



Simulação de Escoamentos Turbulentos em Trocadores de Calor

Rogério Fernandes Brito

Departamento de Engenharia Mecânica. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. EFEI. 37500-176. Itajubá. MG. Brasil.
rogbrito@iem.efei.br

Aristeu Silveira Neto

Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia. UFU. 38400-206 – Uberlândia. MG. Brasil.
aristeus@mecanica.ufu.br

Genésio José Menon

Departamento de Engenharia Mecânica. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. EFEI. 37500-176. Itajubá. MG. Brasil.
genesio@iem.efei.br

Resumo. *É realizado um estudo numérico da transferência de calor e do escoamento de fluidos em trocadores de calor. Na análise é considerado escoamento turbulento, bidimensional, incompressível e no regime não permanente. As equações de Navier-Stokes são utilizadas no estudo do escoamento sendo discretizadas pelo método de elementos finitos (MEF), utilizando-se o esquema de Galerkin. A formulação das equações de conservação foi realizada para o escoamento turbulento e a implementação do modelo de turbulência foi feita por simulação de grandes escalas (SGE) com modelagem sub-malha função estrutura de velocidade de ordem 2. As distribuições da função corrente e da temperatura são obtidas em função dos diversos parâmetros geométricos e térmicos, juntamente com o número de Nusselt médio. Devido ao fato do código ser bidimensional, deve ser observado que existem certas limitações para aplicações em situações reais. Os resultados obtidos podem ser adotados como um passo inicial no projeto de trocadores de calor.*

Palavras-chave: *Convecção Forçada, Simulação de Grandes Escalas, Elementos Finitos, Turbulência, Trocadores de Calor.*

1. INTRODUÇÃO

A análise de escoamentos em trocadores de calor tem uma grande importância nas aplicações industrial ou ambiental. Dependendo da sua aplicação, podemos ter tanto escoamento laminar ou turbulento. Com o objetivo de se analisar o processo de transferência de calor em trocadores de calor, envolvendo a geometria do presente trabalho, a modelagem de escoamentos não isotérmicos e turbulentos por Simulação de Grandes Escalas (SGE) é de grande interesse. Sabe-se que as Simulações Numéricas Diretas (SND) são limitadas, pois a grande faixa entre as pequenas e grandes escalas não pode ser simulada explicitamente, mesmo usando computadores poderosos. Portanto, a SND não pode ser aplicada como uma ferramenta padrão de engenharia. A SGE tem sido usada, juntamente com os modelos de turbulência apropriados, para prever o campo de escoamentos.

A implementação da SGE em MEF é uma alternativa fácil de implementar, conduzindo-se a bons resultados.

Choi e Anand (1995) estudaram numericamente a transferência de calor em canais de serpentinadas formadas por vários ângulos retos. O escoamento foi considerado turbulento e bidimensional. Na discretização das equações governantes, foi utilizado o método de volumes finitos. O modelo de turbulência usado foi o modelo $\kappa - \epsilon$ padrão. Os parâmetros do escoamento e da geometria foram variados numa extensa faixa, com Reynolds variando de 15 000 a 60 000, com valores alto e baixo do número de Prandtl, respectivamente, $Pr = 7,0$ e $0,7$. Deste estudo, foram obtidas também correlações do número de Nusselt médio e dos fatores de atrito utilizando o método dos mínimos quadrados. Os resultados mostraram que a taxa de transferência de calor variou mais com o número de Reynolds, para valores maiores de Prandtl, do que para valores baixos de Prandtl. Os maiores valores das taxas de transferência de calor e do fator de atrito ocorreram em canais com pequena altura de ondulação, ou seja, de 1 a 1,5 vezes a largura do canal.

Nonino e Comini (1998) utilizaram o método de elementos finitos, com um esquema de Bubnov-Galerkin, para estudar o escoamento laminar num canal de placas paralelas e corrugadas. Nas paredes do canal, foram impostas condições de temperatura simétricas e assimétricas, permitindo assim obter diferentes condições de contorno térmicas. Os parâmetros térmicos e geométricos considerados foram: número de Prandtl $Pr = 0,7$, número de Reynolds $Re = 100$ e 200 , número de blocos utilizados para formar a geometria $NB = 1$ e razão de aspecto da geometria $L/H = 1$. Na validação do modelo numérico, os resultados numéricos obtidos foram comparados com os resultados obtidos das soluções analíticas disponíveis. Além disso, o método foi aplicado, com bons resultados, na análise do escoamento e da transferência de calor em canais corrugados e num canal de placas paralelas com aletas deslocadas.

Bagshaw et al (1999) montaram um banco de ensaio para estudar o escoamento de ar num canal corrugado, do tipo “dentes de serra”. Para comparação dos resultados, o modelo bidimensional CFD foi utilizado para escoamentos no regime laminar e turbulento, usando o modelo $\kappa - \epsilon$. Na modelagem CFD, o software Fluent foi usado na geração do escoamento desenvolvido através de um canal ondulado, no formato de “dentes de serra”. No modelo numérico, a malha de diferenças finitas foi gerada com a ajuda do software Ansys. Uma malha com 900 elementos foi escolhida para discretizar a região de escoamento. Na entrada do canal, foi imposto uma diferença de pressão de 9000 Pa para uma altura do canal de 450 μm (20 MPa/m). Na modelagem numérica, a água foi usada a 20 °C. O número de Reynolds do escoamento na modelagem CFD foi da ordem de 2 000. Padrões de escoamentos foram observados, usando partículas de fumaça para o escoamento do ar com maiores dimensões realizadas no banco de ensaios. Foram observados quatro regimes de escoamentos, quando a altura do canal foi menor do que três vezes a rugosidade da superfície das paredes. O trabalho mostrou que a rugosidade da superfície do canal teve uma forte influência na taxa de escoamento.

O presente trabalho estuda a simulação de escoamentos turbulentos utilizando o método de elementos finitos (MEF) e a simulação de grandes escalas (SGE) com modelagem sub-malha de função estrutura de ordem 2. A geometria escolhida foi de um trocador de calor. Os resultados foram apresentados para número de Reynolds $Re = 32\,000$ e número de Prandtl $Pr = 0,7$, considerando escoamento uniforme na entrada com velocidade U_m . A Figura (1) apresenta a geometria estudada no presente trabalho. Os parâmetros geométricos utilizados foram: razão da amplitude do canal pela largura do canal $GR = G/H = 1,5$, razão da distância entre cantos internos do canal pela largura do canal $RR = R/H = 1$, razão de aspecto da geometria $A = L/H = 8$, razão do comprimento inicial do primeiro bloco pela largura do canal $C = L'/H = 0,5$ e $NB = 16$, sendo NB o número de blocos utilizados para formar a geometria do presente trabalho. As condições de contorno são: temperatura isotérmica alta $T = 1$ na fronteira aberta S_1 e temperatura isotérmica baixa $T = 0$ nas superfícies S_3 e S_4 . Na fronteira aberta S_2 de saída de fluido, colocou-se gradiente nulo para todas as variáveis nas direções paralelas às superfícies S_3 e S_4 . A Figura (2) apresenta a malha de elementos finitos estruturada, utilizada no presente trabalho, correspondente

aos blocos de 1 a 16 da Fig. (1). A malha utilizada neste trabalho contém 7 414 nós e 14 112 elementos triangulares lineares.

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

O problema a ser estudado é da transferência de calor por convecção forçada num canal de serpentinhas, conforme mostra a Fig. (1).

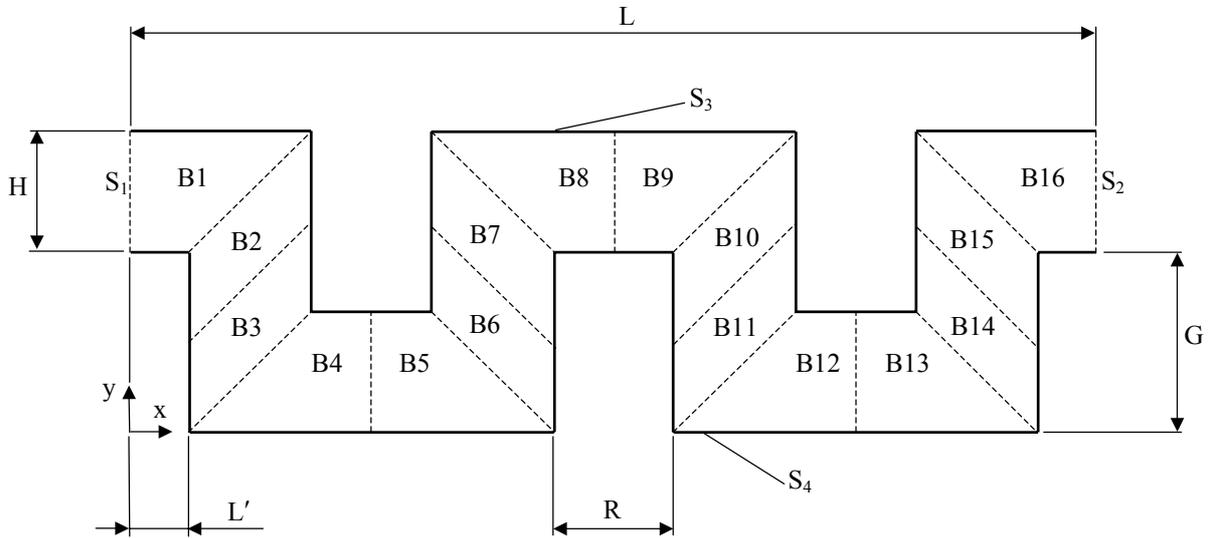


Figura 1. Geometria estudada.

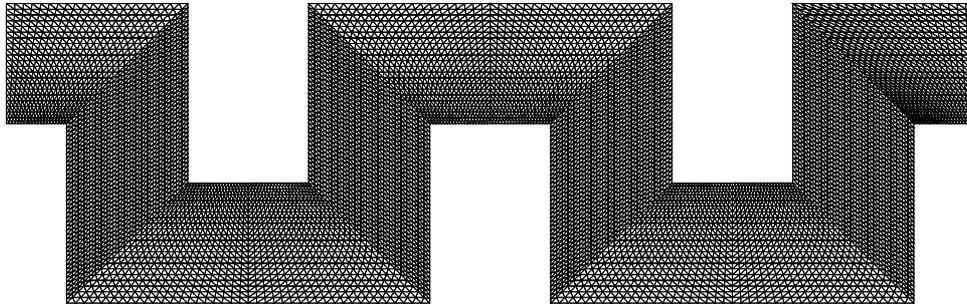


Figura 2. Malha estruturada formada por elementos triangulares lineares.

As equações de conservação são desenvolvidas utilizando-se a SGE com modelagem sub-malha e função estrutura de velocidades de ordem 2. Na SGE com modelagem sub-malha, as equações de conservação são modificadas através de um processo de decomposição das variáveis associadas ao escoamento. As variáveis do escoamento F são decompostas na soma de uma parcela dita de grandes escalas \bar{f} e outra dita sub-malha f' , ou seja, $F = \bar{f} + f'$. A parte filtrada \bar{f} é obtida utilizando-se um filtro G a qual pode ser definido de diversas formas. Uma vez realizado o processo de decomposição das variáveis, aparecem termos de transporte convectivo que não podem ser calculados diretamente, sendo necessário decompô-los usando a expressão $F = \bar{f} + f'$. Isto dá origem ao tensor de Reynolds sub-malha e ao fluxo turbulento de energia térmica (Silveira-Neto, 1998). No presente trabalho, estes termos são modelados usando a *modelagem sub-malha Função Estrutura de Velocidade de Ordem 2* (ver item 3). Após isto, obtém-se as equações de conservação de (1) a (4) para escoamento turbulento.

As equações de conservação filtradas que descrevem o escoamento em estudo consideram as seguintes hipóteses: regime não permanente, escoamento bidimensional e turbulento, escoamento

incompressível, a função dissipação viscosa foi desprezada na equação da energia, as propriedades do fluido são constantes, sem geração interna de calor, os efeitos de compressibilidade são desprezados.

Mediante as considerações feitas, as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são dadas por:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_{ef} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu_{ef} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right), \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha_{ef} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right), \quad (4)$$

sendo: u e v as componentes de velocidades nas direções x e y , t o tempo, p a pressão, ρ a massa específica do fluido, ν_{ef} a viscosidade efetiva do fluido, T a temperatura e α_{ef} a difusividade térmica efetiva do fluido. Onde, $\nu_{ef} = \nu + \nu_t$, sendo ν a viscosidade cinemática do fluido e $\nu_t(\bar{x}, \Delta, t)$ a viscosidade turbulenta; $\alpha_{ef} = \alpha + \alpha_t$, sendo α a difusividade térmica do fluido e $\alpha_t(\bar{x}, \Delta, t)$ a difusividade térmica turbulenta. No item 3 será mostrado que a viscosidade turbulenta $\nu_t(\bar{x}, \Delta, t)$ varia no espaço e no tempo, sendo ainda dependente do tamanho da malha computacional.

Introduz-se as seguintes definições de vorticidade ω e função corrente ψ :

$$\omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}, \quad u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v = -\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (5)$$

Introduzindo as definições de (5) nas Eq. (1), (2), (3) e (4), tem-se:

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} + \omega = 0, \quad (6)$$

$$\alpha_{ef} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (7)$$

$$\nu_{ef} \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) + \left(\frac{\partial \psi}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial y} - \frac{\partial \psi}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) = \frac{\partial \omega}{\partial t}. \quad (8)$$

As definições dos números de Reynolds Re e Prandtl Pr , são:

$$Re = \frac{U_m H}{\nu} \quad e \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}. \quad (9)$$

O cálculo do número de Nusselt médio na placa superior Nu_m é dado por:

$$Nu_m = \frac{1}{L} \int_0^L Nu \, dl, \quad (10)$$

sendo: Nu o número de Nusselt local na placa superior dado por $Nu = [(T_w - T_{in}) / (T_w - T_m)] (\partial T / \partial n)|_w$, onde $T_w = 0$ a temperatura na parede, $T_{in} = 1$ a temperatura na entrada, T_m a temperatura média dada por $T_m = \left(\int_0^H T \cdot u \, dy \right) / \left(\int_0^H u \, dy \right)$, sendo esta na seção vertical de cada bloco com $x = NB \cdot L'$ (onde o número de blocos NB varia de 1 a 16) e $(\partial T / \partial n)|_w$ o gradiente de temperatura na parede superior dado por $(\partial T / \partial n)|_w = \sqrt{(\partial T / \partial x)^2 + (\partial T / \partial y)^2}$.

As condições iniciais e de contorno são definidas abaixo:

a) O escoamento se encontra, inicialmente em todo domínio computacional Ω , com:

$$u(x, y, 0) = v(x, y, 0) = \omega(x, y, 0) = \psi(x, y, 0) = T(x, y, 0) = 0, \quad (11)$$

b) Para a placa inferior, superfície S_4 , tem-se:

$$u = v = \psi = 0 \text{ e } T = 0, \quad (12a)$$

c) Para a placa superior, superfície S_3 , tem-se:

$$u = v = 0, \psi = U_m H \text{ e } T = 0, \quad (12b)$$

d) Para fronteira aberta em S_1 de entrada de fluido, é imposto um perfil de velocidades uniforme, com uma condição de temperatura alta $T = 1$. Portanto:

$$u(0, y, t) = U_m, v(0, y, t) = \omega(0, y, t) = 0 \text{ e } T(0, y, t) = T_{in} = 1. \quad (12c)$$

e) Para a fronteira aberta em S_2 de saída de fluido, tem-se condição de escoamento desenvolvido, dada por:

$$\frac{\partial \psi}{\partial n'} = \frac{\partial T}{\partial n'} = \frac{\partial \omega}{\partial n'} = 0, \quad (12d)$$

sendo $\partial \phi / \partial n'$ a derivada sobre a fronteira aberta S_2 , na direção paralela às superfícies S_3 e S_4 .

3. IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO DE TURBULÊNCIA

Existem vários modelos de turbulência, mas a maioria deles traz resultados médios. A Simulação de Grandes Escalas com o modelo sub-malha função estrutura de velocidades de ordem 2, é um modelo que traz resultados não médios que carregam todas as instabilidades físicas e com frequências tanto maiores quanto mais refinadas forem as malhas. No caso do método de elementos finitos com o elemento linear, a função estrutura de velocidades de ordem 2 é suficiente para a precisão dos resultados obtidos.

A Simulação de Grandes Escalas se baseia no conceito da viscosidade turbulenta $\nu_t(\bar{x}, \Delta, t)$, a qual é uma propriedade do escoamento, varia no espaço e no tempo. No método de elementos

finitos, a viscosidade cinemática ν é uma propriedade do fluido imposta no elemento e não no ponto nodal. A viscosidade turbulenta ν_t , que é uma propriedade do escoamento, deve ser somada à viscosidade cinemática e por isso deve ser calculada para cada elemento. A obtenção da difusividade térmica turbulenta $\alpha_t(\bar{x}, \Delta, t)$ é feita dividindo-se $\nu_t(\bar{x}, \Delta, t)$ por 0,7, isto é, $\alpha_t(\bar{x}, \Delta, t) = \nu_t(\bar{x}, \Delta, t) / 0,7$.

No presente trabalho a viscosidade turbulenta para o elemento é calculada no centróide do elemento levando em conta as velocidades nos centróides dos elementos vizinhos. Por se tratar de uma simulação numérica bidimensional, faz-se uma adaptação no cálculo da função estrutura de velocidades F_2 , utilizado no cálculo da viscosidade turbulenta ν_t . No modelo 3D, as velocidades dos elementos vizinhos são calculadas na superfície de uma esfera de um raio R pré-calculado. Para adaptar o modelo 3D para o caso 2D, essas mesmas velocidades são calculadas na circunferência de um círculo de raio R . Quando a malha é irregular, é necessário fazer uma correção, conforme será comentado mais adiante neste item. Cada elemento vizinho tem o centróide posicionado numa distância menor ou igual ao valor do raio R de uma circunferência que envolve esses elementos vizinhos do elemento em questão. O valor deste raio R é dado por $R = \delta(a + b + c) / 3$, onde a , b e c são as distâncias do centróide até os vértices do elemento e δ é um fator, cujo valor adotado é 1,9.

A viscosidade turbulenta ν_t é calculada da seguinte forma:

$$\nu_t(\bar{x}, \Delta, t) = 0,104 C_k^{-3/2} \Delta \sqrt{\bar{F}_2(\bar{x}, \Delta, t)}, \quad (13)$$

sendo C_k a constante de Kolmogorov cujo valor é: $C_k = 1,4$. Quando a malha é estruturada e regular, Δ é obtido da própria malha. Quando a malha é irregular, faz-se necessária uma correção e segundo Lesieur e Métais (1996), Δ é calculada conforme é mostrado na Eq. (14). De acordo com esta equação, Δ é a média geométrica das distâncias d_i entre os elementos vizinhos e o ponto onde se está calculando ν_t , sendo dada por:

$$\Delta = \sqrt[N]{\prod_{i=1}^N d_i}, \quad (14)$$

e $\bar{F}_2(\bar{x}, \Delta, t)$ é a função estrutura de velocidades de ordem 2.

Tomando-se em conta a lei de Kolmogorov, a função estrutura de velocidades de ordem 2 é proporcional a $(\varepsilon r)^{2/3}$, sendo r a distância entre dois pontos. A viscosidade turbulenta, dada pela Eq. (13), é então recalculada, utilizando-se a Eq. (14) para o cálculo da variável Δ . Para uma formulação com N pontos vizinhos, a função estrutura é calculada da seguinte maneira:

$$\bar{F}_2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left\{ \left[u_i(\bar{x} + d_i \bar{e}_i, t) - u(\bar{x}, t) \right]^2 + \left[v_i(\bar{x} + d_i \bar{e}_i, t) - v(\bar{x}, t) \right]^2 \right\} \left(\frac{\Delta}{d_i} \right)^{2/3}, \quad (15)$$

sendo: $u_i(\bar{x} + d_i \bar{e}_i, t)$ e $v_i(\bar{x} + d_i \bar{e}_i, t)$ as velocidades no ponto “i” do centróide do elemento vizinho localizado a uma distância d_i do ponto de cálculo, $u(\bar{x}, t)$ e $v(\bar{x}, t)$ as velocidades neste ponto do elemento, N o número de pontos vizinhos, t o tempo e \bar{e}_i o vetor na direção d_i .

4. MÉTODO DE SOLUÇÃO

As Equações (6), (7) e (8) são resolvidas através do método de elementos finitos, utilizando o elemento triangular com uma função de interpolação linear. A discretização é feita por elementos

finitos e as equações são resolvidas pelo método de Galerkin. O problema é resolvido, seguindo-se os passos: (1^o) resolve-se a Eq. (6) para o cálculo da função corrente ψ ; (2^o) determina-se a vorticidade ω na parede de uma forma matricial, conforme mostrado em Silveira-Neto et al (2000); (3^o) aplicam-se as condições de contorno para a vorticidade; (4^o) calcula-se a vorticidade no interior pela Eq. (8); (5^o) calcula-se a temperatura resolvendo a Eq. (7); (6^o) calcula-se os números de Nusselt local Nu e médio Nu_m na placa superior e inferior para cada bloco; (7^o) incrementa-se o tempo de Δt e a iteração de uma unidade e volta-se ao (1^o) passo e os cálculos são refeitos até se atingir o critério de parada.

5. VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Para efeito de validação do código computacional desenvolvido no presente trabalho, foi estudado no trabalho de Brito et al (2001) o caso do escoamento isotérmico num degrau (“backward facing step”). No trabalho de Brito et al (2001), foram considerados os seguintes parâmetros térmicos: número de Reynolds $Re = 1,23 \times 10^5$, baseado na velocidade média do perfil do escoamento na entrada e na altura de saída H e número de Prandtl $Pr = 0,7$. Utilizou-se um perfil de velocidades turbulento e desenvolvido na região de entrada do canal.

No mesmo trabalho de Brito et al (2001), o ponto de recolamento $x_{PR} = x - D$ foi calculado e os resultados deste trabalho foram comparados com os casos estudados por Kim (1978) e por Pirani et al (2000). O valor encontrado no trabalho de Brito et al (2001) foi de $x_{PR} = 6,1$ e os desvios encontrados em relação ao trabalho experimental de Kim (1978) foram de 12,8% e 22,8% em relação ao trabalho numérico de Pirani et al (2000).

6. RESULTADOS

Nos resultados do presente trabalho foram considerados os seguintes parâmetros: $L/H = 8$; $G/H = 1,5$; $L'/H = 0,5$; $R/H = 1$, $NB = 16$; $Re = 32\,000$ e $Pr = 0,7$. A Figura (3) mostra as distribuições iniciais para a função corrente ψ para o tempo dimensional t variando de $t = 1$ a 13 [s].

Na Figura (3) podem ser vistos as distribuições de função corrente ψ para os tempos iguais a 1, 5, 9 e 13 [s], com incremento da isolinha $\Delta\psi = 0,1$. Da Figura (3a), observa-se a formação de pequenas regiões de fluido recirculando próximas às placas superior e inferior. Estas recirculações aumentam e caminham no sentido do escoamento. A Figura (3b) mostra que com o aumento do tempo, essas regiões de recirculações de fluido aumentam e tendem a se deslocar na direção do escoamento. Da Figura (3c), surgem pequenas regiões de recirculação, assim como acontece também na Fig. (3a). Essas recirculações que se formam, conforme pode ser visto na Fig. (3c), caminham no sentido do escoamento e se juntam com outras regiões de recirculação ao longo do escoamento. Assim o processo se repete, conforme pode ser visto na Fig. (3d). Devido a essa grande variação temporal do escoamento próximo às placas superior e inferior, obtém-se uma troca de calor que irá variar ao longo do tempo. Observa-se também na região de saída que se forma, no último bloco, um turbilhão que caminha no sentido do escoamento até à saída da geometria.

A Figura (4) apresenta os gráficos dos números de Nusselt médios Nu_m em função do tempo para os blocos 1, 4, 12 e 16. A média temporal calculada para o Nu_m em cada bloco e representada nos gráficos de $Nu_m \times t$ [s] por $\langle \rangle$ foi realizada para a faixa de tempo entre 25 e 200 [s]. Para os instantes iniciais, de $0 \leq t < 25$ [s], devido aos altos gradientes de temperatura, os resultados obtidos para Nu_m foram desprezados na apresentação dos gráficos de $Nu_m \times t$ [s]. Para os gráficos de Nusselt médio versus o tempo, observa-se que o escoamento oscilante faz com que haja uma grande variação do número de Nusselt médio ao longo do tempo. A maior média do Nu_m apresentada pelos gráficos de $Nu_m \times t$ [s] ocorreu para o 16^o bloco e seu valor foi de $\langle Nu_m \rangle = 19,088$. Neste

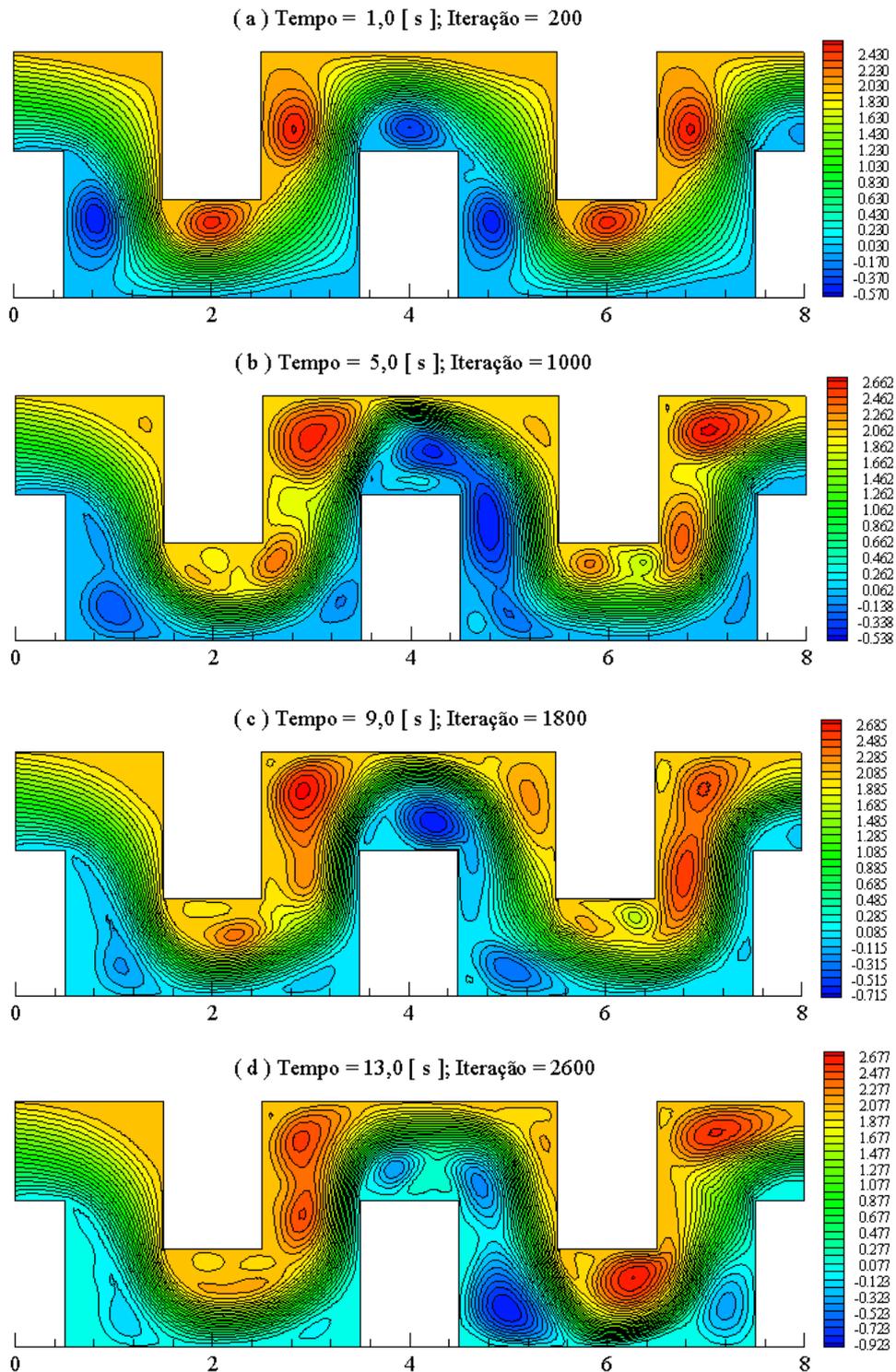


Figura 3. Distribuição de função corrente ψ para os tempos: (a) $t = 1$; (b) $t = 5$; (c) $t = 9$ e (d) $t = 13$ [s] para $Re = 32000$; $Pr = 0,7$ e incremento da isolinha de ψ $\Delta\psi = 0,1$.

bloco também, observou uma grande variação do Nusselt médio, mostrando uma intensa movimentação de turbilhões nessa região do escoamento. Apenas para o primeiro bloco, observou-se que o Nu_m convergiu para o valor igual a $\langle Nu_m \rangle = 11,520$, caracterizando um escoamento laminar neste primeiro bloco.

7. CONCLUSÕES

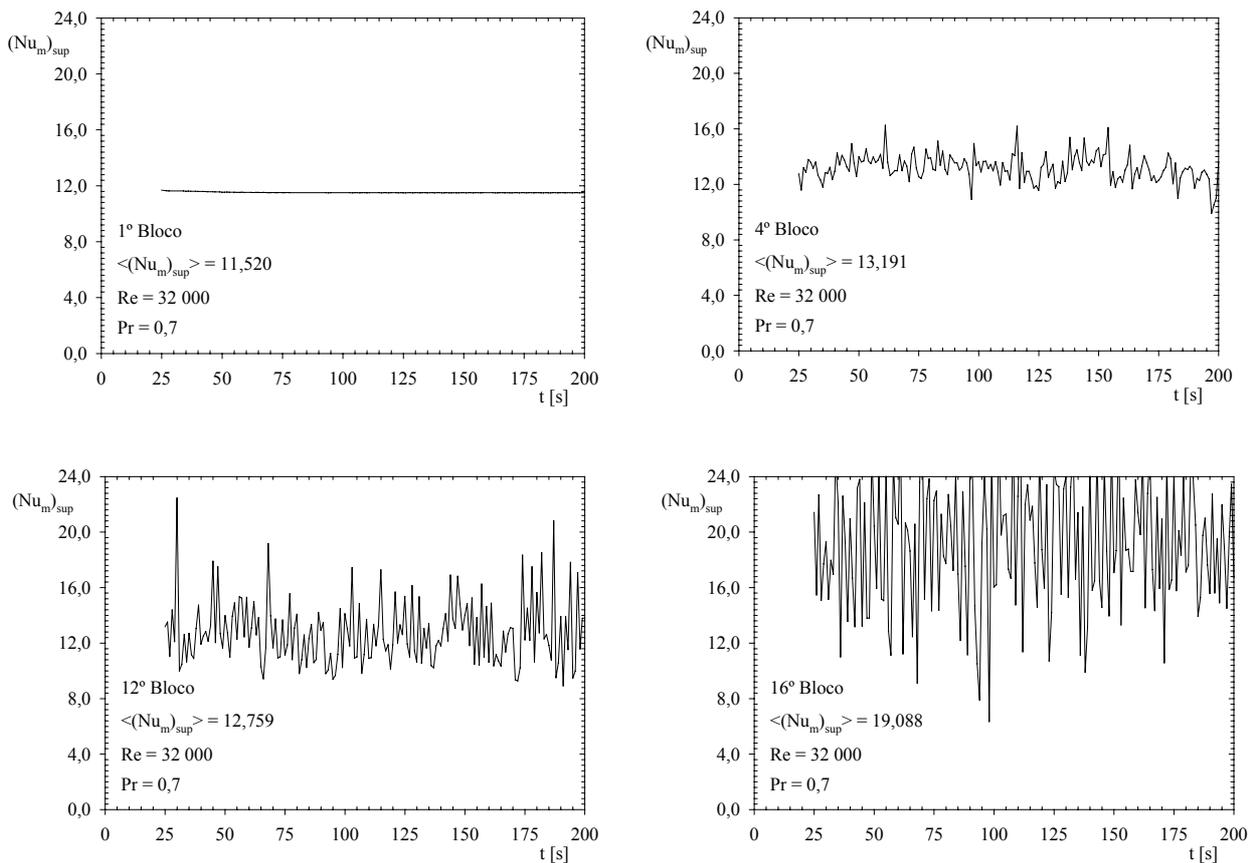


Figura 4 – Gráficos dos números de Nusselt médios versus o tempo para os blocos 1, 4, 12 e 16 com $25 \leq t \leq 200$ [s], para $Re = 32\ 000$ e $Pr = 0,7$.

Com os resultados obtidos no presente trabalho, pode-se observar que o escoamento nos primeiros blocos teve um comportamento laminar e nos blocos finais da geometria, obteve-se um escoamento oscilante. Devido a esta grande variação do escoamento, uma maior troca de calor com as superfícies superior e inferior foi obtida para os blocos finais. Nos testes numéricos realizados, observou-se também que o comportamento do escoamento foi fortemente influenciado pela geometria e pelas condições iniciais e de contorno. Nestes testes computacionais, não foi possível encontrar dados experimentais e/ou numéricos para a comparação com os resultados do presente trabalho.

O estudo de escoamentos turbulentos com SGE e modelos sub-malha ainda é pouco utilizado. Foram poucos os trabalhos encontrados na literatura utilizando os métodos de diferenças finitas e volumes finitos, e apenas uns quatro trabalhos foram encontrados utilizando o MEF com malha não estruturada. O objetivo do presente trabalho é mostrar que é possível modelar escoamentos turbulentos dentro do MEF, que utiliza malha não estruturada e, quase sempre, não uniforme. O cálculo da viscosidade turbulenta no elemento é feito de maneira a utilizar um grande número de elementos vizinhos e a minimizar os efeitos da não uniformidade da malha. Os resultados estão qualitativamente de acordo com o esperado, porém não foram encontrados trabalhos com escoamento não isotérmico turbulento com geometria semelhante para comparação de resultados.

8. REFERÊNCIAS

Bagshaw, N. M., Beck, S. B. M. and Yates, J. R., 1999, "Identification of Fluid Flow Regimes in Narrow Cracks", Proceedings of Instn. Mech. Engrs., Vol. 214, Part C, pp. 1099-1106.

- Brito, R. F., Dias, J. B., Silveira-Neto, A. and Menon, G. J., 2001, "Large-Eddy Simulation with Turbulent Forced Convection Between Corrugated Plates", Proceedings of the 16th COBEM – Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol. 8, Uberlândia, Brazil, pp. 462-471.
- Choi, J. M. e Anand, N. K., 1995, "Turbulent Heat Transfer in a Serpentine Channel with a Series of Right-Angle Turns", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 38, No. 7, pp. 1225-1236.
- Kim, J. J., 1978, "Investigation of Separation and Reattachment of Turbulent Shear Layer: Flow Over a Backward Facing Step". Ph.D. Thesis, Stanford University.
- Lesieur, M. e Métais, O., 1996, "New Trends in Large-Eddy Simulations of Turbulence", Annu. Rev. Fluid Mech., Vol. 28, pp. 45-82.
- Nonino, C. and Comini, G., 1998, "Finite-Element Analysis of Convection Problems in Spatially Periodic Domains", Numerical Heat Transfer, Vol. 34, Part. B, pp. 361-378.
- Pirani, M. J., Manzanares, N., Silveira-Neto, A. e Almeida, M. S. V., 2000, "Escoamento Turbulento em Grades de Placas Planas Utilizando o Método dos Volumes Finitos e Simulação de Grandes Escalas", Anais do IV SIMMEC – Simpósio Mineiro de Mecânica Computacional, Uberlândia, Brasil, pp. 70-77.
- Silveira-Neto, A., 1998, "Simulação de Grandes Escalas de Escoamentos Turbulentos", I ETT – Escola de Primavera, Transição e Turbulência, apostila de mini curso, ABCM, COPPE/UFRJ, IME/RJ, Rio de Janeiro, Brasil, pp.159-190.
- Silveira-Neto, A., Brito, R. F., Dias, J. B. e Menon, G. J., 2000, "Aplicação da Simulação de Grandes Escalas no Método de Elementos Finitos para Modelar Escoamentos Turbulentos", Anais da II ETT – Escola Brasileira de Primavera, Transição e Turbulência, Uberlândia, Brasil, pp. 515-526.

Turbulent Flow Simulation in Heat Exchangers

Rogério Fernandes Brito

Department of Mechanical Engineering. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. EFEI. 37500-176. Itajubá. MG. Brazil.

rogbrito@iem.efei.br

Aristeu Silveira Neto

Department of Mechanical Engineering. Universidade Federal de Uberlândia. UFU. 38400-206 – Uberlândia. MG. Brazil.

aristeus@mecanica.ufu.br

Genésio José Menon

Department of Mechanical Engineering. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. EFEI. 37500-176. Itajubá. MG. Brazil.

genesio@iem.efei.br

Abstract. *In this work it is realized a numerical study of heat transfer and a study of flows in heat exchangers. In this analysis it is considered an incompressible two-dimensional flow in an unsteady regime. Navier-Stokes's equations are used in the study of the flow. They are discretized by the finite element method (FEM) by taking into consideration the Galerkin method. The formulation of conservation equations was carried out for turbulent flow. In addition to this, the turbulence model was implemented by Large-Eddy Simulation (LES) with second-order velocity structure function. The streamfunction and of the temperature distributions are determined as function of thermal and geometrical parameters together with the average Nusselt number. Due to the fact that the code is two-dimensional, it has to be observed that there is a certain limitation to apply the results to real situations. For that being so, the results reached in this work may be applied as a starting point to the design of heat exchangers.*

Keywords. *Forced Convection, Large-Eddy Simulation, Finite Element, Turbulence, Heat Exchangers.*