



## Convecção Natural Turbulenta em Cavidades Retangulares

**Marcio de Oliveira**

EFEI – Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
[maroli@zipmail.com](mailto:maroli@zipmail.com)

**Genésio José Menon**

EFEI – Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
[genesio@iem.efei.br](mailto:genesio@iem.efei.br)

**Resumo:** Um estudo da transferência de calor por convecção natural em cavidades fechadas retangulares é realizado considerando regime turbulento. É considerado escoamento bidimensional, incompressível e no regime não permanente. O modelo de turbulência utilizado é o  $k-\omega$ . As equações de Navier Stokes são utilizadas no estudo do escoamento. Foi considerado a aproximação de Boussinesq para o escoamento. As equações foram discretizadas utilizando o método de volumes finitos com malha cartesiana e o arranjo colocalizado. Os números de Nusselt local e médio são avaliados para números de Rayleigh entre  $10^5$  a  $10^{10}$ . O número de Prandtl foi considerado 0,71. As razões de aspectos utilizadas são  $A=5$ ; 2; 1 e 0,5.

*Palavras Chaves:* Turbulência, Volumes Finitos, Navier Stokes.

### 1. INTRODUÇÃO

O estudo da turbulência, devido suas características, é um assunto muito complexo e também fascinante, uma vez que a grande maioria dos casos reais encontrados são escoamentos turbulentos. Alguns trabalhos onde estudam-se escoamentos em cavidades fechadas considerando o regime turbulento são encontrados na literatura, pois muitos dos problemas em engenharia podem ser simplificados para esta geometria. A implementação de modelos de turbulência é realizada neste trabalho considerando o modelo de turbulência  $k-\omega$  com funções de parede clássicas fornecendo resultados para vários casos estudados.

Conforme Chenoweth e Paolucci (1986) e Bispo et al (1996) o escoamento em cavidades fechadas onde as superfícies superior e inferior são isoladas e as superfícies laterais são submetidas a diferentes temperaturas torna-se turbulento a partir do número de Rayleigh igual a  $5 \times 10^6$  para razão de aspecto 2,6. Para valores de  $Ra=2,5 \times 10^7$  o escoamento já se encontra no regime turbulento.

Peng e Davidson (1999) em seu trabalho, realiza o cálculo de escoamentos com estratificação térmica usando modelos de turbulência para baixos números de Reynolds e utiliza em seus modelos funções de amortecimento eliminando o problema da dependência da malha, fornecendo um comportamento assintótico correto perto da parede. Para uma comparação direta, estudam uma cavidade de razão de aspecto  $A = 5$  e número de Rayleigh  $Ra = 5 \times 10^{10}$  com as temperaturas  $T_H=77,2$  °C e  $T_C=31,4$  °C. Os resultados do trabalho de Peng e Davidson (1999) serão utilizados para comparação com os resultados deste presente trabalho.

Tian e Karayiannis (2000) fizeram um estudo experimental de convecção natural turbulenta em uma cavidade fechada quadrada preenchida pelo ar. As paredes possuem uma superfície quente e outra fria. O número de Rayleigh utilizado é de  $1,58 \times 10^9$ . Em seu trabalho os autores mediram a

distribuição de temperatura e de velocidades em diferentes localizações da cavidade. Alguns resultados do números de Nusselt são apresentados. Os seus resultados fornecem um excelente benchmark para validar códigos computacionais desenvolvidos.

No presente trabalho estuda-se a convecção natural turbulenta em cavidades retangulares. As equações de conservação utilizadas são para regime não permanente, mas nos casos estudados os resultados foram apresentados quando atingiu-se o regime permanente, através de um critério de parada do código computacional. Foram utilizados valores do número de Rayleigh iguais a  $1 \times 10^5$ ;  $1 \times 10^6$ ;  $2,5 \times 10^7$ ;  $5 \times 10^9$  e  $5 \times 10^{10}$ ; razões de aspecto  $A=5$ ; 2; 1 e 0,5 e número de Prandtl  $Pr=0,71$ . Os números de Nusselt local e médio são avaliados para os vários números de Rayleigh e razões de aspecto.

## 2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

A figura 1 a seguir, mostra a geometria e uma malha típica não uniforme utilizada neste trabalho. Será considerado uma cavidade retangular, onde as superfícies horizontais superior  $S_2$  e inferior  $S_4$  são adiabáticas. As superfícies verticais são isotérmicas, com a superfície  $S_1$  possuindo temperatura  $T_C$  e a superfície  $S_3$  possuindo temperatura  $T_H$ .

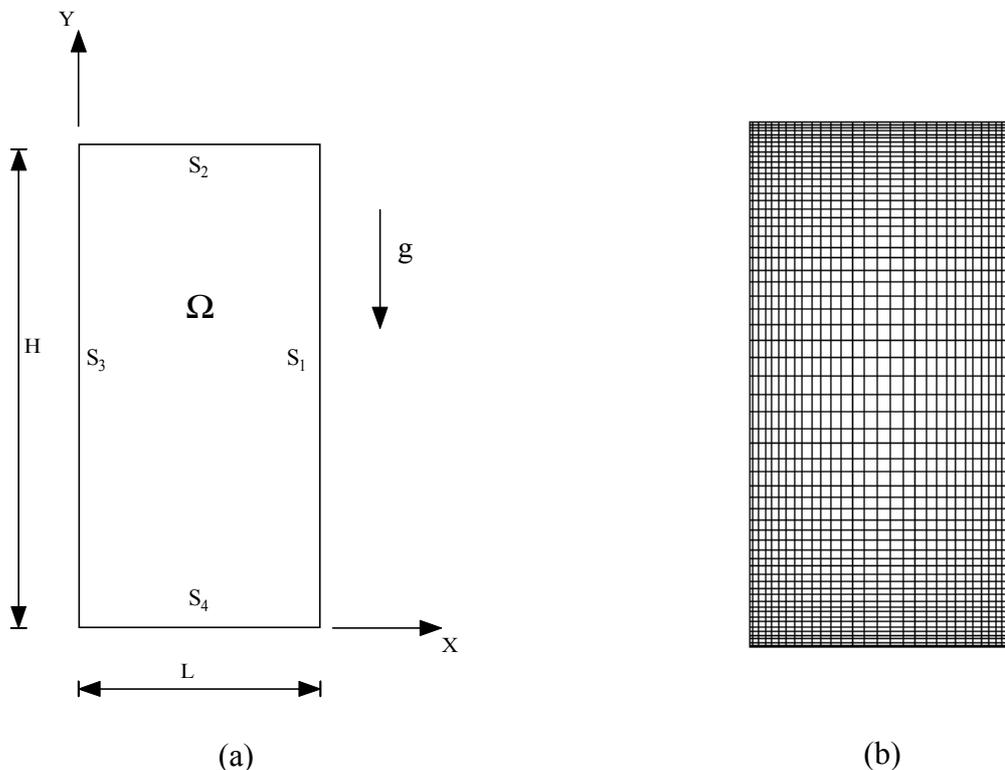


Figura 1. (a) Geometria (b) Malha Típica

### 2.1. Hipóteses para o Problema

As seguintes hipóteses são consideradas em todos os casos estudados.

- regime não permanente;
- regime turbulento;
- escoamento bidimensional;
- escoamento incompressível;
- as propriedades físicas do fluido são constante, exceto a massa específica nos termos de empuxo;

- aproximação de Boussinesq.

## 2.2. Equações de Conservação

Mediante as hipóteses consideradas, as equações de conservação são dadas por:

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 . \quad (1)$$

Equações de quantidade de movimento ( na forma conservativa):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + g_i \beta (T - T_{REF}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (v + v_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) . \quad (2)$$

Equação da energia:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) . \quad (3)$$

Onde  $u_i$  são as velocidades médias na direção  $x$  e  $y$  respectivamente,  $p$  é a pressão,  $t$  o tempo,  $g_i$  são as componentes da aceleração da gravidade,  $\beta$  é coeficiente de expansão volumétrica,  $v$  é a viscosidade cinemática do fluido,  $v_t$  a viscosidade turbulenta do fluido,  $T$  é a temperatura do fluido,  $T_{REF}$  é a temperatura de referência, onde  $T_{REF} = (T_H + T_C)/2$ ,  $\rho$  é a massa específica do fluido e  $Pr_t$  é o número de Prandtl turbulento.

## 2.3. Modelo de Turbulência k- $\omega$

A seguir são apresentadas as equações do modelo de turbulência k- $\omega$ , desenvolvido por Wilcox (1994) que será utilizado neste trabalho.

Equação de energia cinética turbulenta:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial(u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\tau_{ij}}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma^* v_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] . \quad (4)$$

Taxa de dissipação específica:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial(u_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha \frac{\omega}{k} \frac{\tau_{ij}}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma^* v_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] . \quad (5)$$

Viscosidade turbulenta:

$$v_t = \frac{k}{\omega} . \quad (6)$$

Onde  $k$  é a energia cinética turbulenta,  $\omega$  é a taxa de dissipação e as constantes empíricas e os seus valores recomendados são:

$$\alpha = 5/9; \quad \beta = 3/40; \quad \beta^* = 9/100; \quad \sigma = 1/2; \quad \sigma^* = 1/2; \quad (7)$$

A dissipação específica é dada por:

$$\varepsilon = \beta^* \omega k. \quad (8)$$

Foram utilizadas as leis de parede clássicas associado ao modelo de turbulência  $k-\omega$ , para simular o escoamento na região interna da camada limite turbulenta. Na região turbulenta é utilizado o modelo  $k-\omega$  e nas regiões próximas à parede são utilizadas as leis de parede.

O número de Prandtl, o número de Prandtl turbulento, o número Rayleigh e a razão de aspecto são definidos, respectivamente, por:

$$Pr = \frac{\nu}{\bar{\alpha}}, \quad (9)$$

$$Pr_t = \frac{\nu_t}{\bar{\alpha}_t}, \quad (10)$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_H - T_C)H^3}{\nu^2} Pr, \quad (11)$$

$$A = \frac{H}{L}, \quad (12)$$

onde  $\bar{\alpha}$  é a difusividade térmica e  $\bar{\alpha}_t$  é a difusividade térmica turbulenta do fluido. Neste trabalho o número de Prandtl turbulento é considerado  $Pr_t = 0,7$ .

#### 2.4. Condições Iniciais e de Contorno

A figura 1 mostra a cavidade onde foram impostas as seguintes condições iniciais e de contorno:

$$\text{Em } \Omega : \quad u(x,y,0) = 0, \quad v(x,y,0) = 0, \quad T(x,y,0) = 0; \quad (13)$$

$$\text{Em } S_1 : \quad T = T_C \quad (\text{superfície isotérmica}); \quad (14)$$

$$\text{Em } S_2 : \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (\text{superfície adiabática}); \quad (15)$$

$$\text{Em } S_3 : \quad T = T_H \quad (\text{superfície isotérmica}); \quad (16)$$

$$\text{Em } S_4 : \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (\text{superfície adiabática}). \quad (17)$$

Onde  $T_H$  é a temperatura da superfície isotérmica quente e  $T_C$  é a temperatura da superfície isotérmica fria.

### 3. MÉTODO DE SOLUÇÃO

As equações de conservação foram discretizadas através do método dos volumes finitos. O arranjo de malha utilizado foi o colocalizado onde as grandezas são localizadas no centros dos volumes de controle. Neste arranjo, os fluxos nas faces são determinados pela interpolação das velocidades nos centros dos volumes. Para os fluxos convectivos são utilizados os esquemas Upwind e Diferença Central. Para os fluxos difusivos é utilizado o esquema de Diferença Central. É utilizada a malha cartesiana não uniforme. Para o acoplamento entre a pressão e a velocidade utilizou-se o método SIMPLE. Para o cálculo do sistema de equações obtidos é utilizado o método iterativo SIP (Strongly Implicit Procedure).

Os seguintes passos são utilizados para a resolução das equações (1-5):

- 1) Leitura dos diversos dados iniciais e dados de contorno;
- 2) Cálculo das velocidades  $u$ ,  $v$  ;
- 3) Cálculo da pressão de correção  $p'$ , correção das velocidades  $u$ ,  $v$  e da pressão  $p$ ;
- 4) Cálculo da temperatura  $T$ , da energia cinética turbulenta  $k$  e taxa de dissipação específica  $\omega$ ;
- 5) Cálculo da viscosidade efetiva  $\nu_{ef} = \nu + \nu_t$  ;
- 6) Cálculo dos números de Nusselt local e médio;
- 7) Volta ao passo 2, incrementando o tempo, caso não atingiu-se o critério de parada;
- 8) Caso atingido o critério de parada finaliza-se os cálculos.

Nestes passos não são mostrados os critérios das iterações dos métodos utilizados, internos ao programa, sendo apresentado a forma geral de como funciona o código computacional desenvolvido.

O número de Nusselt local é calculado como:

$$Nu = - \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_w \frac{H}{T_H - T_C} . \quad (18)$$

O número de Nusselt médio é calculado como:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{H} \int_0^H Nu \, dy . \quad (19)$$

### 4. VALIDAÇÃO

Para a validação do modelo foi estudado uma cavidade fechada onde as superfícies superior  $S_2$  e inferior  $S_4$  são isoladas, a superfície  $S_3$  é mantida a temperatura constante  $T_H$  e a superfície  $S_1$  é mantida a temperatura constante  $T_C$ , considerando regime laminar. O número de Grashof foi considerado  $Gr=20.000$  e o número de Prandtl  $Pr=0,733$  com razão de aspecto de  $A=1$ . As malhas adotadas nos testes foram  $40 \times 40$ ;  $80 \times 80$  e  $120 \times 120$ . Os resultados obtidos para o número de Nusselt são bastante satisfatórios e validam o programa computacional desenvolvido. O melhor resultado foi o obtido ao utilizar a malha  $120 \times 120$ . O Número de Nusselt médio calculado foi de  $\overline{Nu}=2,609$ . O desvio em relação ao resultado do trabalho de Menon ( 1984 ) foi de 3,5% e do trabalho de Tabarrok(1977) e outros foi de 3,3%.

A seguir são apresentados comparações dos resultados deste trabalho, com aqueles obtidos por Peng e Davidson (1999) , considerando regime turbulento. Para uma comparação direta, estuda-se uma cavidade preenchida pelo ar, de razão de aspecto  $A=5$  e número de Rayleigh  $Ra=5 \times 10^{10}$  com as temperaturas  $T_H=77,2$  °C e  $T_C=31,4$  °C.

A figura 2a apresenta os resultados do número de Nusselt local para a superfície quente  $S_3$ . Os resultados deste trabalho foram obtidos para uma malha  $120 \times 120$ . Comparados os resultados do presente trabalho com os obtidos pelo trabalho apresentado por Peng e Davidson (1999), verifica-se boa concordância.

A figura 2b apresenta o perfil de temperaturas variando a posição  $x$ , mantendo  $y=H/2$ . Verifica-se boa concordância dos presentes resultados com aqueles de Peng e Davidson (1999), e um desvio máximo próximo de 10 % com relação aos dados experimentais.

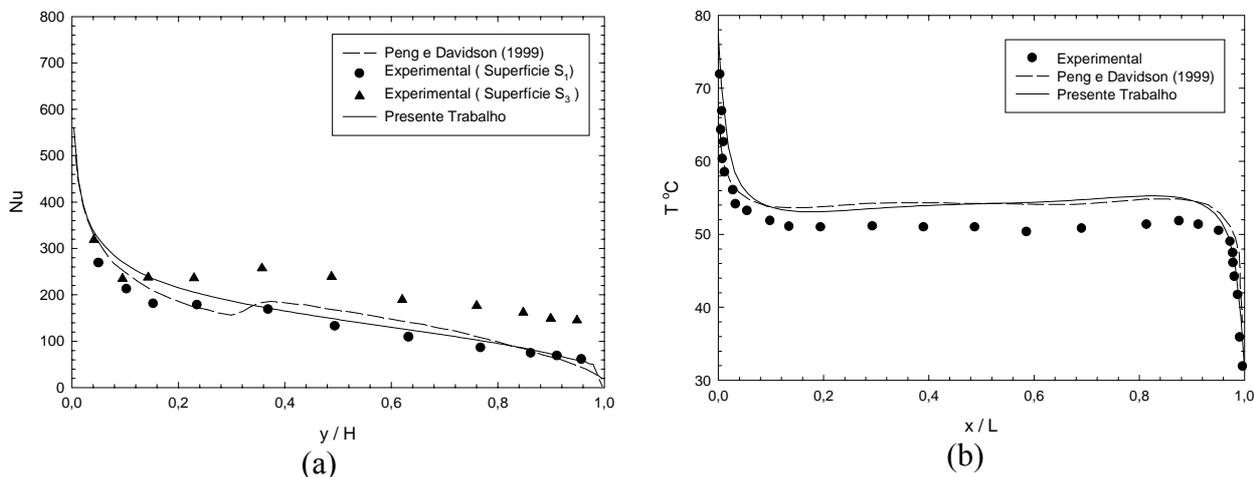


Figura 2. (a) Número de Nusselt local na superfície  $S_3$ ; (b) Temperatura  $T$  versus  $x/L$ , para  $y = H/2$ .

## 5. RESULTADOS

Inicialmente foram feitos testes de malha para verificar os melhores resultados. Foram selecionadas as malhas de  $120 \times 60$ ,  $120 \times 120$  e  $60 \times 120$  para as razões de aspecto  $A = 0,5$ ; 1 e 2 respectivamente. O número de Prandtl adotado para o ar é  $Pr = 0,71$ . Foram obtidos resultados para os seguintes números de Rayleigh:  $Ra = 1 \times 10^5$ ;  $1 \times 10^6$ ;  $2,5 \times 10^7$ ;  $5 \times 10^9$  e  $5 \times 10^{10}$ . Para todos estes casos foram obtidas as distribuições de temperatura e as linhas de corrente, bem como os números de Nusselt local e Nusselt médio.

Na figura 3 são apresentados os resultados do número de Nusselt local versus o número de Rayleigh para três razões de aspecto.

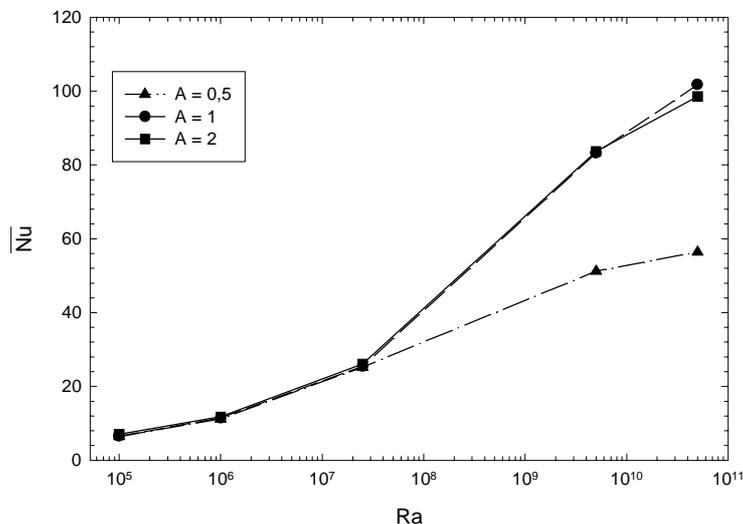


Figura 3. Nusselt médio versus  $Ra$ , para  $Ra=1 \times 10^5$ ;  $1 \times 10^6$ ;  $2,5 \times 10^7$ ;  $5 \times 10^9$  e  $5 \times 10^{10}$ .

Analisando a figura 3 verifica-se que na região laminar ( $Ra = 10^5$  a  $Ra \cong 2,5 \times 10^7$ ), os números de Nusselt médio calculados são bem próximos, para as três razões de aspecto. A partir de  $Ra \cong 2,5 \times 10^7$ , na região turbulenta, o Nusselt médio calculado passa a comportar-se de forma diferente para as três razões de aspecto analisadas, crescendo acentuadamente para  $A = 1$  e  $2$  e menos acentuado para  $A = 0,5$ .

A figura 4 apresenta o resultado do número de Nusselt local versus  $y/H$  na superfície  $S_3$ , para três razões de aspecto e números de Rayleigh  $Ra = 1 \times 10^5$ ;  $2,5 \times 10^7$ ;  $5 \times 10^9$  e  $5 \times 10^{10}$ . Verifica-se que para o escoamento laminar ( $Ra = 10^5$ ), o número de Nusselt local varia muito pouco ao longo da posição  $y/H$  para a superfície quente  $S_3$ . No escoamento turbulento ( $Ra \geq 2,5 \times 10^7$ ), o número de Nusselt local é maior para pequenos valores de  $y/H$  e decrescem com o aumento de  $y/H$ .

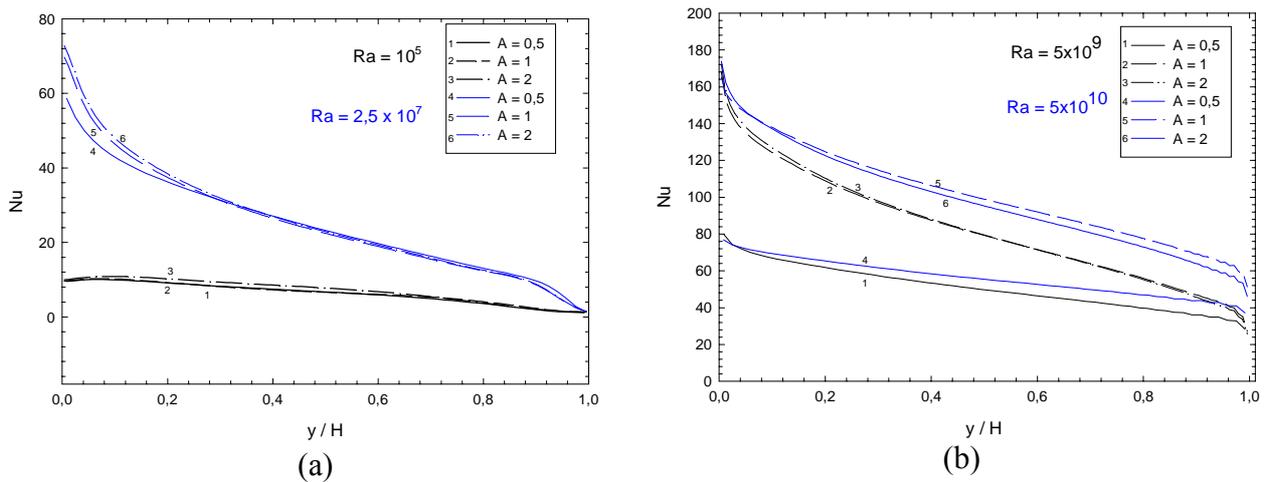


Figura 4. Número de Nusselt Local para superfície quente  $S_3$ .  
 (a)  $Ra = 1 \times 10^5$  e  $2,5 \times 10^7$       (b)  $Ra = 5 \times 10^9$  e  $5 \times 10^{10}$ .

Nas figuras 5 e 6 são apresentados resultados das distribuições de temperaturas e linhas de corrente PSI, para número de Rayleigh  $Ra = 5 \times 10^{10}$  e razões de aspecto  $A = 0,5$  e  $1$ , respectivamente. Verifica-se que o fluido tem movimento circular no sentido horário e estratificação térmica em grande parte da cavidade para ambas as figuras. Tem-se velocidades menores no centro das cavidades. Verifica-se a formação de uma pequena recirculação nas posições superior esquerda e inferior direita das cavidades. Também há uma recirculação na parte central da cavidade juntamente com a formação de uma recirculação próximo as superfícies  $S_1$  e  $S_3$ .

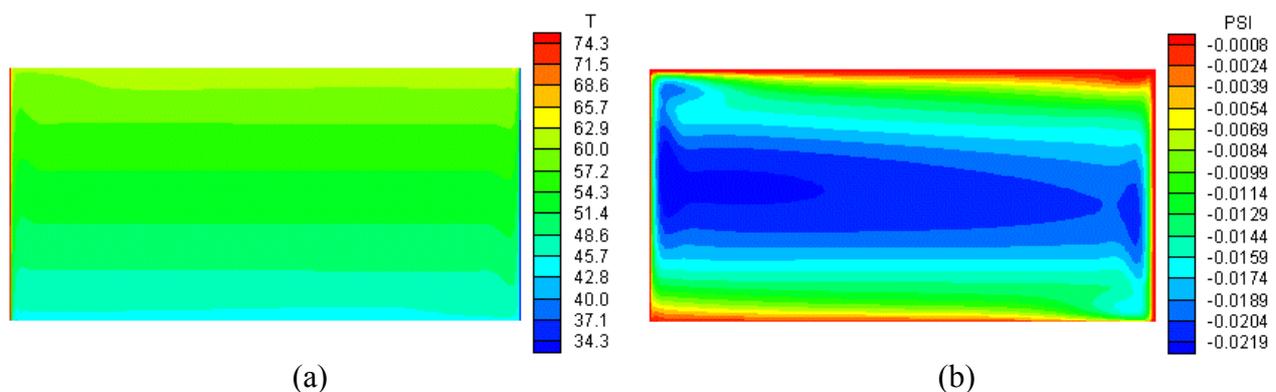


Figura 5. (a) Temperatura [ $^{\circ}C$ ]; (b) Linhas de corrente ; para  $Ra = 5 \times 10^{10}$  e  $A = 0,5$ .

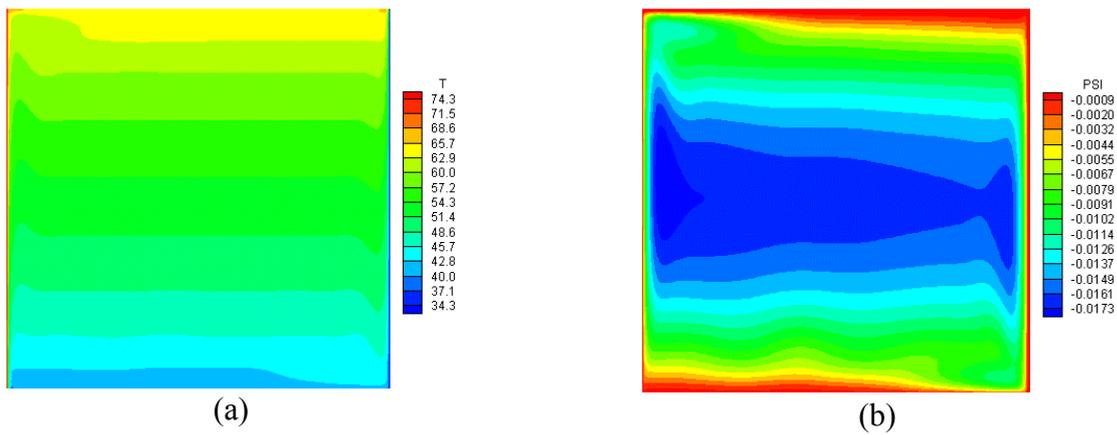


Figura 6. (a) Temperatura T [°C]; (b) Linhas de Corrente; para  $Ra = 5 \times 10^{10}$  e  $A = 1$

A figura 7 apresenta as distribuições de temperaturas para diversos valores de número de Rayleigh e razão de aspecto  $A=2$ . Quanto maior o número de Rayleigh, para o escoamento turbulento, melhor a estratificação das camadas de temperaturas. Verifica-se que para o escoamento laminar ( $Ra = 1 \times 10^5$ ) existe pouca estratificação. Para escoamento turbulento com  $Ra = 2,5 \times 10^7$  ocorre uma maior estratificação na região central da cavidade. Verifica-se também que escoamentos

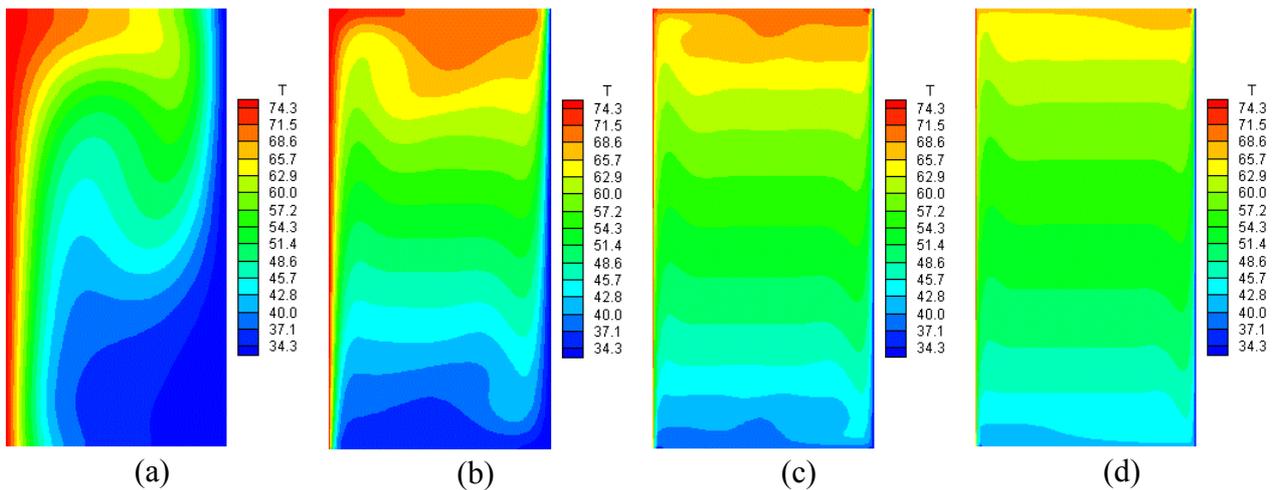


Figura 7. Temperatura T [°C] (a)  $Ra = 1 \times 10^5$  (b)  $Ra = 2,5 \times 10^7$  (c)  $Ra = 5 \times 10^9$  e (d)  $Ra = 5 \times 10^{10}$ .

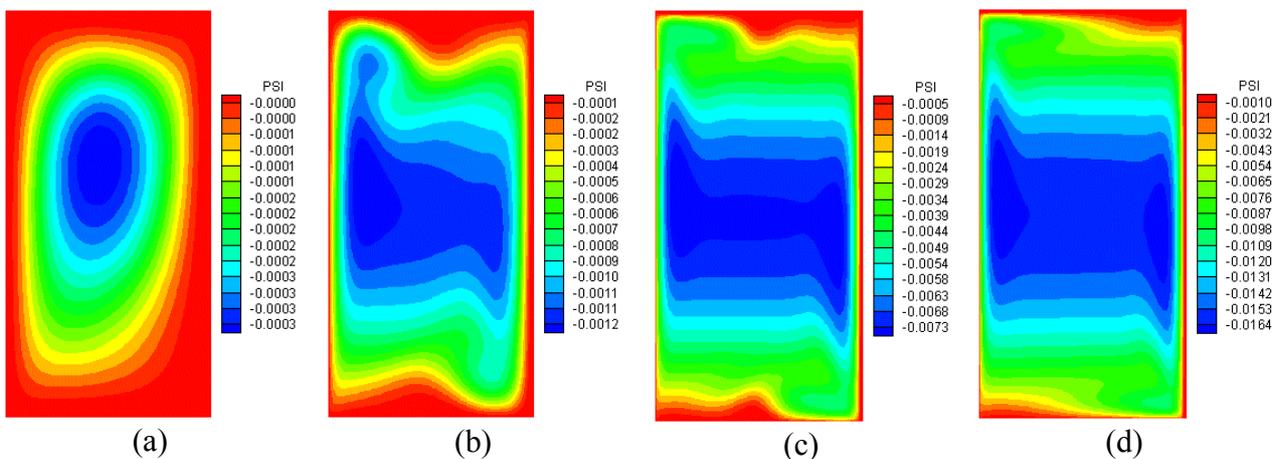


Figura 8. Linhas de corrente PSI (a)  $Ra = 1 \times 10^5$  (b)  $Ra = 2,5 \times 10^7$  (c)  $Ra = 5 \times 10^9$  e (d)  $Ra = 5 \times 10^{10}$ .

com maiores intensidades de turbulência ( $Ra = 5 \times 10^9$  e  $Ra = 5 \times 10^{10}$ ) a estratificação ocorre em grande parte da cavidade.

A figura 8 apresenta as linhas de correntes para os diversos números de Rayleigh e razão de aspecto  $A=2$ . Para escoamento laminar ( $Ra = 1 \times 10^5$ ) há formação de somente uma célula de recirculação no sentido horário, conforme apresenta a figura 8a. Para escoamento onde  $Ra = 2,5 \times 10^7$  tem-se a formação de uma célula de recirculação próximo as paredes, onde nas superfícies verticais tem-se velocidades maiores e nas superfícies horizontais velocidades menores. Verifica-se que o escoamento para  $Ra = 5 \times 10^9$  e  $Ra = 5 \times 10^{10}$  há formação de recirculação menores na posição superior esquerda e inferior direita das cavidades. Especificamente, o escoamento para  $Ra=5 \times 10^{10}$ , há formação de pequenas células de recirculação, na região central, próximas as superfícies verticais. Isto é também verificado pelo estudo experimental realizado por Tian e Karayiannis (2000), que relata a formação das duas recirculações menores na parte superior direita e inferior esquerda, juntamente com a formação das recirculações pequenas próximos as superfícies horizontais e as demais células maiores de recirculação existentes.

## 6. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Neste trabalho foi estudada a convecção natural laminar e turbulenta numa cavidade retangular. Foi utilizado modelo de turbulência  $k-\omega$ .

No presente trabalho, o primeiro teste de validação do modelo considerou a convecção natural laminar numa cavidade quadrada; e o cálculo do número de Nusselt médio apresentou resultados satisfatórios. No segundo teste de validação, considerou-se a convecção natural turbulenta; foram realizadas comparações com o trabalho de Peng e Davidson (1999). Também os resultados foram bastante satisfatórios.

Verificou-se que para escoamentos laminares ( $Ra = 10^5$  e  $10^6$ ), com e sem o uso do modelo de turbulência, os resultados do número de Nusselt foram praticamente os mesmos. Para o caso de escoamentos turbulentos ( $Ra = 2,5 \times 10^7$ ;  $5 \times 10^9$  e  $5 \times 10^{10}$ ), verificou-se uma grande diferença nos resultados do número de Nusselt, das distribuições de temperatura e linhas de corrente, ao se usar ou não, o modelo de turbulência.

Foram obtidos resultados do número de Nusselt médio para razões de aspecto  $A=0,5$ ; 1 e 2, número de Rayleigh entre  $Ra=1 \times 10^5$  e  $5 \times 10^{10}$  e número de Prandtl  $Pr=0,71$ .

Verificou-se que o número de Nusselt médio cresce com o aumento do número de Rayleigh, tanto para escoamento laminar quanto turbulento. O crescimento é mais acentuado para o escoamento turbulento.

Para os casos estudados, foi verificado que para a região de escoamento laminar ( $Ra=10^5$  a  $2,5 \times 10^7$ ), os valores do número de Nusselt médio são pouco dependentes da razão de aspecto. Na região de escoamento turbulento ( $Ra = 2,5 \times 10^7$  a  $Ra=5 \times 10^{10}$ ), os valores do número de Nusselt médio são fortemente dependentes da razão de aspecto.

Verifica-se que para escoamento laminar (ver figura 7a), na superfície quente  $S_3$ , que os gradientes de temperatura são mais uniformes e menores que no escoamento turbulento (ver figura 7b). O que resulta em números de Nusselt local menores e mais uniformes para o escoamento laminar. Para escoamentos turbulentos (ver figuras 7c e 7d), o fluido é melhor misturado e ocorre uma maior estratificação térmica no interior da cavidade; nestes casos tem-se gradientes de temperatura maiores na parte inferior da superfície quente  $S_3$  e na parte superior da superfície fria  $S_1$ . O que resulta em números de Nusselt local maiores nestas partes.

Conforme comenta Tian e Karayiannis (2000) em seu trabalho, o estudo de convecção natural turbulenta em cavidades fechadas ainda está em fase inicial, apesar de diversos trabalhos já publicados na literatura. Ao final deste trabalho, verifica-se a necessidade de mais estudos numéricos e experimentais em convecção natural turbulenta.

## 7. REFERÊNCIAS

- Bispo, D. J., Nieckele, A. O., Braga, S. L. (1996). “Convecção Natural em uma Cavidade Retangular Resfriada na Parede Superior”, VI ENCIT / VI LATCYM, pp. 1339-1344.
- Bredberg, J., Peng, S., Davidson, L. (2000). “On the Wall Boundary Condition for Computing Turbulent Heat Transfer With  $k-\omega$  Models”, Proceedings of the ASME Heat Transfer Division, vol. 366-5, pp. 243-250.
- Chenoweth, D., Paolucci, S., (1986). “Natural Convection in an Enclosed Vertical Air Layer With Large Horizontal Temperature Differences”, Journal Fluid Mech, Vol 169, pp173-210.
- Menon, G. J., (1984). “Convecção Natural no Interior de Coletores Solares Concentradores de Parábolas Compostas”, Tese de Doutorado, ITA.
- Ferziger, J. H. & Péric, M. (1999). “Computational Methods for Fluid Dynamics”, Ed. Heidelberg, Springer-Verlag
- Pallares, J., Grau, F. X., Giralt, Francesc (1998). “Flow Transitions in Laminar Rayleigh-Bénard Convection in a Cubical Cavity at Moderate Rayleigh Numbers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 42, pp 753-769.
- Peng, S., Davidson, L. (1999). “Computation of Turbulent Buoyant in Enclosures With Low-Reynolds-Number  $k-\omega$  Models”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 20, pp. 172-184.
- Tabarrok, B., Lin, R. C., (1977). “Finite Element Analysis of Free Convection Flow”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 20, pp. 945-952.
- Tian, Y. S., Karayiannis, T. G., (2000). “Low Turbulence Natural Convection in an Air Filled Square Cavity Part I: The Thermal and Fluid Flow Fields”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 43, pp849-866.
- Tian, Y. S., Karayiannis, T. G., (2000). “Low Turbulence Natural Convection in an Air Filled Square Cavity Part II: The Turbulence Quantities”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 43, pp867-884.
- Wilcox, D. C., (1994). “Turbulence Modeling for CFD”, Griffin Printing, Califórnia.

### Turbulent Natural Convection in Rectangular Cavities

#### Marcio de Oliveira

EFEI – Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
[maroli@zipmail.com](mailto:maroli@zipmail.com)

#### Genésio José Menon

EFEI – Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
[genesio@iem.efei.br](mailto:genesio@iem.efei.br)

**Abstract:** *A study of the heat transfer by natural convection in enclosures is accomplished by considering a turbulent regime. An unsteady incompressible two-dimensional flow is considered in this work. Moreover, the turbulence model adopted is the  $k-\omega$ . Navier Stokes's equations are used in the study of the flow as well as the Boussinesq approach. The finite volume method with cartesian grid and colocated arrangement was taken to discretize the equations. The local and average Nusselt number are obtained for Rayleigh numbers which range from  $10^5$  to  $10^{10}$ . In addition, the Prandtl number was considered as being 0,71 and the aspect ratios as being  $A=5$ ; 2; 1; and 0,5.*

**Keywords:** *Turbulence, Finite Volumes, Navier Stokes.*