

SIMULAÇÃO DE ESCOAMENTO EM CAVIDADE ABERTA COM GERAÇÃO DE CALOR SOB CONDIÇÕES PRESCRITAS

Daniel Magalhães da Cruz (Universidade Federal do Rio Grande – FURG) E-mail: dacruz.daniel@furg.br

Aleones José da Cruz Júnior (Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia Goiano) E-mail:
aleones.junior@ifgoiano.edu.br

Elizaldo Domingues dos Santos (Universidade Federal do Rio Grande – FURG) E-mail:
elizaldosantos@furg.br

Resumo: Circuitos eletrônicos cada vez mais potentes necessitam de maior capacidade de resfriamento, que muitas das vezes passa por escoamento de ar onde existem cavidades onde passam circuitos que são termos fonte de calor. Na abordagem fenomenológica da transferência de calor a modelagem matemática é muito trabalhosa do ponto de vista analítico, além disso deve-se sempre ressaltar as múltiplas facetas interativas e iterativas dos problemas de transferência de calor, o que pode dificultar a resolução e a análise dos resultados. Desta forma, as simulações numéricas se mostram muito aptas do ponto de vista da eficiência, agilidade e da própria apresentação dos resultados. No presente estudo deseja-se estudar o escoamento de ar sobre uma geometria que possui uma cavidade aberta com um termo gerador de calor. As condições prescritas são indicadas no trabalho. Os resultados obtidos conferem com o comportamento físico esperado, além do mesmo ser comparado com trabalho de referência que já consta na literatura. Na condição de independência de malha, foi encontrado um Nusselt médio com diferença relativa de 8% com o da literatura, enquanto isso o campo de temperatura se apresenta extremamente coerente, validando os resultados. Como conclusão as simplificações impostas na situação problema são coerentes e passíveis de serem feitas, além disso a verificação com a literatura abre uma possibilidade futura, de agora com a metodologia validada otimizar a geometria, fluido de trabalho, dentre outros, até mesmo possibilidades de estudo relacionando o teorema de Constructal.

Palavras-chave: Fonte de calor, simulação numérica, Ansys Fluent, cavidade, análise geométrica.

OPEN CAVITY FLOW SIMULATION WITH HEAT GENERATION UNDER PRESCRIBED CONDITIONS

Abstract: Increasingly powerful electronic circuits need greater cooling capacity, which often passes through air flow where there are cavities where circuits that are heat sources pass. In the phenomenological approach of heat transfer, mathematical modeling is very laborious from an analytical point of view, in addition, the multiple interactive and iterative facets of heat transfer problems must always be highlighted, which can make it difficult to solve and analyze the results. In this way, the numerical simulations are very apt from the point of view of efficiency, agility and the presentation of the results. In the present study we want to study the air flow over a geometry that has an open cavity with a heat generating thermos. The prescribed conditions are indicated in the work. The results obtained match the expected physical behavior, in addition to being compared with reference work that is already in the literature. In the mesh independence condition, an average Nusselt was found with a relative difference of 8% with the literature, meanwhile the temperature field is extremely coherent, validating the results. In conclusion, the simplifications imposed in the problem situation are coherent and possible to be made, in addition, the verification with the literature opens a future possibility, from now with the validated methodology to optimize the geometry, working fluid, among others, even possibilities of study relating the Constructal theorem.

Keywords: Heat source, numerical simulation, Ansys Fluent, cavity, geometric analysis.

1. Introdução

Os circuitos eletrônicos evoluíram muito nos últimos tempos, o resfriamento desses circuitos se tornou um dos estudos recorrentes na área de transferência de calor. Isso

porque à medida que se aumentou a capacidade de processamento nos computadores há também um crescimento da taxa de geração de calor. O que se deseja é sempre otimizar o sistema para isso pode ser abordado modificações geométricas, em condições de contorno, materiais construtivos, fluidos refrigerantes, dentre outros aspectos.

Para tais circuitos é recorrente que estes se desenvolvam através de cavidades na designação geométrica a qual se deseja modelar. Uma das simplificações recorrentes nesses trabalhos de transferência de calor é a simplificação da geometria em um plano 2D. Diversos trabalhos que abordam modelagem e simulação lançam deste recurso de análise 2D como por exemplo: Fujii *et al.* (1996) onde é realizado uma análise geométrica do efeito do espaçamento entre componentes numa modelagem 2D; Bessaih e Kadja (2000) que abordaram o escoamento turbulento em canal vertical também em domínio 2D; Dan e Wachs (2010) que simularam o fluxo de partícula com transferência de calor em abordagem bidimensional; Ji, Yuan e Chung (2006) que avaliaram computacionalmente o efeito da rugosidade na transferência de calor também em abordagem 2D; Dantchi *et al.* (2013) que simulam num canal 2D eletro-termo-convecção; Goodarzi *et al.* (2019) que realiza simulação numérica da transferência natural de calor por convecção de nano fluido com nanopartículas em uma modelagem bidimensional; dentre outros trabalhos.

O objetivo desta pesquisa portanto é estudar a transferência de calor por convecção mista em um canal horizontal bidimensional com uma cavidade aberta que possui uma geração de calor na parte inferior da cavidade. O trabalho tomado de referência, Aminossadati e Ghasemi (2009), servirá para nortear a abordagem e modelagem do problema inclusive comparando campos de temperatura e velocidade nos resultados encontrados.

Para as condições de contorno e propriedades termofísicas do escoamento adota-se valores e condições prescritas a saber: escoamento laminar, escoamento incompressível, convecção mista, ar como fluido de trabalho, densidade $\rho = 1 \text{ kg/m}^3$, viscosidade dinâmica $\mu = 0,05 \text{ kg/(ms)}$, condutividade térmica $k = 1,0 \text{ W/(mK)}$, calor específico $C_p = 14,2 \text{ J/(kgK)}$ e coeficiente de expansão térmica $\beta = 254,84 \text{ K}^{-1}$, para os grupos adimensionais número de Reynolds $Re_H = 100$, Prandtl $Pr = 0,71$ e Grashof $Gr_H = 10^4$ e Richardson $Ri = 1$.

2. Metodologia, geometria e equações governantes

A primeira descrição é da geometria proposta que pode ser verificada na Figura 1, e comparada com a proposta por Aminossadati e Ghasemi (2009). Para os comprimentos do problema proposto considera-se: $H = 0,1 \text{ m}$, $L = 0,2 \text{ m}$, $L_e = 0,2 \text{ m}$ e como indicado a geração de calor é centralizada na parte inferior da cavidade e possui comprimento $H/2 = 0,05 \text{ m}$. Uma simplificação existente no problema proposto é a consideração de que a fonte de calor é apenas uma película, já em Aminossadati e Ghasemi (2009) é considerado uma determinada espessura para essa fonte de calor.

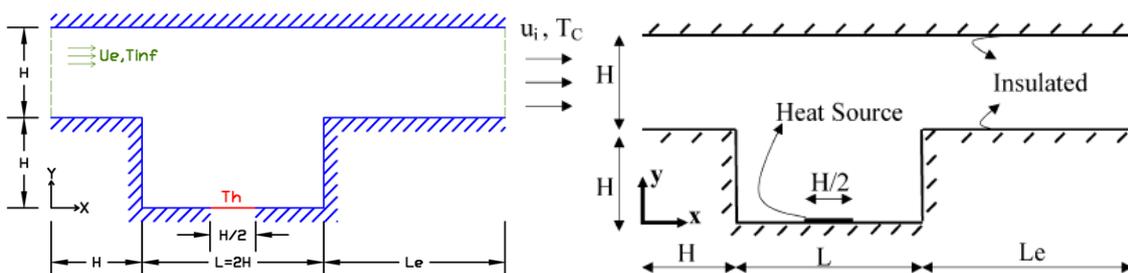


Figura 1 – Geometria proposta, à esquerda: o autor, à direita: Aminossadati e Ghasemi (2009)

Sobre a metodologia aplicada o primeiro aspecto é determinar demais condições de contornos e grupo adimensional a partir das informações já prescritas. Para as condições já determinadas têm-se: escoamento laminar, escoamento incompressível, convecção mista, ar como fluido de trabalho, densidade $\rho = 1 \text{ kg/m}^3$, viscosidade dinâmica $\mu = 0,05 \text{ kg/(ms)}$, condutividade térmica $k = 1,0 \text{ W/(mK)}$, calor específico $C_p = 14,2 \text{ J/(kgK)}$ e coeficiente de expansão térmica $\beta = 254,84 \text{ K}^{-1}$, número de Reynolds $Re_H = 100$, número de Prandtl $Pr = 0,71$ e número de Grashof $Gr_H = 10^4$.

O adimensional de Richardson (R_i) é determinado pela Equação (1):

$$R_i = \frac{Gr_H}{(Re_H)^2} = \frac{10^4}{100^2} = 1 \quad (1)$$

A velocidade de entrada é obtida a partir do número de Reynolds dado pela Equação (2), a expressão sendo desenvolvida em torno do termo de interesse é possível determinar a Equação (3). Nesta inserindo os valores prescritos correspondentes para cada variável pode-se encontrar a velocidade de entrada no escoamento $u_E = 50 \text{ m/s}$.

$$Re_H = \frac{\rho \cdot u_E \cdot D_H}{\mu} \quad (2)$$

$$u_E = \frac{Re_H \cdot \mu}{\rho \cdot D_H} \quad (3)$$

Enquanto que a diferença de temperatura é obtida a partir do número de Grashof determinado pela Equação (4), a expressão sendo desenvolvida em torno do termo de interesse é possível determinar a Equação (5), e inserindo os valores prescritos corresponde à uma diferença de temperatura entre escoamento e fonte de calor de $(T_H - T_\infty) = 10 \text{ K}$.

$$Gr_H = \frac{g \cdot \beta \cdot H^3 \cdot (T_H - T_\infty)}{\left(\frac{\mu}{\rho}\right)^2} \quad (4)$$

$$(T_H - T_\infty) = \frac{Gr_H \cdot \left(\frac{\mu}{\rho}\right)^2}{g \cdot \beta \cdot H^3} \quad (5)$$

A geometria e a geração da malha foram efetuadas no GMSH um software livre para geração da malha de volumes finitos. A malha gerada foi homogênea e retangular em todo o domínio de forma análoga à Aminossadati e Ghasemi (2009), e a simulação numérica foi efetuada no Ansys Fluent. Destaca-se aqui que as equações governantes são embasadas na equação da continuidade Equação (6), e nas equações de Navier-Stokes Equações (7), (8) e (9) para fluidos incompressíveis (Çengel e Ghajar, 2012).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

$$\rho \left\{ \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} \right\} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (7)$$

$$\rho \left\{ \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} \right\} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad (8)$$

$$\rho \left\{ \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(w^2)}{\partial z} \right\} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad (9)$$

Tais equações governantes na forma genérica passam por simplificações dependentes da modelagem e condição de contorno, essas equações que o software de simulação trabalha.

Um exemplo claro da abordagem adotada, é a simplificação como um problema 2D, assim a terceira equação de Navier-Stokes, bem como as derivadas relativas à w e à z são nulas.

Para as simulações a metodologia imposta em primeiro momento busca compreender a abordagem permanente e transiente, adotando uma condição de malha na cavidade de 70×140 elementos, isso para ser similar a de Aminossadati e Ghasemi (2009) de 60×140 elementos onde se atingiu a independência de malha.

Para a independência de malha deseja-se trabalhar com as malhas (na cavidade) da ordem de 20×40 , 40×80 , 70×140 , 110×220 , 160×320 e 220×440 elementos, para isto avaliando o número de Nusselt médio na fonte de calor e construindo o gráfico. Por fim deseja-se as simulações quanto ao campo de temperatura, campo de pressão, campo de velocidade e número de Nusselt para a condição de independência de malha.

Destaca-se que as malhas citadas acima, são discretizadas nessas quantidades para o retângulo da cavidade com geração de calor, e replicadas de forma homogênea para o restante da geometria. Pode ser observado na Figura 2 a malha gerada no GMSH para a geometria proposta considerando o mínimo refino utilizado, e na Figura 3 a malha gerada no GMSH para o máximo refino abordado no presente estudo.

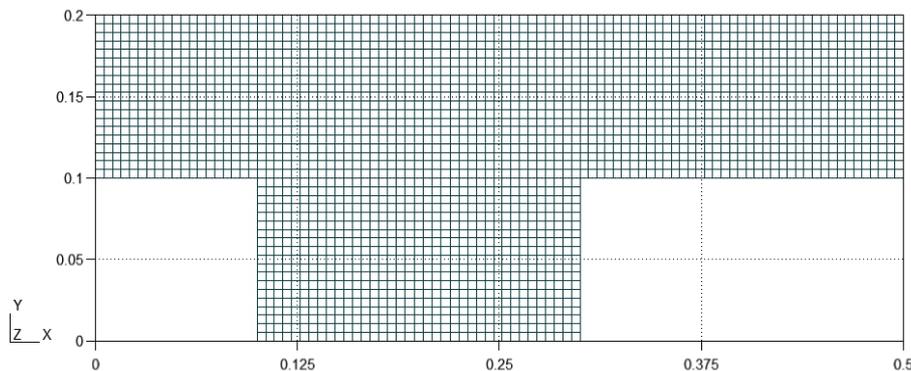


Figura 2 – Cavidade com malha 20×40 (mínimo refino utilizado), total de 2800 elementos na geometria

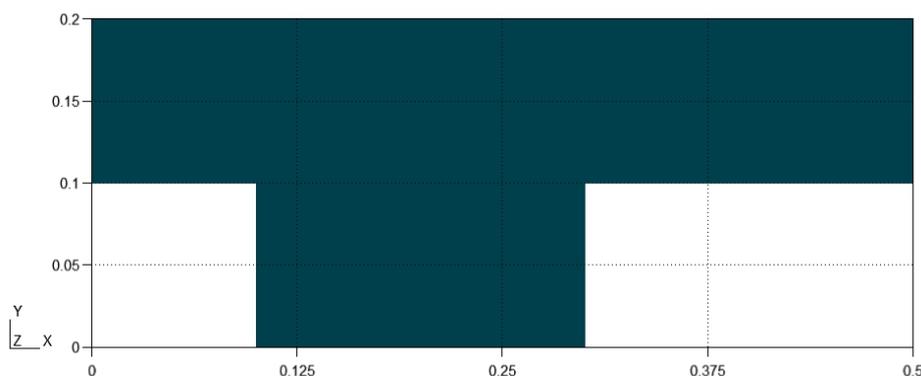


Figura 3 – Cavidade com malha 220×440 (máximo refino utilizado), total de 338800 elementos na geometria

3. Resultados

Da comparação de regime permanente e regime transiente, não apresentou diferença substancial na resposta (considerando um mesmo resíduo). O regime permanente

apresentou na fonte de calor um Nusselt médio de 2,311614 e para o regime transiente o Nusselt médio foi de 2,311121, isso considerando a malha de 70x140 elementos na cavidade. Fazendo as simulações para as demais condições de malha novamente se verificou diferenças mínimas muita das vezes inferior à 0,1% entre regime permanente e transiente. Portanto os resultados apresentados são para o regime permanente que apresenta menor esforço computacional, já que o exercício não apresenta dependência em relação ao regime transiente.

Para o regime permanente, e considerando as condições de malha na cavidade para 20x40, 40x80, 70x140, 110x220, 160x320 e 220x440 foi possível fazer o teste de independência de malha. Vale destacar que embora a ordem da malha se refira a região da cavidade, a mesma é gerada de maneira regular e ordenada em toda a geometria. Para a independência de malha, pode-se construir o gráfico e também considerar como malha independente uma condição tal que atenda à Equação (10):

$$R = \frac{X^{j+1} - X^j}{X^j} < 1 \cdot 10^{-3} \tag{10}$$

Para as simulações, considerando regime permanente e a resposta de Nusselt médio na geração de calor, monta-se a Tabela 1:

Tabela 1 – Resultados para independência de malha

Elementos na cavidade	Elementos totais na geometria	Nusselt Médio obtido na simulação	R<0,001
20x40	2800	2,269900	0,01161549
40x80	11200	2,296266	0,006683895
70x140	34300	2,311614	0,003590997
110x220	84700	2,319915	0,001737995
160x320	179200	2,323947	0,000350266
220x440	338800	2,324761	-

Fonte: Os autores

Matematicamente, através do critério adotado de independência de malha, a malha que apresenta o menor esforço computacional sem comprometer a acurácia do resultado é a malha de 160x320 elementos na cavidade (ou de 179200 elementos na geometria como um todo). Pode-se verificar isso visualmente, utilizando os resultados para construir o gráfico de independência de malha, Figura 4:

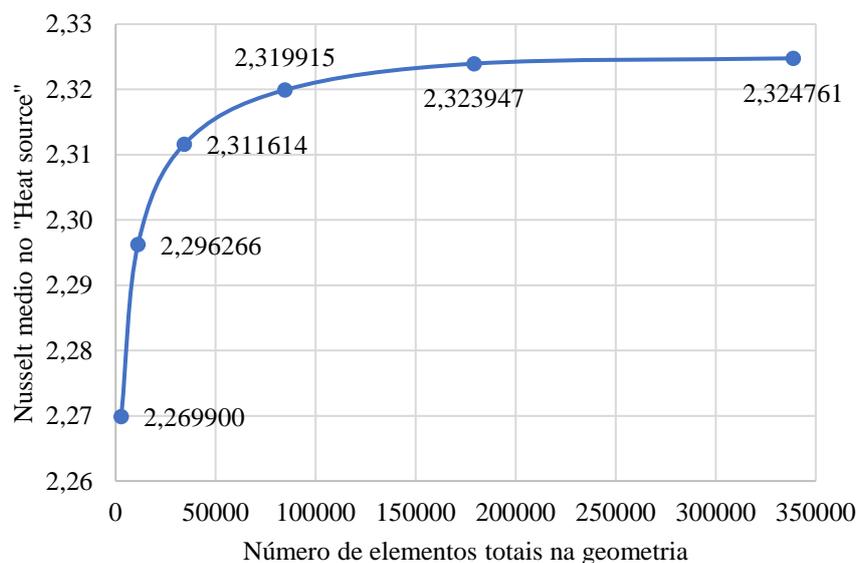


Figura 4 – Gráfico de independência de malha

Como pode ser verificado graficamente, e também através da determinação do “R”, a malha 160x320 na região da cavidade ou de 179200 elementos em toda geometria é a que apresenta a independência de malha. Para esta condição simulada já temos o Nusselt médio na fonte de calor em 2,323947, e no Ansys Fluent também se obtém o campo de temperatura para esta condição, mostrado na Figura 5.

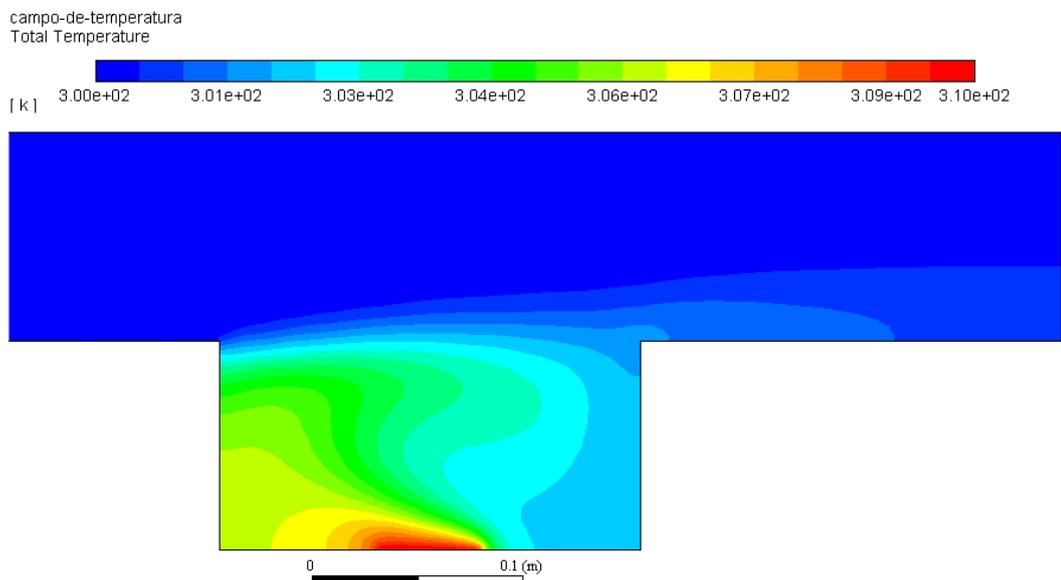


Figura 5 – Campo de temperatura para a malha independente, cavidade 160x320

Se for replotado o campo de temperatura, mas ao invés de preenchimento em cores a plotagem for através de curvas de enlace de temperatura, pode-se comparar de melhor forma ao campo de temperatura obtido em Aminossadati e Ghasemi (2009), indicando coerência em relação ao resultado, Figura 6.

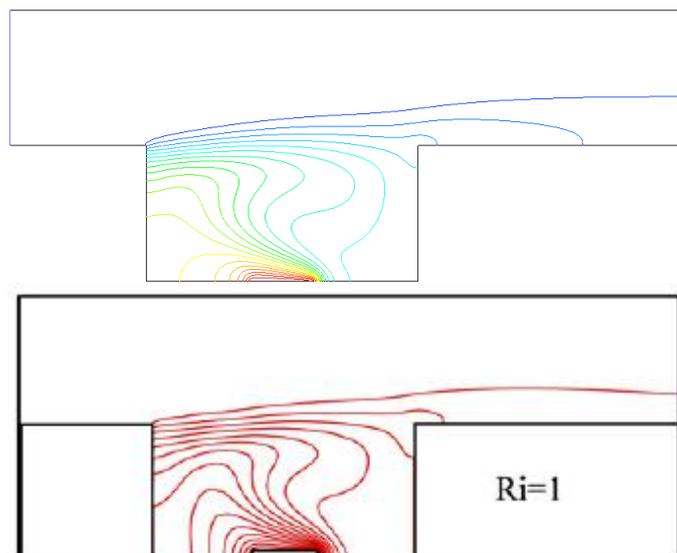


Figura 6 – Campo de temperatura, superior: o autor, inferior: Aminossadati e Ghasemi (2009)

Na Figura 5, deve ser observado o valor da escala do campo de temperatura. Esse intervalo de 300K à 310K é totalmente arbitrário, a grande questão e inclusive mostrada na metodologia é que a diferença da temperatura do escoamento e do “Heat Source” (ou

fonte de calor) deve ser 10K. Um outro valor arbitrário de temperatura que obedeça a essa diferença de temperatura, muda o valor numérico da escala, mas o campo de temperatura e sua distribuição permanece inalterado.

4. Conclusão

Deve-se perceber que o campo de temperatura tem elevada semelhança em relação a sua distribuição quando comparado a literatura. Isso indica um modelo computacional adequado e verificado.

Para a análise do número de Nusselt comparando a simulação realizada para o problema proposto, em comparação ao valor obtido em Aminossadati e Ghasemi (2009), é notada uma sensível diferença, para ser mais preciso uma diferença relativa de aproximadamente 8,14%. Essa diferença pode ser a concepção da geometria já que na simulação feita não se considerou uma espessura para a fonte de calor, diferente da abordagem da literatura que adota uma determinada espessura ($e = H/20$). Outro ponto pode ter sido a malha, no caso simulado regular em toda a geometria, enquanto que em Aminossadati e Ghasemi (2009) pode haver refinamentos em áreas específicas.

A diferença de Nusselt citada acima próximo aos 8% está dentro do aceitável, isso nos leva a conclusão de que a simplificação da fonte de calor como uma película não compromete a qualidade do resultado para geometrias que possuam comprimentos expressivamente maiores que a espessura dessa fonte de calor.

O estudo se mostra coerente, sendo este capaz de ser usado para concepção geométrica e de condições de contorno em resfriamento de caminhos de circuitos eletrônicos. Ao mesmo tempo validando com a literatura para o caso similar, valida a metodologia de simulação em suas simplificações e abordagens permitindo interação e iteração para problemas e proposições futuras.

As principais possibilidades de desdobramento para esse trabalho têm haver com variações da geometria e dos grupos adimensionais que são condições de contorno. Esses estudos comparativos e muita das vezes até exploratórios, tem a função justamente de agregar valor e abrir possibilidades, partindo de uma metodologia verificada tal como a proposta, e partindo para novas considerações que otimizem, por exemplo o número de Nusselt tal como necessite.

Outra perspectiva muito promissora é a associação dessas simulações e da abordagem com o teorema de constructal. Assim mostrando um modelo determinístico que otimize o resfriamento através do escoamento sobre uma cavidade com fonte de calor.

Referências

- AMINOSSADATI, S. M. & GHASEMI, B. *A numerical study of mixed convection in a horizontal channel with a discrete heat source in an open cavity*. European Journal of Mechanics - B/Fluids, v. 28, n. 4, p. 590-598, jul. 2009. <http://dx.doi.org/10.1016/j.euromechflu.2009.01.001>
- BESSAIH, R. & KADJA, M. *Turbulent natural convection cooling of electronic components mounted on a vertical channel*. Applied Thermal Engineering, v. 20, n. 2, p. 141-154, fev. 2000. [http://dx.doi.org/10.1016/s1359-4311\(99\)00010-1](http://dx.doi.org/10.1016/s1359-4311(99)00010-1)
- ÇENGEL, Y. A. & GHAJAR, A. J. *Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática*. 4ª Edição. Porto Alegre, RS: Editora McGrawHill, 2012.
- DAN, C.; WACHS, A. *Direct Numerical Simulation of particulate flow with heat transfer*. International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 31, n. 6, p. 1050-1057, dez. 2010.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.07.007>

DANTCHI, K.; PHILIPPE, T.; HUBERT, R.; JIAN, W. & CHRISTOPHE, L. *Numerical simulations of electro-thermo-convection and heat transfer in 2D cavity.* Journal Of Electrostatics, v. 71, n. 3, p. 341-344, jun. 2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.elstat.2012.12.043>

FUJII, M.; GIMA, S.; TOMIMURA, T. & ZHANG, X. *Natural convection to air from an array of vertical parallel plates with discrete and protruding heat sources.* International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 17, n. 5, p. 483-490, out. 1996. [http://dx.doi.org/10.1016/0142-727x\(96\)00051-3](http://dx.doi.org/10.1016/0142-727x(96)00051-3)

GOODARZI, H.; AKBARI, O. A.; SARAFRAZ, M. M.; KARCHEGANI, M. M.; SAFAEL, M. R. & SHABANI, G. A. S. *Numerical Simulation of Natural Convection Heat Transfer of Nanofluid With Cu, MWCNT, and Al₂O₃ Nanoparticles in a Cavity With Different Aspect Ratios.* Journal Of Thermal Science and Engineering Applications, v. 11, n. 6, 12 jun. 2019. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4043809>

JI, Y.; YUAN, K. & CHUNG, J. N. *Numerical simulation of wall roughness on gaseous flow and heat transfer in a microchannel.* International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 49, n. 7-8, p. 1329-1339, abr. 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.10.011>