

ANÁLISE TRANSIENTE DA CONVECÇÃO NATURAL DO AR SUBMETIDO A UMA PLACA AQUECIDA

Moisés de Paula Gouvea, moisesgou@gmail.com¹
Cristiana Brasil Maia, cristiana@pucminas.br¹

¹Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Politécnico da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Av: Dom José Gaspar, 500 Coração Eucarístico - Belo Horizonte – MG, CEP 30535-901

Resumo: A modelagem de simulações CFD envolvendo convecção natural tem sido feita para dimensionar equipamentos, prever perdas e melhor compreender o fenômeno. O estudo do impacto de variadas temperaturas, no entanto, ainda é um assunto pouco abordado. Neste contexto, foi desenvolvido um modelo CFD para análise da convecção natural em uma placa cujas temperaturas de parede foram fixadas em 100, 75 e 50 °C, em um ambiente de 30 °C durante os oito primeiros segundos. Para tanto, foi utilizado o método transiente implícito disponível no software Starccm+ versão 9.06.009, com ar modelado como gás ideal e escoamento acoplado. Os resultados de variação de temperatura e velocidade foram analisados e observou-se que o fluxo de ar aquecido por convecção natural assemelha-se ao cogumelo nuclear, uma vez que maiores velocidades são encontradas para maiores temperaturas, devido à maior força de empuxo e aos vórtices gerados. Para garantir a qualidade de malha, foi feito um controle do valor de Y^+ e do número de Courant. Uma correlação do modelo simulado com cálculos analíticos foi realizada e a diferença entre os parâmetros mensurados foi de aproximadamente 18%, o que demonstra a validade do modelo. Para diminuição do erro, no entanto, é necessário aperfeiçoar o modelo a fim de se refinar os resultados obtidos.

Palavras-chave: análise transiente, CFD, modelagem, convecção natural.

1. INTRODUÇÃO

A convecção natural é definida pela associação de um fluxo ascendente natural através de um campo de força gravitacional a uma diferença de massa específica (Keys *et al.*, 2004). A transferência de calor por convecção natural exerce importante papel tanto em processos que ocorrem no ambiente quanto em aplicações industriais. Algumas aplicações da convecção natural são: resfriamento de componentes eletrônicos (como transistores de potência), radiadores de aquecedores elétricos, serpentinas de refrigeração, linhas de transmissão, campo magnético de escoamento de nanofluidos e transferência de calor em fluidos não newtonianos (Çengel, Ghajar, 2012; Ilie *et al.*, 2012; Sheikholeslami *et al.*, 2015; Kefayati *et al.*, 2016). Os escoamentos envolvidos neste fenômeno são na maioria das vezes turbulentos, contribuindo significativamente para o transporte de momento e temperatura, ou seja, transferência de calor.

Vários estudos utilizando fluidodinâmica computacional têm sido feitos abordando a convecção natural em placas e tubos trocadores de calor (Ngo *et al.*, 2015; Cerón *et al.*, 2015; Chen *et al.*, 2016). No entanto, os efeitos de diferentes temperaturas nos vórtices gerados pela convecção natural ainda são um campo pouco abordado. Nesse sentido, o objetivo deste trabalho é avaliar, através de análise CFD com modelo transiente implícito, o impacto de três diferentes temperaturas no escoamento gerado.

2. PROCEDIMENTO NUMÉRICO

O estudo baseou-se em um modelo bidimensional envolvendo uma placa quadrada aquecida uniformemente, mantida a temperatura constante e colocada em um ambiente quiescente mantido em uma temperatura fixa. A análise da convecção livre transiente realizada se baseia na condição de escoamento acoplado onde as equações de conservação de continuidade, momento e energia são resolvidas simultaneamente. A Eq. (1) define a fórmula geral de escoamento acoplado, enquanto a Eq.(2) complementa com o termo de energia total E (Starccm+, 2016).

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int \begin{bmatrix} \rho \\ \rho v \\ \rho E \end{bmatrix} dV \right)_V + \oint \left[\begin{bmatrix} \rho v \\ \rho v v + p I \\ \rho v H + p v \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ T \\ T \cdot v + \dot{q}'' \end{bmatrix} \right] \cdot da = (\int H)_V \quad (1)$$

$$E = \frac{(H-p)}{\rho} \quad (2)$$

Onde ρ é a densidade, v é a velocidade do fluido, t é o tempo, T é o tensor de cisalhamento viscoso, $\dot{q}''$ é o vetor de fluxo de calor, H é o vetor de forças, E energia total e H entalpia total.

Para correlacionar os resultados encontrados para o problema proposto e modelado em software específico de fluidodinâmica, torna-se necessária a aplicação de algumas equações que definem o fenômeno estudado. Tais equações foram utilizadas também para resolver problemas analíticos por outros autores em seus estudos como para cilindros inclinados (Heo e Shung, 2012) e no estudo de resfriamento transiente de um reservatório de água (Hmouda *et al*, 2010).

O número de Rayleigh (Ra_L), Eq. (3), é o produto do número de Grashof (Gr_L), Eq. (4), pelo número de Prandtl (Pr), Eq. (5). O primeiro descreve a relação entre a flutuação e a viscosidade dentro do fluido, enquanto o segundo descreve a relação entre a difusividade da quantidade de movimento e a difusividade térmica. O comprimento característico (L_c) é igual ao comprimento da placa.

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (3)$$

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} \quad (4)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5)$$

Onde, g é a gravidade, β é o coeficiente de expansão volumétrica, T_s é a temperatura de superfície, T_∞ é a temperatura do fluido longe da superfície, ν é a viscosidade cinemática do fluido, α é a difusividade térmica.

O número de Nusselt (Nu) é utilizado para determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção conforme o problema estudado e pode ser definido pela Eq. (6).

$$Nu = 0,54Ra_L^{1/4} \quad (6)$$

Com o número de Nusselt é possível calcular o coeficiente de transferência de calor (h), definido na Eq. (7).

$$h = \frac{k}{L_c} Nu \quad (7)$$

Onde, k é a condutividade térmica.

Em seguida, torna-se possível calcular a transferência de calor $\dot{Q}$ definida pela Eq. (8).

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (8)$$

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O estudo baseou-se em um modelo bidimensional envolvendo uma placa quadrada aquecida uniformemente, mantida a temperatura constante e colocada em um ambiente com ar modelado como gás ideal em temperatura fixa para observação por um determinado tempo. Foi feito o processamento por método iterativo durante oito segundos, considerando três modelos configurados em temperaturas diferentes, cada um com sua respectiva malha.

O software Altair Hypermesh 12 foi utilizado para criação do modelo de casca tridimensional e geração da primeira malha. Em seguida, a malha foi carregada no software de fluidodinâmica Starccm+ versão 9.06.009 para pré-processamento e processamento dos modelos. Um corte simétrico bidimensional foi extraído e a partir dele se definiu o volume de controle e a física do problema, como visto na Figura 1.

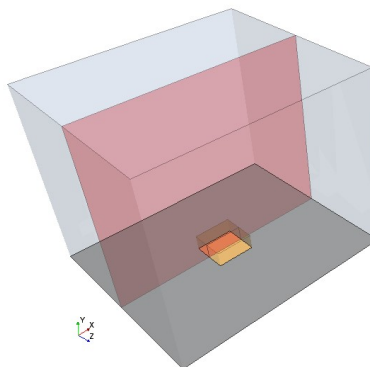


Figura 1. Modelo tridimensional com corte bidimensional simétrico extraído

3.1 Setup e teste de malha

O modelo bidimensional desenvolvido possui as dimensões vistas na Fig. 2, definidas a partir do tamanho da peça a ser estudada, que possui em seu corte 20 milímetros de altura (A) e 50 milímetros de largura. O domínio computacional foi selecionado como uma caixa com dimensões superiores às dimensões da placa, envolvendo o ar que circunda a placa.

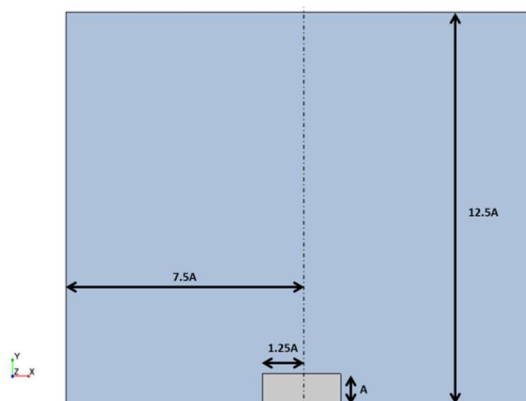


Figura 2. Dimensões do corte bidimensional.

A configuração das superfícies dos modelos gerados pode ser vista no esquema da Fig. 3, que define o volume de controle.

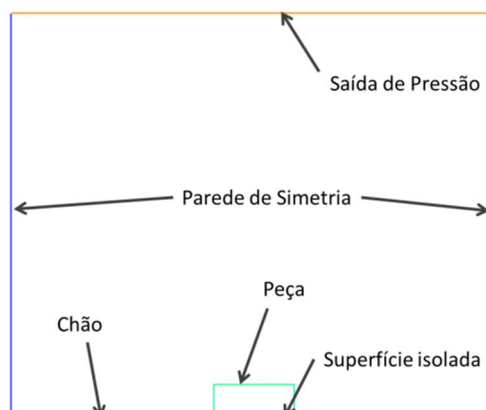


Figura 3. Configuração das superfícies e volume de controle.

As hipóteses adotadas para a solução do problema foram: ar modelado como um gás ideal, escoamento em regime transiente bidimensional. O escoamento ocorre em regime turbulento, sendo usado o modelo $k-\epsilon$ para representar o fenômeno. Considerando a capacidade computacional disponível, definiu-se um tempo de processamento de oito segundos, considerando três modelos configurados em temperaturas diferentes, cada um com sua respectiva malha. Optou-se por trabalhar com malha poliédrica com camadas prismáticas.

Para se obter resultados corretos próximo à parede, é necessário verificar a lei da parede, definida por von Karman (1930), que determina a velocidade média de um escoamento turbulento em uma região fluida. Para tal, foi utilizado como critério de avaliação o valor de Y^+ , adimensional relacionado à distância da parede ao centro da célula, à velocidade de fricção e à viscosidade cinemática (Schlichting e Gerstein, 2000).

Para garantir a qualidade da simulação próxima à parede, o valor de Y^+ deve ser mantido abaixo de 1 (Starccm+, 2016). Para isto, um modelo em regime permanente e acoplado foi desenvolvido para realizar os testes de malha. Optou-se pelo regime permanente devido ao menor esforço computacional e tempo necessário. As condições de contorno definidas foram: temperatura a 100 °C constante na peça, 30 °C para temperatura ambiente, pressão de 1 atm, 3000 iterações e estimativa inicial de três camadas prismáticas.

A partir deste modelo, então, testaram-se vários tamanhos de malha e foi observada uma flutuação de resultados de apenas 2,88% entre as malhas de 2 mm e 3,5 mm. Fixou-se, então, o tamanho de malha em 3,5 mm e foi feito um novo loop de testes, variando o número de camadas prismáticas. O modelo que apresentou valor de Y^+ menor que 1 foi o de quatro camadas, com um valor aproximado de 0,77. Logo, ficou estabelecido que seriam utilizadas quatro camadas prismáticas.

Uma vez definida a malha a ser gerada no modelo transiente, a mesma precisa obedecer a um critério de convergência, definido pela condição de Courant-Friederichs-Lewy (C) (Courant *et al*, 1967), que define a marcha no tempo de simulações computacionais, evitando que a simulação produza resultados incorretos. Como o fluxo ocorrerá prioritariamente em y, o cálculo a ser feito foi simplificado pelo caso de uma dimensão, que corresponde à Eq. (9).

$$C = \frac{u_y \Delta t}{\Delta y} \quad (9)$$

Onde u_y é a magnitude da velocidade, Δt é o time step e Δy a dimensão do elemento de malha. Para a discretização no tempo explícita, define-se o valor de $C \leq 1$. Como neste trabalho optou-se por utilizar a discretização implícita, método menos instável numericamente, o valor máximo de Courant tolerado pode ser maior que 1.

Logo, um modelo de teste configurado em regime transiente implícito com *timestep* (acréscimo de tempo) de 0,05 segundos e modelo de escoamento acoplado foi utilizado para realizar o teste de malha. A malha definida para este teste foi de 6 mm e o mesmo foi executado por 10 segundos, a fim de se estimar a velocidade máxima do fluxo gerado por convecção natural. A condição de contorno foi definida a partir de uma condição crítica de temperatura máxima, na qual a placa é mantida a 100 °C e o ambiente a 30 °C. Observou-se um valor aproximado de 0,28 m/s para velocidade em y.

Como é desejado um Courant baixo e o valor ideal de tamanho de malha definido no teste de malha foi de 3,5 milímetros (calculado sob condição extrema), optou-se por usar um timestep (Δt) de 0,008 segundos para os três casos de temperatura estudados. A Tabela 1 apresenta a configuração de malha definida e o número de elementos criados, onde Δy é a dimensão do elemento de malha, ou seja, a distância entre os centros de cada elemento de malha.

Tabela 1. Configuração de malha e características para os três modelos estudados.

Modelos	Temperatura (°C)	Δy (mm)	Time Step (s)	Número de elementos
1	100	3,5	0,008	8256
2	75	2,5	0,008	15031
3	50	2,0	0,008	23086

O computador utilizado para simulação foi um notebook Dell Core i5 2.4 GHz com 6 Gb de memória. Na Tab. 2 constam o setup de iterações e tempo de simulação previstos para cada uma das três análises. Para as simulações propostas definiu-se o número de iterações para cada avanço no tempo, o *timestep* e o número de *loops* (número de acréscimos que serão feitos para totalizar os oito segundos totais de simulação).

Tabela 2. Setup de iterações e tempo de simulação.

Tempo simulação	8 s
nº iterações	40
Timestep	0.008 s
Número de Loops	1000
nº total iterações	40000

Os resultados monitorados ao longo da simulação foram temperatura e velocidade. Tais variáveis foram monitoradas em todo o volume de controle, através da média em superfície. Além disso, foram também monitoradas em pontos específicos alocados nas coordenadas x igual a 7,5A (meio do volume de controle – Fig. 1) e y igual a 1,5A, 2,5A, 3,5A, 5,5A e 7,5A. Para correlacionar os resultados encontrados e garantir os calculados analiticamente, também foram monitorados os parâmetros número de Courant, coeficiente de transferência de calor e taxa de transferência de calor na borda esquerda da peça a uma distância fixa de 6,25A em x e 1A em y.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O tempo total gasto para simular o modelo de 50 °C foi de aproximadamente 4 horas e 30 minutos, enquanto para as simulações de 100 °C e 75 °C foi de aproximadamente 4 horas. Os resultados apresentados neste trabalho possuem resíduos com flutuação na casa de 0,001.

Os resultados de temperatura e velocidade encontrados estão mostrados nas Fig. 4 e 5, apresentadas a seguir.

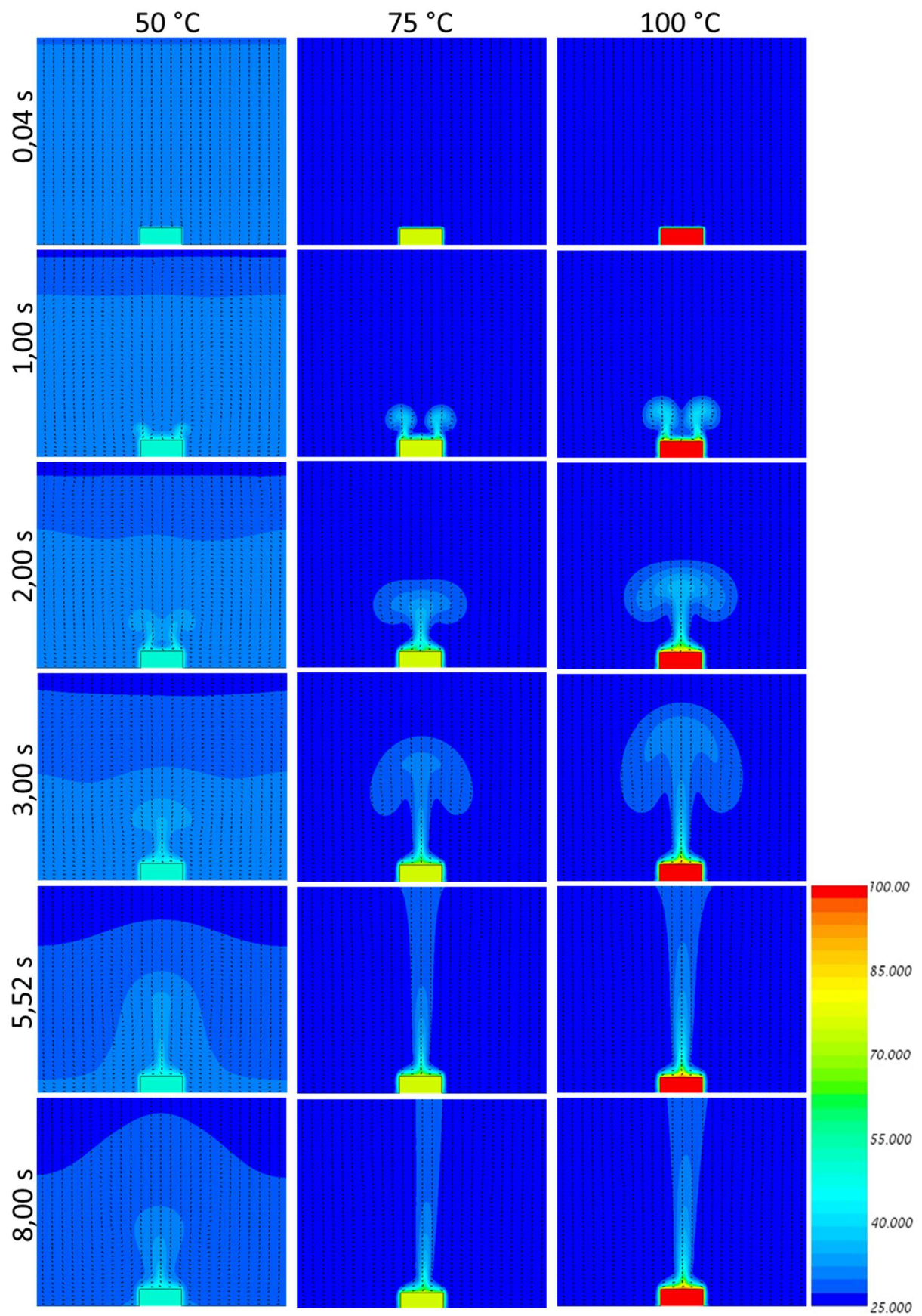


Figura 4. Efeito da convecção natural na temperatura do ar em torno da placa aquecida a diferentes temperaturas.

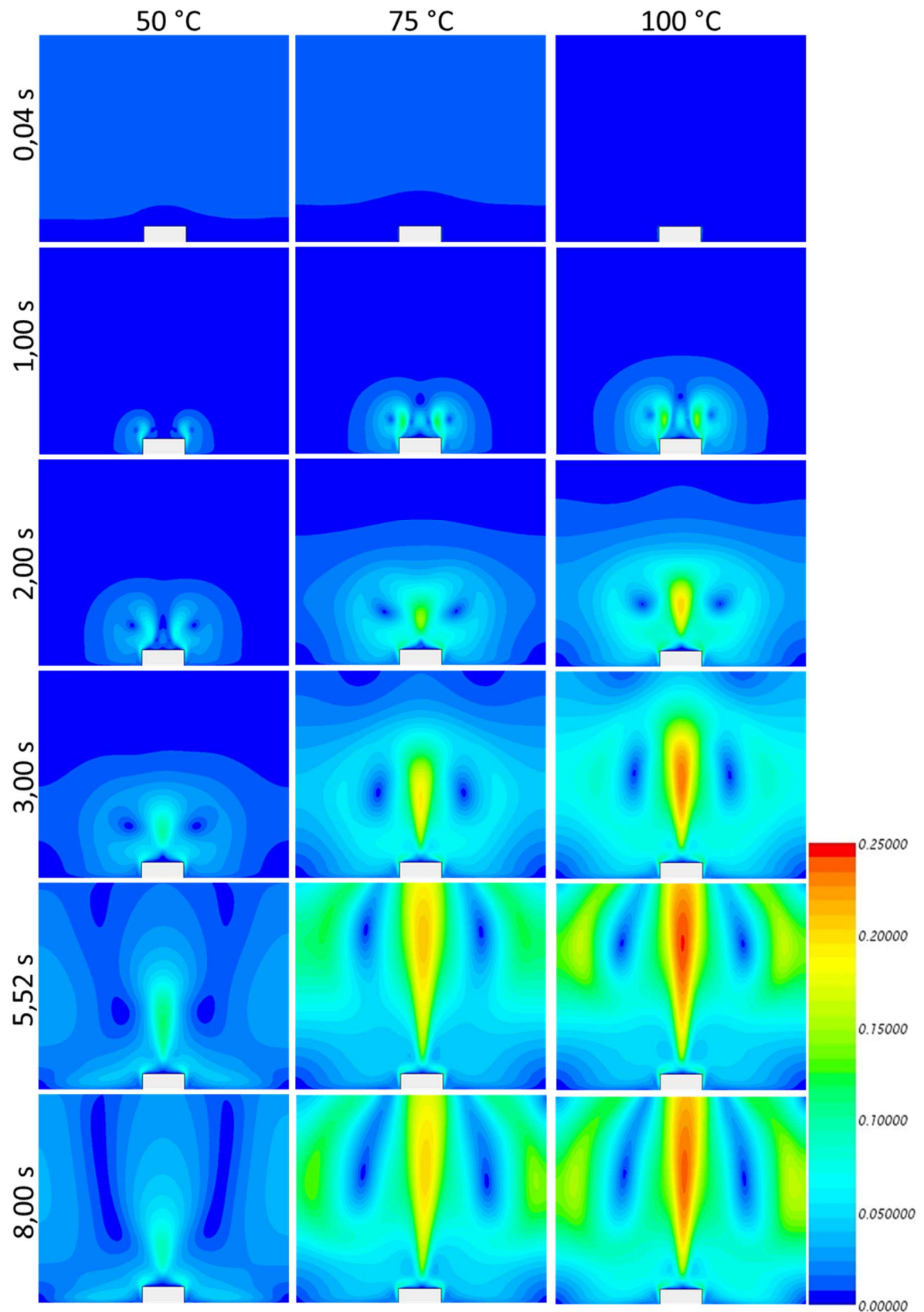


Figura 5. Efeito da convecção natural na velocidade do ar em torno da placa aquecida a diferentes temperaturas.

Os resultados apresentados na Figura 4 demonstram que a força de empuxo gerada devido ao aquecimento do ar em volta da peça varia com a temperatura, gerando a convecção natural. Os valores de temperatura na análise computacional da peça a 100 °C desenvolvem-se mais rápido e atingem o ápice do volume de controle mais rapidamente, enquanto o de

50 °C, que promove um aquecimento menor do ar em volta da peça, tende a resfriar antes e a dissipar no meio do volume de controle. Nota-se também, conforme o esperado, a presença em todos os modelos da forma de fluxo conhecida como cogumelo atômico, mais precisamente por se assemelhar a formação gasosa formada ao explodir uma bomba nuclear.

A análise com temperatura mais elevada apresentou maiores valores de velocidade, assim como um desenvolvimento mais rápido do fluxo (Fig. 5). Além disso, é possível notar vórtices de ar ao longo de todo desenvolvimento do fluxo, devido à variação de densidade do ar quente e do ar frio.

Para garantir a qualidade dos resultados, foram monitorados os valores de Y^+ e o número de Courant em todo o volume de controle, conforme Fig. 6 e 7. Os valores de Y^+ encontrados foram menores que 1 durante toda a simulação.

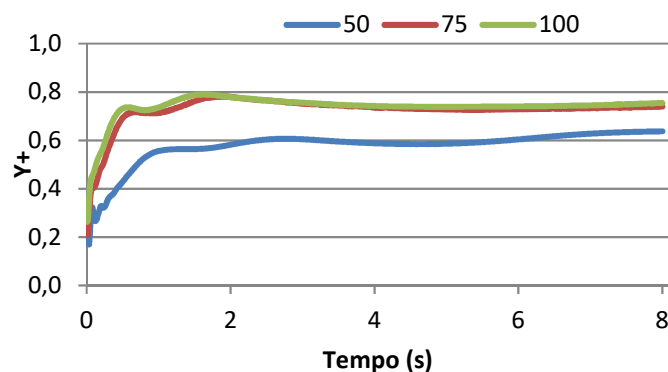


Figura 6. Variação dos valores de Y^+ encontrados durante o período de simulação.

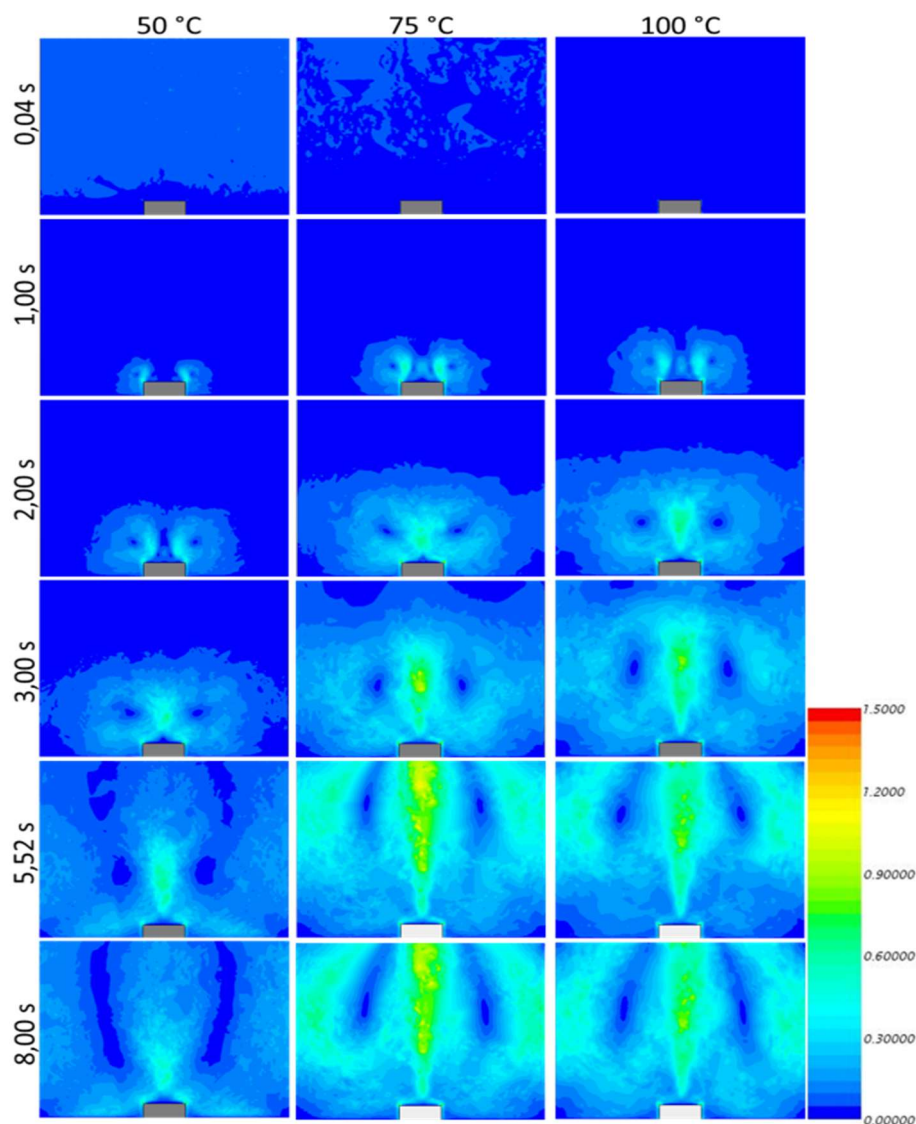


Figura 7. Variação do número de Courant em função da diferença de velocidade devido à convecção natural.

Observa-se que os valores de número de Courant encontrados durante a simulação se mantiveram abaixo de 1,5.

Para correlacionar os modelos, a condutividade térmica e a transferência de calor foram calculadas analiticamente e os resultados obtidos foram comparados aos resultados monitorados na simulação de 50 °C, uma vez que a turbulência gerada pela convecção natural é menor e a perturbação dos resultados de velocidade e temperatura tende a ser menor também. Utilizando a Eq. (8) e as condições de contorno propostas para a simulação de 50 °C, o valor de condutividade térmica encontrado foi de 6,05 W/m²-K enquanto o encontrado na simulação foi de 4,92 W/m²-K, uma diferença de 19%. Utilizando a Eq. (9) para calcular a transferência de calor, por sua vez, o valor obtido analiticamente foi 0,30 W e o encontrado na simulação foi de 0,25 W, o que corresponde a uma diferença de 18%. Logo, o erro obtido está dentro de uma faixa aceitável para análises preliminares, mas aperfeiçoamentos no modelo se fazem necessários a fim de refinar os resultados obtidos.

5. CONCLUSÃO

Os resultados encontrados corresponderam aos resultados esperados, uma vez que quanto maior a temperatura, maior a força de empuxo gerada e, consequentemente, maior a velocidade desenvolvida pelo fluido aquecido, conforme observado. Da mesma maneira, o gradiente de temperaturas do fluido aquecido e dos vórtices gerados promove um fluxo ascendente em formato de cogumelo, o que também pôde ser observado na simulação proposta.

A correlação do modelo simulado com cálculos analíticos apresentou resultados com uma diferença de aproximadamente 18%, o que está dentro de uma faixa aceitável para análises preliminares. Contudo, é necessário reduzir a flutuação dos resultados, ou seja, trabalhar no aperfeiçoamento da malha e das condições de contorno para uma melhor convergência, o que, entretanto, exigirá maior desempenho computacional.

6. AGRADECIMENTO

Os autores agradecem aos órgãos de fomento FAPEMIG, CAPES e CNPq pelo apoio e suporte financeiro.

7. REFERÊNCIAS

- Çengel, Y. A. and Ghajar, A. J., 2012, "Transferência de calor e massa: uma abordagem prática", Ed AMGH, Porto Alegre, Brazil, 928 f.
- Cerón, J. F. et al. A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. Applied Energy, v. 140, p. 275-287, 2015.
- Chen, H., Lin, Y., Chen, P., Chang, J., 2016, "Numerical and experimental study of natural convection heat transfer characteristics for vertical plate fin and tube heat exchangers with various tube diameters", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 100, pp. 320-331.
- Courant, R., Friedrichs, K., Lewy, H., 1967, "On the partial difference equations of mathematical physics", Journal of Research and Development, Vol. 11, No. 2, pp. 215-234.
- Heo, J., Chung, B., 2012, "Natural convection heat transfer on the outer surface of inclined cylinders", Chemical Engineering Science, Vol. 73, pp. 366-372.
- Hmouda, I., Rodriguez, I., Bouden, C., Oliva, A., 2010, "Unsteady natural convection cooling of a water storage tank with an internal gas flue", International Journal of Thermal Science, Vol. 49, pp. 36-47.
- Ilie, V. A., Saury, D., Lemonnier, D., Belleoud, P., 2012, "Coupled temperature and velocity measurements in turbulent natural convection flows", Journal of Physics: Conference Series, Vol. 395, pp. 1-8.
- Kays, William; Crawford, Michael; Weigand, Bernhard (2004). Convective Heat and Mass Transfer, 4E. [S.l.]: McGraw-Hill Professional.
- Kefayati, GH R. Simulation of heat transfer and entropy generation of MHD natural convection of non-Newtonian nanofluid in an enclosure. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 92, p. 1066-1089, 2016.
- Ngo, L. C.; Bello-Ochende, Tunde; Meyer, Josua P. Numerical modelling and optimisation of natural convection heat loss suppression in a solar cavity receiver with plate fins. Renewable Energy, v. 74, p. 95-105, 2015.
- Schlichting, H., Gersten, K. 2000, "Boundary-Layer Theory", Ed Springer, Oitava edição Bochum, Alemanha, 800 f.
- Sheikholeslami, M., Ellahi, R., 2015, "Three dimensional mesoscopic simulation of magnetic field effect on natural convection of nanofluid", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 89, pp. 799-808.
- Starccm+, "Datasheet and Help". Março 2016, versão 9.06.009. Disponível apenas para computadores com o software instalado.
- Von Kármán, T., "Mechanical Similitude and Turbulence", 1930, Technical Memorandum NACA, no. 611.

8. RESPONSABILIDADE AUTORA

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

TRANSIENT ANALYSIS OF THE AIR NATURAL CONVECTION SUBJECTED TO A HEATED PLATE

Moisés de Paula Gouvea, moisesgou@gmail.com¹
Cristiana Brasil Maia, cristiana@pucminas.br¹

¹Polytechnic Institute of Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais (PUC-MG), Dom José Gaspar Avenue, 500
Coração Eucarístico - Belo Horizonte – MG, CEP 30535-901

Abstract: *The modeling of CFD simulations through natural convection has been done to dimension equipment, predict losses and better understand the phenomenon. The study of the impact of varying temperatures, however, is still a subject not addressed much. In this context, a CFD model was developed to analyze the natural convection in a wall temperature plate with fixations at 100, 75 and 50 ° C in a 30 ° C environment in which the system was measured. For this, the transient method available in Starccm + software version 9.06.009 was used, with air modeled as ideal gas and coupled flow. Temperature and velocity values variation were analyzed and it was observed that when the airflow was heated by natural convection it resembles the nuclear mushroom, since the highest winds are found for higher temperatures because of the higher displacement force and generated vortices. To ensure the quality of the mesh, a control of the value of Y^+ and the Courant number was made. A correlation with the simulated model was done with the analytical calculus and the difference of the measured parameter was about 18%, which demonstrates the validity of the model. To reduce the error, however, it is necessary to refine the model in order to improve the results obtained.*

Keywords: *transiente analysis, CFD, modeling, natural convection.*