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 escoamento laminar bidimensional. O fluido é considerado como newtoniano e incompressível, sendo adotada 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).

$$\zeta = \frac{W}{L} \tag{1}$$

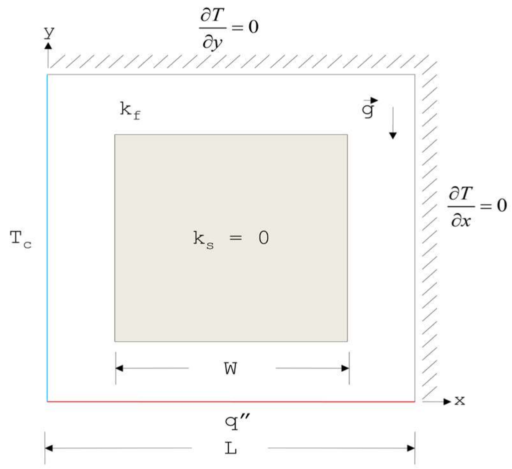


Figura 1. Geometria e condições de contorno da cavidade estudada.

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

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \tag{2}$$
$$\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho_c} \nabla p + \nu \cdot \nabla^2 \mathbf{u} - \mathbf{g}\beta(T - T_c) \tag{3}$$
$$\mathbf{u} \cdot \nabla T = k \cdot \nabla^2 T \tag{4}$$

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

$$x = 0, u = v = 0 \text{ e } T = cte \tag{5}$$
$$x = 1, u = v = 0 \text{ e } \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \tag{6}$$
$$y = 0, u = v = 0 \text{ e } q'' = cte \tag{7}$$
$$y = 1, u = v = 0 \text{ e } \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \tag{8}$$

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

$$u = v = 0 \text{ e } \frac{\partial T}{\partial N} = 0 \tag{9}$$

onde *N* é a direção normal a qualquer superfície do bloco.
O número de Rayleigh e Prandtl são definidos nas Eqs. (10) e (11).

$$Ra = \frac{Prg\beta q'' L^3}{k_f \nu^2} \tag{10}$$
$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \tag{11}$$

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

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

onde $\overline{T_h} = \frac{1}{L}\int_0^L T(x,0)dx$.

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 ζ=0,8 com malhas de 50x50, 100x100 e 200x200 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 100x100 para 200x200. Dessa forma, os resultados do trabalho foram obtidos para uma malha de 100x100 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.

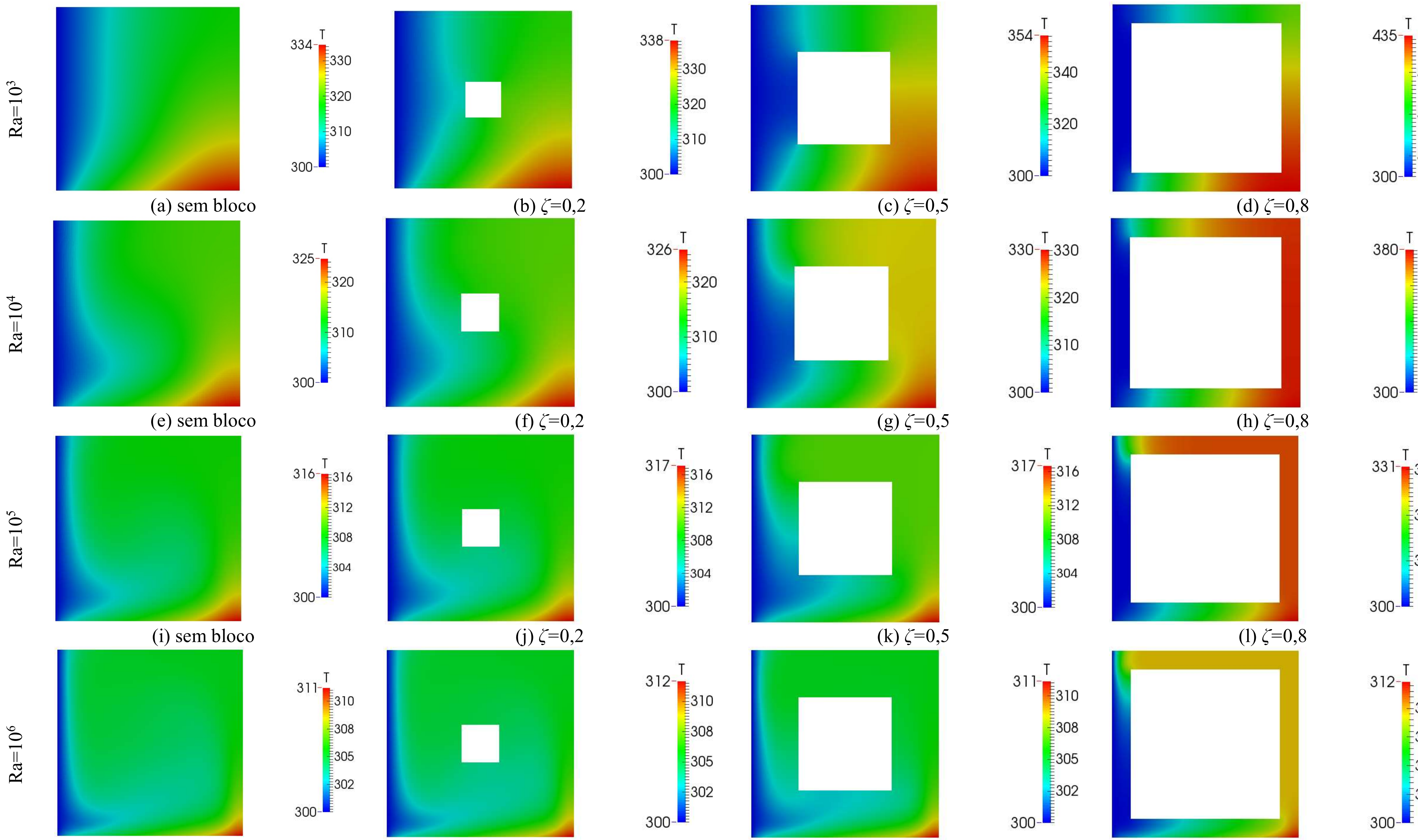
A condição de contorno de fluxo constante faz com que a temperatura da parede quente e, consequentemente, do fluido próximo a essa região, aumentem ao longo da coordenada x. Na Fig. 2, para a cavidade sem o sólido interno, pode-se observar que o aumento do número de Rayleigh faz com que a temperatura 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 escoa junto à parede aquecida devido ao aumento do número de Rayleigh.

Na Fig. 2, a inserção do sólido de tamanho ζ=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 ζ=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 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 ζ=0,8 quando comparada com a curva para ζ=0,2.

Através dos campos de temperatura foi mostrado que a inserção do bloco de tamanho ζ=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 ζ=0,3 concordam com os da cavidade sem bloco. Ainda, para Ra=10^5 e 10^6 e ζ=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).



(a) sem bloco (b) ζ=0,2 (c) ζ=0,5 (d) ζ=0,8

(e) sem bloco (f) ζ=0,2 (g) ζ=0,5 (h) ζ=0,8

(i) sem bloco (j) ζ=0,2 (k) ζ=0,5 (l) ζ=0,8

(m) sem bloco (n) ζ=0,2 (o) ζ=0,5 (p) ζ=0,8

Figura 2. Campos de temperatura para diferentes configurações da cavidade

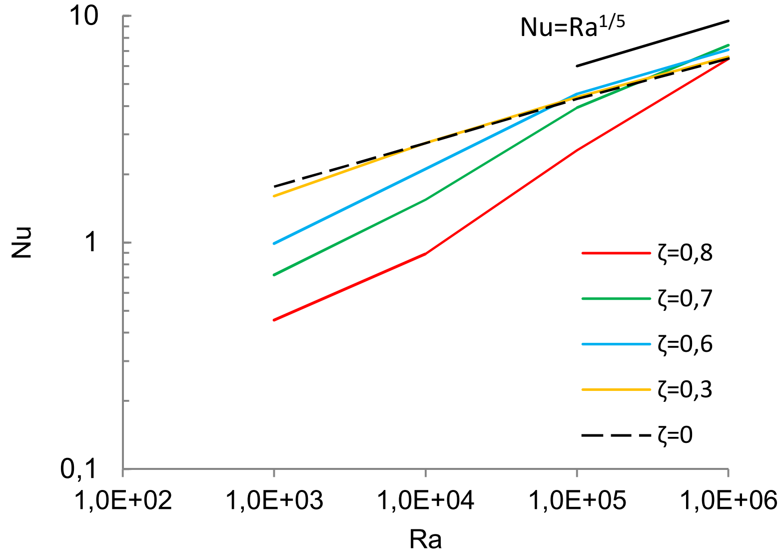


Figura 3. Número de Nusselt em função do número de Rayleigh

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 ζ=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 ζ=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.

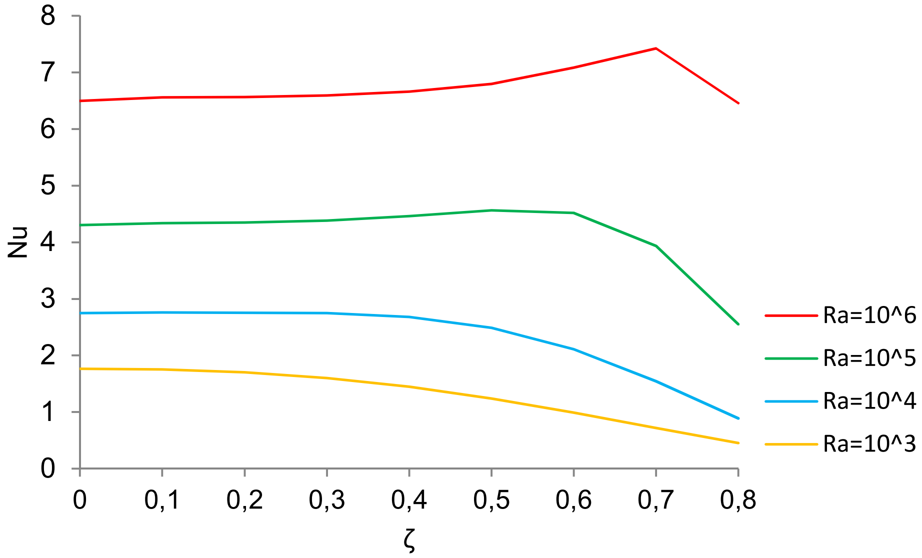


Figura 4. Números de Nusselt em função do tamanho do bloco.

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.