

CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADE COM SÓLIDO INTERNO AQUECIDA POR FLUXO CONSTANTE

Igor Straehl Gonçalves Machado, igor_straehlgm@yahoo.com.br

Thiago Parente Lima, thiagopl@ict.ufvjm.edu.br

Instituto de Ciência e Tecnologia, Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri, Diamantina, MG, Brasil

Resumo. Neste trabalho é estudado o fenômeno da convecção natural em uma cavidade aquecida pela parede inferior e resfriada pela parede adjacente com um sólido interno adiabático posicionado em seu centro. O Método dos Volumes Finitos foi empregado na solução numérica das equações governantes do problema através do software OpenFoam®. Os resultados são reportados através dos campos de temperatura e do número de Nusselt para a cavidade com número de Rayleigh de 10^3 a 10^6 , número de Prandtl de 0,7 e diferentes tamanhos de sólido interno. Os resultados mostram que a transferência de calor da cavidade é governada pelo número de Rayleigh e pelo tamanho do sólido interno e pode ser aumentada com relação à cavidade sem sólido quando um bloco de baixa condutividade é posicionado em seu centro.

Palavras-chave: cavidades heterogêneas, convecção natural, OpenFoam®

1. INTRODUÇÃO

Uma cavidade heterogênea é um recinto preenchido com fluido com a presença de corpos sólidos homogêneos em seu interior. O estudo de cavidades heterogêneas permite a análise da transferência de calor nas regiões de fluidos e sólidos de forma distinguida quando cada região é considerada como meio contínuo. Essa análise não é possível, por exemplo, quando consideramos a cavidade heterogênea como um meio poroso (Qiu *et al.* 2013).

Um dos primeiros trabalhos sobre a transferência de calor em cavidades com sólido interno foi realizado por House *et al.* (1990). Nesse trabalho foi estudado o comportamento do número de Nusselt de uma cavidade com um bloco condutor centrado, para diferentes números de Rayleigh, condutividade térmica do sólido e tamanho do bloco. Após House *et al.* (1990), diversos estudos foram realizados em cavidades lateralmente aquecidas com sólidos condutores em seu interior (Oh *et al.*, 1997; Ha *et al.* 1999; Ha *et al.*, 2002; Le e Ha, 2005; Mezrhab *et al.*, 2005 e Zhao *et al.*, 2007). Todos esses trabalhos apresentam um bloco de dimensões fixas no interior da cavidade.

Em Bhave *et al.* (2006) o tamanho ótimo de um bloco adiabático que maximizasse a transferência de calor em uma cavidade aquecida e resfriada pela paredes laterais foi estudado. Os autores utilizaram o aspecto das linhas de corrente da cavidade sem o bloco para estabelecer uma correlação para previsão do tamanho ótimo do bloco. Em Lima e Ganzarolli (2016) uma cavidade aquecida e resfriada por paredes adjacentes à temperatura constante com um sólido condutor em seu interior foi estudada. Os autores propõem a utilização das *heatlines* (Kimura e Bejan, 1983) como forma de prever a influência do tamanho do sólido e sua condutividade na transferência de calor da cavidade.

Neste trabalho, é estudada a transferência de calor em uma cavidade com um sólido interno adiabático, quadrada, resfriada lateralmente com temperatura constante e aquecida pela base com fluxo de calor constante. Os resultados foram obtidos para números de Rayleigh 10^3 a 10^6 e Prandtl igual a 0,7. A influência do tamanho do sólido adiabático inserido no interior da cavidade foi estudada para blocos com a relação entre a área do bloco e a área da cavidade de 0,1 a 0,8.

2. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

A cavidade estudada é mostrada na Fig. 1. Os resultados foram obtidos para o problema em seu estado estacionário e a aproximação de Boussinesq. A transferência de calor por radiação foi negligenciada.

Para caracterizar o tamanho do sólido será utilizado o parâmetro adimensional ζ definido na Eq. (1).

$$\zeta = \frac{W}{L} \quad (1)$$

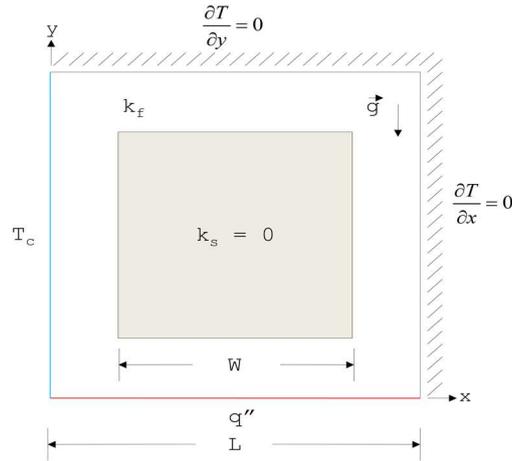


Figura 1. Geometria e condições de contorno da cavidade estudada.

As equações de conservação válidas para todo o domínio do problema são:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (2)$$

$$\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho_c} \nabla p + \nu \cdot \nabla^2 \mathbf{u} - \mathbf{g} \beta (T - T_c) \quad (3)$$

$$\mathbf{u} \cdot \nabla T = k \cdot \nabla^2 T \quad (4)$$

As condições de contorno para as Eqs. (2) a (4) são definidas nas Eqs. (5) a (8).

$$x = 0, u = v = 0 \text{ e } T = cte \quad (5)$$

$$x = 1, u = v = 0 \text{ e } \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (6)$$

$$y = 0, u = v = 0 \text{ e } q'' = cte \quad (7)$$

$$y = 1, u = v = 0 \text{ e } \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (8)$$

As condições de contorno na superfície do sólido adiabático são definidas na Eq. (9).

$$u = v = 0 \text{ e } \frac{\partial T}{\partial N} = 0 \quad (9)$$

onde N é a direção normal a qualquer superfície do bloco.

O número de Rayleigh e Prandtl são definidos nas Eqs. (10) e (11).

$$Ra = \frac{Pr g \beta q'' L^3}{k_f \nu^2} \quad (10)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (11)$$

O número de Nusselt médio calculado na parede aquecida é definido na Eq. (12).

$$Nu = \frac{q'' L}{k_f (T_h - T_c)} \quad (12)$$

$$\text{onde } \bar{T}_h = \frac{1}{L} \int_0^L T(x, 0) dx.$$

3. PROCEDIMENTO NUMÉRICO

O Método dos Volumes Finitos foi empregado na solução numérica das Eqs. (2) a (4) através do *software* OpenFoam® utilizando o *solver* buoyantBoussinesqSimpleFoam. O esquema Linear Upwind de 2ª ordem foi empregado nos termos convectivos das Eqs. (2) a (4). O resíduo admissível para u , v e T foi de 10^{-7} e para p de 10^{-6} . A temperatura na parede resfriada foi fixada em 300 K, e o fluxo de calor da parede aquecida foi de 1 W/m².

A validação do problema foi realizada comparando-se o número de Nusselt com resultados da literatura para cavidades sem o sólido interno (de Vahl e Davis, 1983), mostrando boa concordância. Os resultados para as condições de contorno do problema estudado não estão disponíveis na literatura.

Um estudo de malha foi realizado para o caso crítico de $Ra=10^6$ e $\zeta=0,8$ com malhas de 50×50 , 100×100 e 200×200 volumes, com refinamento de malha próximo às superfícies sólidas. A variação no número de Nusselt foi de 0,12% com o aumento de volumes de 100×100 para 200×200 . Dessa forma, os resultados do trabalho foram obtidos para uma malha de 100×100 volumes.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção, os campos de temperatura e os valores do número de Nusselt são discutidos para diferentes configurações da cavidade.

4.1 Campos de temperatura

São representados na Fig. 2 os campos de temperatura para a cavidade com sólido interno. Os campos de temperatura para a cavidade sem sólido interno são também mostrados para servir como referência

A cavidade sem o sólido interno apresenta um padrão de escoamento formado por uma única célula girando em sentido anti-horário com um centro preenchido por fluido quase estagnado. Ao ser resfriado na parede fria, o fluido é acelerado no sentido do vetor gravidade até a parede aquecida com fluxo constante onde muda de direção e passa a escoar junto à parede aquecida até encontrar a parede vertical adiabática. Nessa região, o fluido muda novamente de direção e ascende junto à parede vertical formando uma região de temperatura aproximadamente uniforme no quadrante superior direito da cavidade. Na região superior da cavidade o fluido é novamente resfriado pela parede fria mudando de direção e reiniciando seu padrão de escoamento.

A condição de contorno de fluxo constante faz com que a temperatura da parede quente e, conseqüentemente, do fluido próximo a essa região, aumentem ao longo da coordenada x . Na Fig. 2, para a cavidade sem o sólido interno, pode-se observar que o aumento do número de Rayleigh faz com que a temperatura máxima do fluido na cavidade seja reduzida e que a região onde o fluido atinge sua temperatura máxima seja comprimida contra a parede adiabática vertical da cavidade. Isso ocorre devido ao aumento na velocidade do fluido que escoou junto à parede aquecida devido ao aumento do número de Rayleigh.

Na Fig. 2, a inserção do sólido de tamanho $\zeta=0,2$ apresenta pouca influência nos campos de temperatura da cavidade quando comparado com a cavidade sem bloco, para todos os números de Rayleigh estudados. Na medida em que o tamanho do bloco aumenta para $\zeta=0,5$, as modificações nos campos de temperatura são percebidas para $Ra=10^3$ a 10^5 . Nessa situação, observa-se o aumento da temperatura do fluido na região superior da cavidade. Esse aumento de temperatura pode ser explicado pelo isolamento da região central causado pelo bloco adiabático e pela redução do canal por onde o fluido ascendente passa a escoar. É importante observar que para $Ra=10^6$ as alterações nos campos de temperatura começam a ser observadas para blocos maiores quando comparado com as cavidades com menor número de Rayleigh, ou seja, quanto maior o número de Rayleigh, blocos maiores podem ser inseridos na cavidade sem que estes alterem o campo de temperatura da cavidade.

4.2 Transferência de calor

As modificações de escoamento e campos de temperatura causadas pela inserção do bloco vão resultar na alteração das taxas de transferência de calor da cavidade. A Fig. 3 apresenta a variação do número de Nusselt em função do número de Rayleigh para diferentes tamanhos de bloco. Ainda na Fig. 3, estão representados os valores de Nusselt para a cavidade sem bloco para servir como referência. De forma geral, a transferência de calor na cavidade aumenta com o aumento do número de Rayleigh para todas as configurações estudadas, um comportamento esperado em problemas de convecção natural. Para a cavidade com blocos maiores, o aumento da transferência de calor com o número de Rayleigh é mais acentuado do que na cavidade com blocos menores, como pode ser visto pela inclinação da curva para $\zeta=0,8$ quando comparada com a curva para $\zeta=0,2$.

Através dos campos de temperatura foi mostrado que a inserção do bloco de tamanho $\zeta=0,2$ não altera de forma significativa o campo de temperatura da cavidade quando comparada com a cavidade sem bloco. Esse resultado pode também ser visto na Fig. 3 onde os valores de Nusselt para a cavidade com $\zeta=0,3$ concordam com os da cavidade sem bloco. Ainda, para $Ra=10^5$ e 10^6 e $\zeta=0,3$ o comportamento do número de Nusselt em função do número de Rayleigh mantém a mesma lei de potência de $Nu=Ra^{1/5}$, válida para a cavidade sem bloco na mesma faixa de Rayleigh, como demonstrado em Ganzarolli e Milanez (1995).

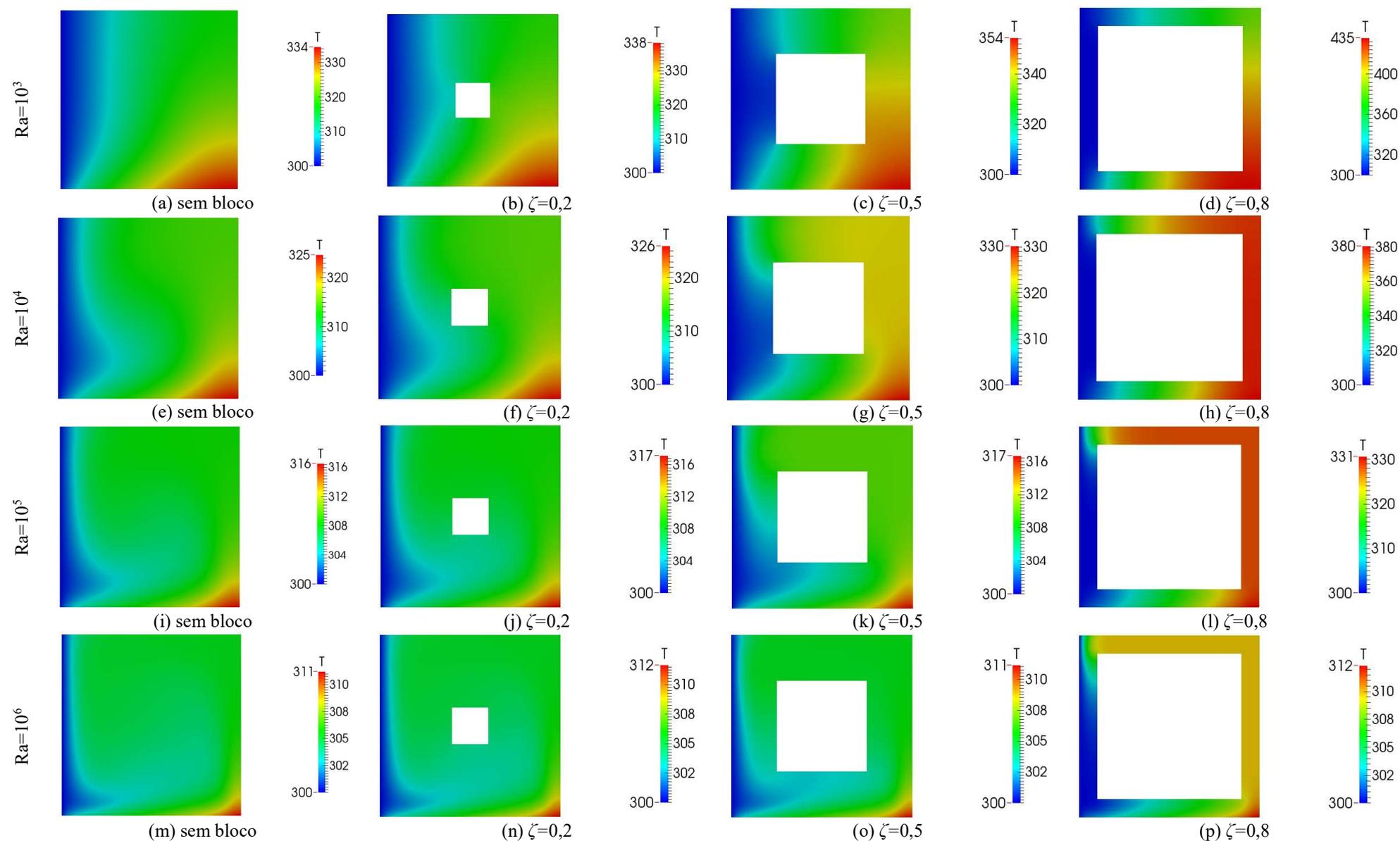


Figura 2. Campos de temperatura para diferentes configurações da cavidade

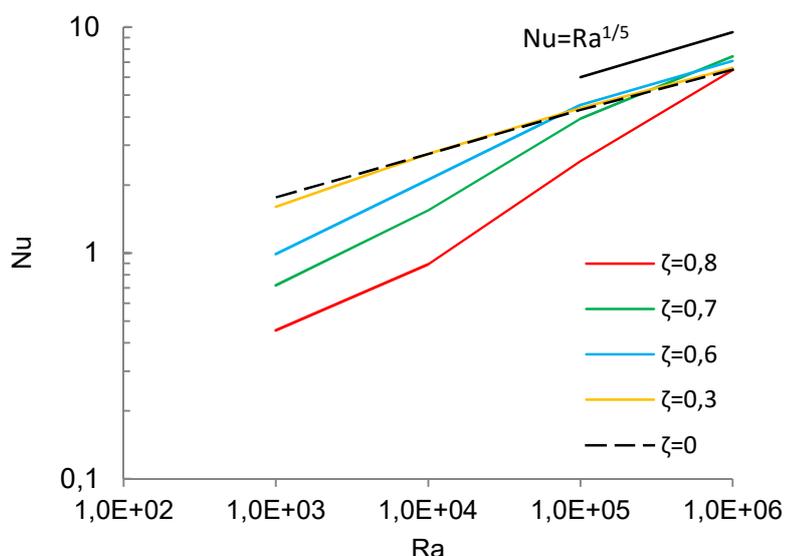


Figura 3. Número de Nusselt em função do número de Rayleigh

A Fig. 4 mostra o comportamento do número de Nusselt em função do tamanho do bloco para diferentes números de Rayleigh. Para $Ra=10^3$ e 10^4 , o crescimento do bloco reduz a transferência de calor da cavidade quando comparada com a cavidade sem bloco (Fig. 4). Essa redução é mais acentuada para blocos maiores que $\zeta=0,3$. Quanto maior o número de Rayleigh, maior o tamanho de bloco necessário para alterar o número de Nusselt da cavidade. Para $Ra=10^6$, o número de Nusselt permanece aproximadamente constante até $\zeta=0,4$. Para $Ra=10^5$ e 10^6 , a inserção do bloco adiabático na cavidade resulta no aumento do número de Nusselt quando comparado com a cavidade sem bloco. O tamanho de bloco para o qual é verificado o ponto de máximo no número de Nusselt é função do número de Rayleigh, sendo que, quanto maior o número de Rayleigh maior o tamanho do bloco para o qual o valor máximo do número de Nusselt é registrado. Um comportamento semelhante foi observado por House *et al.* (1990) e Bhave *et al.* (2006) para uma cavidade aquecida lateralmente e por Lima e Ganzarolli (2016) para uma cavidade aquecida e resfriada por paredes adjacentes. Bhave *et al.* (2006) propuseram uma forma de determinar o tamanho ótimo de bloco adiabático para que se obtenha máximo número de Nusselt na cavidade, baseados no aspectos das linhas de corrente da cavidade, enquanto que Lima e Ganzarolli (2016) sugerem o uso das *heatlines* para se determinar o máximo tamanho de bloco adiabático ou condutor o qual não provocaria interferência na transferência de calor da cavidade.

O aumento do número de Nusselt mostrado na Fig. 4 pode ser atribuído ao isolamento da região central da cavidade e o consequente aumento da temperatura na qual o fluido chega à parede fria como mostrado através das isotermas da Fig. 2. Entretanto, é interessante observar que apesar das cavidades com $Ra=10^3$ e 10^4 registrarem um maior aumento na temperatura máxima do fluido com relação às cavidades de maior número de Rayleigh e mesmo tamanho de bloco (Fig. 2), esse fato não se reflete no aumento do número de Nusselt. Nas cavidades com $Ra=10^3$ e 10^4 , a magnitude do escoamento com a presença do bloco não é suficiente para provocar o aumento da transferência de calor por convecção.

Na medida em que blocos maiores são posicionados nas cavidades com $Ra=10^5$ e 10^6 , a transferência de calor na cavidade é reduzida para valores inferiores àqueles da cavidade sem o bloco (Fig. 4). Na cavidade sem bloco, o fluxo de energia que deixa a parede aquecida até a parede resfriada se concentra nas regiões próximas às paredes, essa concentração é mais próxima às paredes quanto maior o número de Rayleigh (Lima e Ganzarolli, 2016). Quando um bloco adiabático é inserido nessa região, a interferência no fluxo de energia faz com que a transferência de calor seja reduzida.

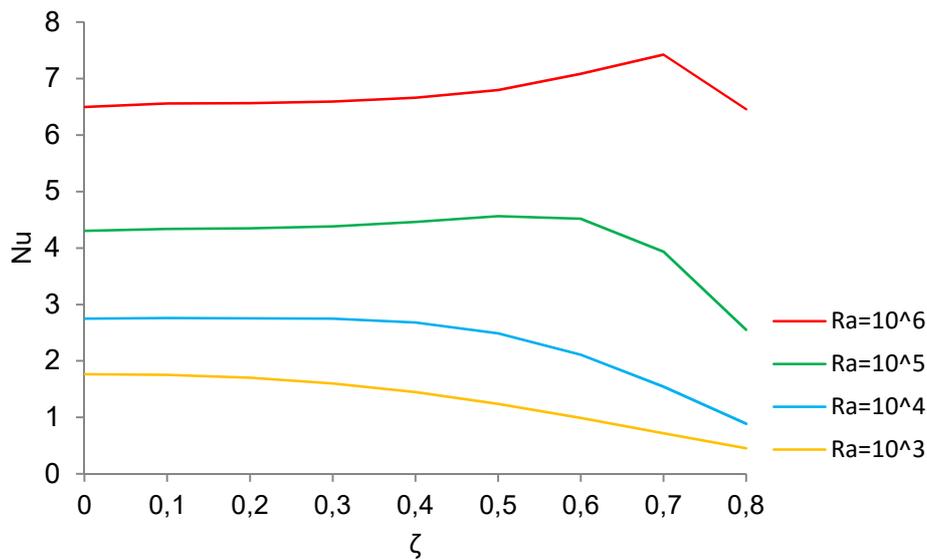


Figura 4. Números de Nusselt em função do tamanho do bloco.

5. CONCLUSÕES

A transferência de calor na cavidade estudada é função do número de Rayleigh e do tamanho. A inserção do bloco adiabático no centro da cavidade pode resultar no aumento da transferência de calor na cavidade quando comparada com a cavidade sem sólido interno. Existe um tamanho de bloco ótimo que é função do número de Rayleigh, para o qual o número de Nusselt atinge seu máximo. Estudos futuros podem ser realizados a fim de se estabelecer correlações para determinação do tamanho de bloco que resulte da máxima transferência de calor na cavidade.

AGRADECIMENTOS

À Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais – FAPEMIG pelo apoio financeiro.

NOMENCLATURA

q''	fluxo de calor, W/m^2
\bar{T}	temperatura média, K
\mathbf{g}	vetor gravidade, m/s^2
k	condutividade térmica, W/mK
L	largura da cavidade, m
N	direção normal à superfície do bloco
Nu	número de Nusselt
p	pressão, N/m^2
Pr	número de Prandtl
Ra	número de Rayleigh
T	temperatura, K
\mathbf{u}	vetor velocidade, m/s
u, v	comp. da velocidade nas direções x e y , m/s
W	largura do bloco, m
x, y	coordenadas cartesianas, m

Letras gregas

β	coeficiente de expansão térmica, $1/K$
ζ	tamanho adimensional do bloco
ν	viscosidade cinemática, m^2/s
ρ	densidade, kg/m^3

Subscritos

h	parede quente
c	parede fria
f	fluido
s	sólido

REFERÊNCIAS

- Bhave, P., Narasimhan, A. and Rees, D., 2006. "Natural convection heat transfer enhancement using adiabatic block: Optimal block size and prandtl number effect". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 3807–3818.
- de Vahl Davis, G., 1983. "Natural convection of air in a square cavity: a bench mark numerical solution". *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 3, No. 3, pp. 249–264.

- Ganzarolli, M.M. and Milanez, L.F., 1995. "Natural convection in rectangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from the sides". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1063–1073.
- Ha, M., Jung, M. and Kim, Y., 1999. "Numerical study on transient heat transfer and fluid flow of natural convection in an enclosure with a heat-generating conducting body". *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, Vol. 35, No. 4, pp. 415–433.
- Ha, M. Y., Kim, I. K., Yoon, H. S., Yoon, K. S., Lee, J. R., Balachandar, S. e Chun, H. H., 2002. "Two-dimensional and unsteady natural convection in a horizontal enclosure with a square body". *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, Vol. 41, n. 2, 183–210
- House, J. M., *et al.*, 1990. "Effect of a Centered Conducting Body on Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure". *Numerical Heat Transfer*, Vol. 18, pp. 213-225.
- Kimura, S. and Bejan, A., 1983. "The heatline visualization of convective heat transfer". *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 916–919.
- Lee, J.R. and Ha, M.Y., 2005. "Numerical study of natural convection in a horizontal enclosure with a conducting body". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 3308–3318.
- Lima, T. P., Ganzarolli, M. M., 2016. "A heatline approach on the analysis of the heat transfer enhancement in a square enclosure with an internal conducting solid body". *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 105, pp. 45-56.
- Mezrhab, A., Bouali, H., Amaoui, H. and Bouzidi, M., 2005. "Computation of combined natural-convection and radiation heat-transfer in a cavity having a square body at its center". *Applied Energy*, Vol. 83, pp. 1004–1023.
- Oh, J., Ha, M. and Kim, K., 1997. "Numerical study of heat transfer and flow of natural convection in an enclosure with a heat-generating conducting body". *Numerical Heat Transfer Part A: Applications*, Vol. 31, No. 3, pp. 289–303.
- Qiu, H., Lage, J.L., Junqueira, S.L. and Franco, A.T., 2013. "Predicting the nusselt number of heterogeneous (porous) enclosures using a generic form of the berkovsky–polevikov correlations". *Journal of Heat Transfer*, Vol. 135, No. 8, p. 082601.
- Zhao, F.Y., Liu, D. and Tang, G.F., 2007. "Conjugate heat transfer in square enclosures". *Heat Mass Transfer*, Vol. 43, No. 9, pp. 907–922.

NOTA DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material reproduzido nesse artigo.