_e$ , aumentando a intensidade do escoamento na cavidade e conseqüentemente aumentando a transferência de calor. Para o aumento de  $RT$  mantido  $Ra_e$  fixo percebe-se um comportamento diferenciado para as duas paredes. Para a parede resfriada em um número de  $Ra_e$  fixo o número de Nusselt cresce com  $RT$  enquanto na parede aquecida o contrário ocorre. Demonstrando assim que o número de Nusselt é altamente influenciado por  $Ra_e$  e  $RT$ .

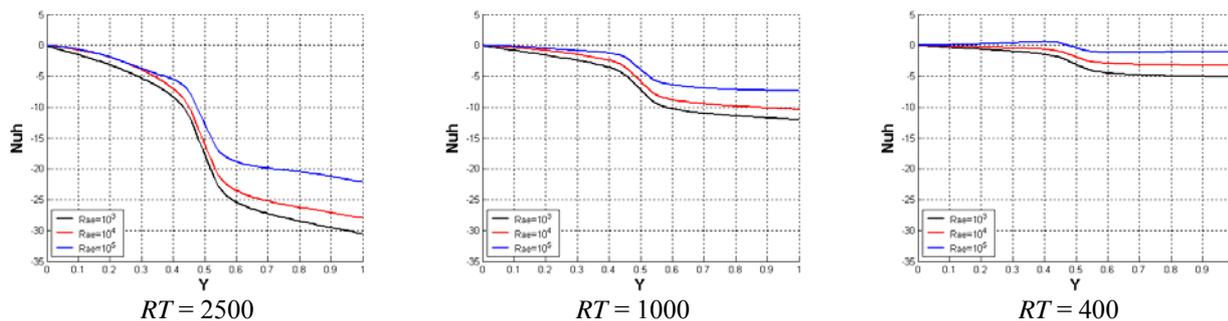


Figura 3 – Número de Nusselt local na parede aquecida.

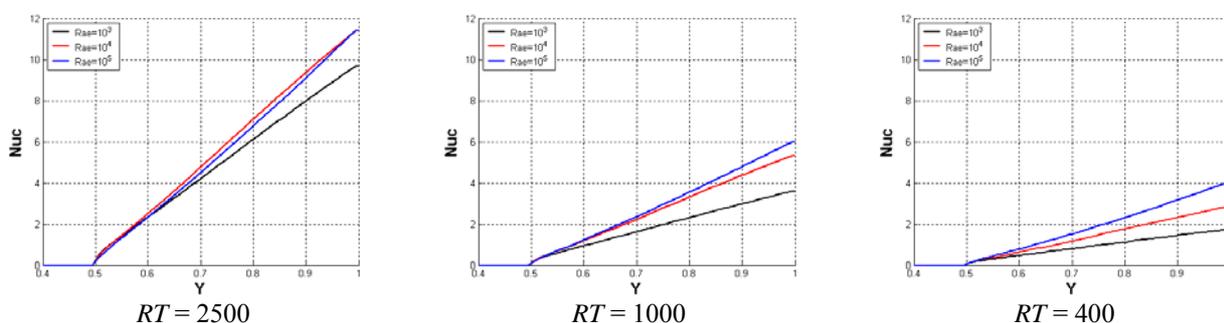


Figura 4 – Número de Nusselt local na parede fria.

#### 4. CONCLUSÕES

Neste trabalho é descrito o comportamento térmico e fluidodinâmico do ar no interior de uma cavidade quadrada semi-aberta com a presença de duas fontes de geração de calor dispostas no interior da cavidade, uma no centro da parede inferior e outra no centro da parede vertical esquerda. A cavidade estudada apresenta uma abertura na parede vertical direita resfriada e a parede vertical esquerda é aquecida com a parede superior e inferior consideradas adiabáticas. Para os casos aqui estudados observou-se que o aumento do número de  $Ra_e$ , isto é, da diferença entre as temperaturas das paredes verticais do ambiente, a temperatura adimensional máxima no interior do ambiente diminuiu sensivelmente, mantendo a relação  $RT$  constante. Já com o aumento da relação  $RT$  a temperatura adimensional máxima no interior do ambiente aumentou mantendo o número de  $Ra_e$  constante, para as situações aqui investigadas. Avaliando os resultados para um mesmo posicionamento das fontes, porém variando-se  $Ra_e$  e  $RT$ , verifica-se uma elevação na intensidade do escoamento no interior do ambiente e da velocidade na abertura da cavidade, contudo observa-se que este comportamento é mais influenciado por variações do número de  $Ra_e$  do que da relação  $RT$ . Quando confrontamos os resultados deste trabalho com resultados da literatura verifica-se que presença de uma segunda fonte de calor apresenta grande influência sobre o comportamento térmico e fluidodinâmico do ar no interior da cavidade quadrada, pois proporciona um aumento na intensidade do fluxo de ar entrando e saindo da cavidade, resultando assim em um aumento considerável do número de Nusselt médio, tanto para a parede aquecida quanto para a parede fria.

#### 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a FAPEMIG e ao CNPq pelo apoio financeiro a este trabalho através dos processos: 568221/2008-7/CNPq, 474408/2008-6/CNPq, 302786/2008-2/CNPq e 504102/2009-5/CNPq.

#### 6. REFERÊNCIAS

- Bessaih, R., Kadja, M., 2000. Turbulent natural convection of electronic components mounted on a vertical channel. Applied Thermal Engineering, Vol. 20, 141–154.
- Boetcher S.K.S. e Sparrow E.M., 2009. Buoyancy-induced flow in an open-ended cavity: Assessment of a similarity solution and of numerical simulation models. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 52. pp. 3850–3856.

- Brito, R. F., Guimarães, P. M., Meloni, R. R. & Menon, G. J., 2003. “Convecção mista em uma cavidade semi-aberta com um corpo quadrado com geração de calor”. XXIV Iberian Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering.
- Chen, S., Liu, Y., 2002. An optimum spacing problem for three by three heated elements mounted on a substrate. *Heat and Mass Transfer*. Vol. 39, 3–9.
- Chen, S., Liu, Y., Chan, S.F., Leung, C.W., Chan, T.L., 2001. Experimental study of optimum spacing in the cooling of simulated electronic package. *Heat and Mass Transfer*. Vol. 37, 251–257.
- da Silva, A.K., Lorente, S., Bejan, A., 2004. Optimal distribution of discrete heat sources on a wall with natural convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 47, 203–214.
- da Silva, A.K., Lorenzini, L., Bejan, A., 2005. Distribution of heat sources in vertical open channels with natural convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 48, 1462–1469.
- Deng, Q.H., Tang, G.F., Li, Y., 2002. A combined temperature scale for analyzing natural convection in rectangular enclosures with discrete wall heat sources. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 45, 3437–3446.
- Hsu, T.H., Wang, S.G., 2000. Mixed convection in a rectangular enclosure with discrete heat sources. *Numerical Heat Transfer Part A*. Vol.38, 627– 652.
- Jilani, G., Jayaraj, S., Voli, K.K., 2002. Numerical analysis of free convection flow in partially open enclosure. *Heat and Mass Transfer*. Vol.38, 261–270.
- Liu, Y., Thien, N.P., 2000. An optimum placing problem for three chips mounted on a vertical substrate in an enclosure. *Numerical Heat Transfer Part A*. Vol. 37, 613–630.
- Manca, O. e Nardini, S., 2007. Experimental investigation on natural convection in horizontal channels with the upper wall at uniform heat flux. *Nuclear Engineering and Design*, Vol 237, pp 1025–1032.
- Mariani, V. C. e Coelho, L. S. 2007. Natural convection heat transfer in partially open enclosures containing an internal local heat source. *Braz. J. Chem. Eng.*, Vol. 24, no.3, p.375-388.
- Mariani, V. C., Silva, A.. 2007. Natural Convection: Analysis of Partially Open Enclosures With an Internal Heated Source, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 52, pp. 595-619..
- Mariani, V.C. e Belo, I.M., 2006. Numerical studies of natural convection in a square cavity, *Revista de Engenharia Térmica*, 5, Nº 01, pp.79-83.
- Patankar, S. V., 1980. “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere Washington, DC.
- Reinehr, E. L., Souza, A. A. U. & Souza, S. M. A., 2002. “Comportamento fluidodinâmico do ar com convecção natural e fonte de geração de calor em ambiente confinado”. XIV Congresso Brasileiro de Engenharia Química.
- Xia, J. L. & Zhou, Z. W., 1992. “Natural convection in an externally heated partially open cavity with a heated protrusion”. FED-vol. 143/HTD, Vol. 232, *Measurement and Modeling of Environmental Flows – ASME*, pp. 201-208.
- Yang, K. T., 1987. *Natural Convection in Enclosures*, in *Handbook of Single Phase Convection Heat Transfer*, Wiley, New York.

## 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores Adriano da Silva, Éliton Fontana e Viviana Cocco Mariani são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

## STUDY OF NATURAL CONVECTION IN SEMI-OPEN SQUARE CAVITIES WITH TWO INTERNAL HEAT GENERATION SOURCE

Adriano da Silva, [adrianodasilva.ufsj@gmail.com](mailto:adrianodasilva.ufsj@gmail.com)<sup>1</sup>  
Eliton Fontana, [eliton\\_fontana@hotmail.com](mailto:eliton_fontana@hotmail.com)  
Viviana Cocco Mariani, [viviana.mariani@pucpr.br](mailto:viviana.mariani@pucpr.br)<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universidade Federal de São João Del Rei - UFSJ  
Av. Sebastião Gonçalves Coelho, 400, CEP: 35501-296, Divinópolis, MG, Brazil

<sup>2</sup> Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química - PPGENQ  
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC  
C. P.476; 88.040-900; Florianópolis - SC - Brazil.

<sup>3</sup> Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - PPGEM  
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR  
Rua Imaculada Conceição, 1155, Prado Velho, CEP: 80215-901, Curitiba, PR

**Resumo:** *The combination of convection and heat transfer in semi-open square cavities has applications in natural and technologic process, and engineering. This includes operation of nuclear reactors, solar collectors, air study in biological laboratories, pharmaceutical production plants, electronic equipment manufacturing, design and construction of environments, food processing, grain storage, etc. In this paper is presented a numerical study of thermal and fluid-dynamic behavior of the air by natural convection in two-dimensional square cavity. The cavity has an opening on the right vertical wall that is cooled. The natural convection is induced both by the temperature difference between the vertical walls, represented by the Rayleigh number ( $Rae$ ) and two internal heat generation sources, represented by the Rayleigh number ( $Rai$ ). The internal heat generation sources are arranged in the center of the lower horizontal wall and different positions on the left vertical wall occupying about 2% of the total environment. The finite volume method is used for discretization of dimensionless governing equations. The Power-Law and SIMPLEC schemes are used. The numerical simulations were performed for various Rayleigh numbers and different values for the internal heat generation source comparing with values obtained in the literature. The average and local Nusselt numbers are presented for the heated and cooled wall and the results are analyzed for each situation. The velocity profile at the opening is evaluated for each condition studied.*

**Key-words:** *cavity partially open, Nusselt number, internal heat generation, natural convection.*