

Escoamento Turbulento em Feixe de Tubos: Análise Numérica e Experimental

J. N. V. Goulart

jhongoulart@yahoo.com.br

J. A. Aguirre Oliveira Jr.

joao.aguirre@pop.com.br

A. P. Petry

adrianep@mecanica.ufrgs.br

S. V. Möller

svmoller@vortex.ufrgs.br

PROMEC - Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Rua Sarmento Leite, 425
90050-170 - Porto Alegre, RS, BRASIL

Resumo. O propósito deste trabalho numérico/experimental é investigar o desenvolvimento e as características do escoamento ao longo de feixe de tubos com placas defletoras. O banco de tubos possui duas linhas, com razão de espaçamento $P/D=1,26$ e comprimento de 450 mm, onde existem duas placas defletoras direcionando o escoamento principal e criando uma entrada assimétrica no feixe de tubos. O número de Reynolds foi calculado utilizando-se o diâmetro externo do tubo e a velocidade de entrada, $3,32 \times 10^4$. A distribuição de velocidade foi obtida experimentalmente empregando anemometria de fio quente e para a análise numérica utilizou-se o programa CFX® versão 5.6. A análise numérica foi feita baseada na Simulação de Grandes Escalas (Large Eddy Simulation – LES), com o modelo de Smagorinsky e nas Equações de Navier-Stokes médias de Reynolds (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations– RANS), com o modelo κ - ϵ . O campo de pressões médias na parede lateral do banco também foi analisado. Os resultados numéricos e experimentais apresentaram boa concordância para os campos médios de velocidades e pressões.

Palavras chave: banco de tubos, placas defletoras, turbulência experimental, simulação de grandes escalas, equações médias de Reynolds

1. Introdução

A utilização de placas defletoras em feixe de tubos é muito difundida em trocadores de calor, aumentando os níveis de turbulência do escoamento e o tempo de contato do fluido refrigerante e a superfície aquecida dos tubos. Os vórtices gerados pela turbulência influenciam a camada limite térmica dos tubos, onde o calor é trocado basicamente por condução, tornando a troca de calor mais eficiente.

No entanto, a maioria dos estudos em bancos de tubos considera um escoamento incidindo uniformemente sobre os tubos, sem qualquer tipo de análise dos efeitos causados pela utilização de placas defletoras, transformando-se assim em idealizações pouco reais, Yeung e Weaver (1983).

Já em reatores nucleares, estes utilizam, em geral, feixes de barras cilíndricas como elementos combustível., onde cada barra é constituída de material físsil propriamente revestido. O calor gerado pelo processo de fissão nuclear é transferido ao fluido, que circula axialmente ao feixe de barras, sendo a otimização destas taxas é função tanto das propriedades físicas do fluido quanto das características do escoamento e do feixe de tubos (arranjo e relações de espaçamento).

A tentativa de aumentar as taxas de transferência de calor em trocadores de calor, através do aumento da velocidade do fluido ou a redução das relações de espaçamento entre tubos, pode levar ao surgimento de cargas dinâmicas, induzindo vibrações, que são apontadas como uma das principais causas de falhas nos componentes de trocadores de calor, Pettigrew et al. (1997).

Em Möller et al. (1999), encontra-se um estudo experimental do efeito produzido pela presença de um defletor em um feixe de tubos. O escoamento turbulento era desviado pelo defletor atingindo o banco de tubos com um ângulo de incidência diferente de 90°. Os resultados de pressões e flutuações de pressão medidas em torno da parede de um tubo instrumentado no interior do banco de tubos, apresentaram maiores valores do que no escoamento transversal. Apareceram picos adicionais no espectro de flutuações de pressão na parede, que não puderam ser associados a nenhum dos efeitos do escoamento transversal puro nem aos efeitos produzidos somente pelo defletor. Portanto, os resultados apresentados não eram conclusivos, motivando estudos em separado, analisando o efeito causado por placas defletoras, Demartini, et al. (2001), e um estudo experimental do escoamento através de banco de tubos inclinados, Barcellos et al. (2003).

O escoamento incidindo sobre placas defletoras, sem a utilização de tubos, foi analisado numérica e experimentalmente por Demartini, et al. (2001). Os autores observaram o processo de separação da camada limite e a indução de recirculações do escoamento nas extremidades dos defletores, podendo significar uma importante fonte de

perturbações ao escoamento. Este fenômeno é tal como o observado no antigo, porém ainda bastante interessante, trabalho realizado por Wiemer (1937), em sua tese de doutorado sobre escoamentos em trocadores de calor e caldeiras. No trabalho de Demartini, et al. (2001), observa-se também que, com relação à energia cinética turbulenta os maiores valores ocorrem na parte superior do duto entre as placas defletoras.

A transferência de calor em um trocador do tipo casco e tubos, foi analisada numericamente por Li e Kottke (1998). O banco de tubos era disposto axialmente ao escoamento e defletido por chicanas, sendo que o espaçamento entre estas era variado. Foram estudados três diferentes espaçamentos, para um mesmo número de Reynolds, $Re=8000$. Após as placas defletoras o coeficiente local de transferência de calor diminuiu rapidamente em todos os três casos, devido a zona de recirculação. No entanto, com o aumento do espaçamento entre as placas houve um aumento do coeficiente de transferência de calor entre duas placas defletoras, devido ao aumento de velocidade do escoamento na região.

Com o aumento do espaçamento entre duas placas defletoras, o escoamento tende a redistribuir-se axialmente aos feixes, podendo gerar perfis de velocidade tais que propiciem a ocorrência do fenômeno de pulsações no escoamento. As características do escoamento axial em feixes de tubos foram estudadas por Möller (1991), que analisou experimentalmente a origem das pulsações de um escoamento turbulento em feixes de tubos com várias relações de espaçamento. A investigação da relação entre a velocidade do escoamento e da frequência das pulsações mostrou que o número de Strouhal é função apenas da geometria (razão de espaçamento) do feixe. Portanto, mesmo para um valor de Reynolds constante uma redução no tamanho da fenda causa um aumento na frequência das pulsações. Conforme o autor as pulsações no escoamento tem origem no próprio movimento turbulento, e é a origem do processo de mistura entre os subcanais, significando assim altos coeficientes locais de transferência de calor. É possível, também, que o fenômeno das pulsações dêem origem a vibrações induzidas pelo escoamento.

O objetivo deste trabalho é investigar o desenvolvimento e as características do escoamento ao longo de feixe de tubos utilizando-se placas defletoras, para tanto foram empregadas técnicas de simulação numérica e anemometria de fio quente. A técnica e resultados experimentais estão apresentados com mais detalhe em Goulart (2004).

As técnicas de simulação numérica podem contribuir para aprofundar a análise do problema em estudo, auxiliando inclusive na interpretação dos resultados de anemometria de fio quente, o que é em geral muito difícil em escoamentos com recirculação. A confirmação de resultados numéricos permite que se utilize a simulação numérica para ampliar a análise feita a partir dos resultados experimentais, aprimorar o planejamento de novos experimentos e reduzir a necessidade de medições adicionais.

2. Seção de testes e procedimento experimental

A seção de testes consiste de um canal horizontal de seção retangular 146 mm de altura, 193 mm de largura e comprimento de 900 mm, sendo medido a partir do tubo de Pitot até a saída. O fluido de trabalho o ar que é dirigido por um ventilador centrífugo, passando por um difusor e por um conjunto de homogeneizadores, sendo o primeiro do tipo grade, o segundo tipo colméia e o terceiro formado por duas telas de malha fina. Estes dispositivos têm a finalidade de uniformizar o escoamento e reduzir a intensidade de turbulência do escoamento, para um valor de aproximadamente 1%, ao atingir a seção de teste onde serão realizadas as medições.

A seção de testes possui uma placa defletora voltada para o escoamento principal, rigidamente presa na parede superior do canal e uma segunda placa, localizada 150 mm a jusante da primeira, porém na parede inferior do canal, sendo o banco de tubos formado por 10 tubos de 450 mm. A partir de então, o canal passa a ter uma altura de 80mm, como mostrados na figura 1.

Os bancos de tubos utilizados no experimento possuem duas linhas, em arranjo quadrangular e razão de espaçamento passo-diâmetro, $P/D = 1,26$, onde o passo é a distância entre os centros de dois tubos em linha, estando rigidamente montados em placas de acrílico. O número de Reynolds do escoamento é formado com o diâmetro do tubo, $D = 32,10$ mm e a velocidade média do escoamento abaixo do primeiro defletor, U_e . Para o experimento, $Re = 3,32 \times 10^4$.

Os resultados numéricos e experimentais de velocidade médias e suas flutuação ao longo das linhas de medição, conforme mostrados na figura 1, foram tomados em passos de 10 mm, a partir do primeiro defletor.

A aquisição dos dados experimentais de velocidades ao longo das fendas, foi obtida como descrito por Goulart et al. (2003) e Goulart (2004), utilizando uma sonda de fio inclinado a 45° . Devido a sistemática de calibração adotada, esta sonda é capaz de captar ângulos, entre seu eixo e a direção do vetor velocidade média incidente, de até 30° .

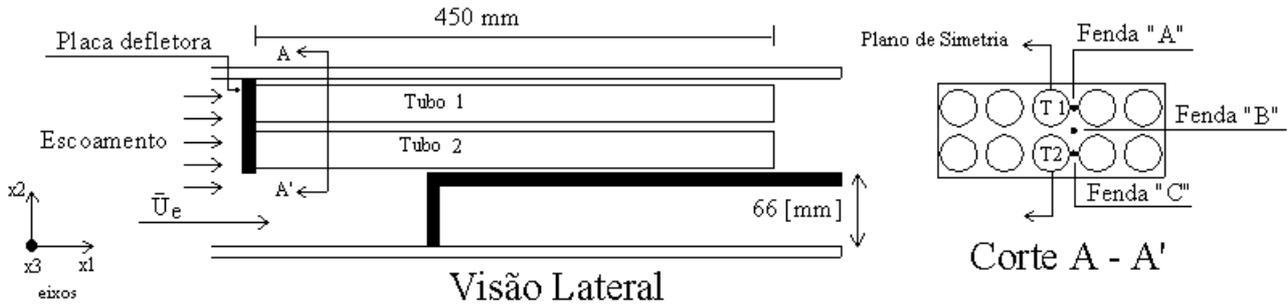


Figura 1. Visão esquemática da seção de testes e o banco de tubos.

3. Simulação numérica

Para as simulações numéricas do escoamento no banco de tubos foi utilizado o software comercial CFX, versão 5.6. O programa aproxima as equações de conservação de massa e de conservação de quantidade de movimento linear (equações de Navier-Stokes), através do método de volumes finitos (Patankar, 1980). Para a análise do escoamento turbulento foram utilizadas duas modelagens diferentes, RANS/ κ - ϵ , para um regime permanente e a simulação de grandes escalas LES/ Smagorinsky, para um regime transiente.

3.1 Formulação do problema

A modelagem clássica (RANS) do escoamento turbulento baseia-se na solução das equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds (Hinze, 1975; CFX, 2003), que podem ser escritas como:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + B_i \quad (1)$$

e a equação de balanço de massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

Sendo U_i as componentes do campo de velocidades com média temporal de Reynolds, ρ a massa específica do fluido, t o tempo e B_i componentes do vetor de forças de campo, que para o presente trabalho foram desconsideradas. A viscosidade efetiva, μ_{eff} , e a pressão modificada, p' , são dadas por:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (3)$$

e

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho \kappa \quad (4)$$

onde μ é a viscosidade do fluido e μ_t é a viscosidade turbulenta, para o modelo κ - ϵ é calculada pela relação:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (5)$$

onde C_μ é uma constante.

Os valores κ e ϵ são calculados a partir das equações diferenciais de transporte, dadas por:

$$\frac{\partial(\rho \kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \kappa)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + P_\kappa - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \epsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_\kappa - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) \quad (7)$$

onde μ_t , σ_κ , σ_ϵ , $C_{\epsilon 1}$ e $C_{\epsilon 2}$ são constantes e P_κ é obtido pela equação:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[U_j \left(3\mu_t \frac{\partial U_j}{\partial x_j} + \rho \kappa \right) \right] + P_{kb} \quad (8)$$

O termo P_{kb} considera as forças de empuxo, se presentes.

A simulação de grandes escalas (LES) resolve as grandes estruturas do escoamento turbulento (dimensões lineares maiores do que as dimensões dos elementos da malha) e utiliza modelos para representar os efeitos das escalas inferiores a resolução da malha (estruturas sub-malha). O modelo de Smagorinsky é um modelo de viscosidade turbulenta para tensor de Reynolds sub-malha. Através da simulação das grandes escalas pode-se obter as flutuações da velocidade no tempo e desta forma analisar fenômenos dinâmicos da turbulência, tais como pulsações do escoamento ou desprendimento de vórtices.

As equações de conservação de quantidade de movimento para a simulação de grandes escalas podem ser escritas como (Findikakis e Street, 1982, CFX, 2003):

$$\frac{\partial(\rho \bar{U}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{U}_i \bar{U}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial(\rho \tau_{ij})}{\partial x_j} \quad (9)$$

e a equação da conservação da massa por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{U}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (10)$$

Sendo \bar{U}_i a componente de velocidades na direção i com filtro espacial, \bar{p} a pressão filtrada no espaço e τ_{ij} o tensor de Reynolds sub-malha, definido como:

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \bar{U}_i \bar{U}_j \quad (11)$$

com u_i sendo a componente da flutuação de velocidade na direção i .

Através do modelo de Smagorinsky o tensor de Reynolds é aproximado por:

$$\tau_{ij} = -\frac{1}{3} \tau_{kk} = -2 \cdot \nu_{SGS} \cdot \bar{S}_{ij} = \nu_{SGS} \cdot \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (12)$$

sendo ν_{SGS} a viscosidade turbulenta, calculada como:

$$\nu_{SGS} = (C_s \Delta)^2 |\bar{S}| \quad (13)$$

A constante de Smagorinsky, C_s , varia entre 0,065 (para escoamentos em canais) e 0,25, tendo sido utilizado o padrão de 0,1. Um estudo da influência dessa constante sobre os resultados é tomado como uma perspectiva de trabalho.

O campo de velocidades instantâneo, resolvido para cada passo de tempo na análise transiente, é utilizado para obter um campo médio no tempo de velocidades, assim como as flutuações de velocidade.

3.2 Geometria e discretização do domínio

A geometria do banco de tubos foi reproduzida tridimensionalmente utilizando-se um plano de simetria sobre a metade dos tubos T1 e T2, Fig. 1, portanto o plano de simetria não contém as linhas de medições, "A", "B" e "C".

Sobre a geometria foi então gerada uma malha não estruturada de elementos tetraédricos com uma camada de 3 elementos prismáticos sobre as paredes do banco de tubos (paredes laterais, inferiores e superiores e tubos). O número total de elementos na malha foi de 470615 elementos, Fig. 2. Ambas soluções foram geradas utilizando a mesma geometria e malha.

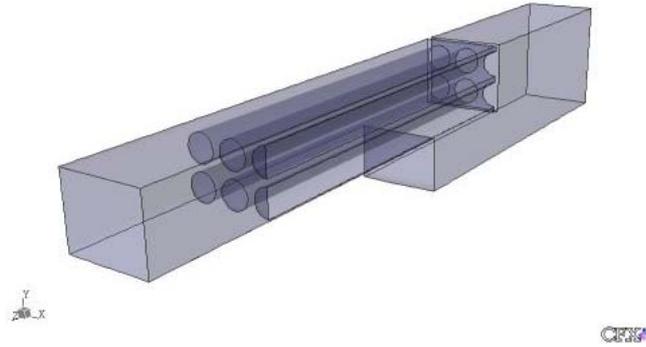


Figura 2. Geometria computacional do problema. Problema tridimensional.

Como condição de entrada no banco de tubos, foi definido um perfil de velocidades conforme obtido em Demartini, et al. (2001), Fig. 3, onde os valores experimentais foram inseridos no programa como uma “nuvem de pontos” a partir dos quais foram interpolados para as posições dos nós da malha, com velocidade máxima de 8m/s e intensidade de turbulência inferior a 1%. Para a descarga do banco de tubos foi definida uma condição de pressão relativa nula e impôs-se que os vetores velocidade nessa superfície sejam perpendiculares a ela, forçando um “desenvolvimento artificial” no escoamento. Esta condição de descarga permite o retorno de fluido caso haja uma recirculação, para esse caso foi definido que o fluido que retorna possui uma intensidade de turbulência de 5%. Nas paredes (do túnel e dos tubos) foi definida a condição de não-deslizamento. Por fim, no plano de corte central da bancada foi definida uma condição de simetria, Fig. 4. Como condições iniciais definiram-se campos de velocidade e pressão relativa nulos.

Para a simulação transiente (LES) o passo de tempo adotado foi de 5×10^{-5} s e foram resolvidos 2000 passos de tempo. O tempo de processamento para a análise por simulação de grandes escalas foi da ordem de 15 vezes o tempo de processamento para a análise empregando o modelo de turbulência κ - ϵ . A memória requerida para o caso não passou dos 350Mb. Apesar da simulação de grandes escalas ser um recurso em desenvolvimento no CFX© versão 5.6, os recursos computacionais requeridos na análise desenvolvida até o presente foram razoáveis, indicando potencialidade para o emprego na análise de casos práticos de engenharia.

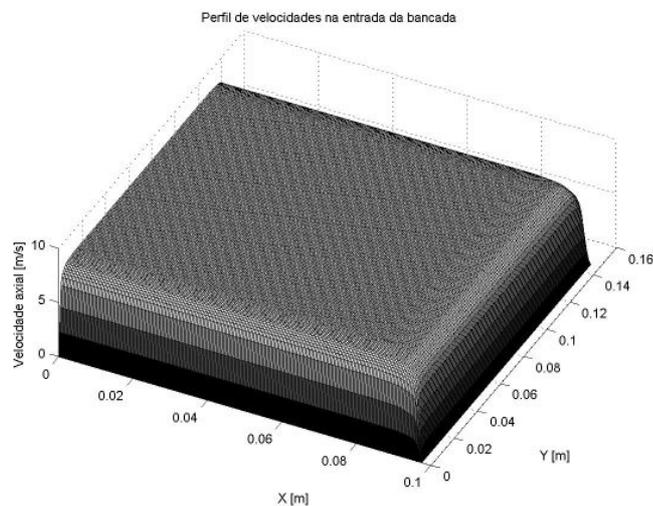


Figura 3. Perfil de velocidade na entrada, gerado a partir de dados experimentais (Demartini (2001)).



Figura 4. Vista lateral de um plano do domínio computacional. O escoamento dá-se da direita pa esquerda.

4. Resultados

Os resultados numéricos e experimentais são apresentados na forma adimensional. Os valores de velocidade média e os valores r.m.s de flutuação de velocidade foram adimensionalizados pela velocidade média abaixo do primeiro defletor, U_e . Já o campo de pressão média, na parede lateral do túnel, foi adimensionalizado pela pressão dinâmica, utilizando a massa específica do fluido, ρ e a velocidade U_e . Portanto, os valores de pressão média são mostrados na forma do número de Euler, Eu .

As figuras 5 e 6, mostram os dados experimentais e numéricos das componentes axiais e verticais de velocidade, para as fendas “A”, “B” e “C”, empregando equações médias de Reynolds com o modelo κ - ϵ . Na região de entrada, até a posição do segundo defletor, os dados experimentais da componente axial de velocidade são maiores do que os dados obtidos numericamente. Na fenda “A”, os dados experimentais sugerem um aumento da velocidade axial logo nas primeiras posições após a passagem pelo primeiro defletor, no entanto este fato não corresponde a realidade do escoamento devendo-se somente a utilização da técnica de anemometria de fio quente, onde os dados medidos em zonas de recirculações são de difícil interpretação.

Após a posição 0,20 m, existe uma melhor concordância dos dados, pois o escoamento tende a redistribuir-se axialmente aos tubos, com menores ângulos de incidência. Quanto a fenda “C”, os valores de velocidade diferem grandemente, o método mostra que a zona de recirculação, logo após o segundo defletor, se mantém em toda a extensão do tubo, não evidenciando a retomada do escoamento.

As componentes verticais de velocidade são mostradas na Fig. 6. Na região de entrada, até o segundo defletor, onde existe uma importante região de recirculação, somente a fenda “A” possui boa concordância com os dados experimentais. Observa-se uma tendência, por parte do modelo numérico utilizado, de suavizar as curvas de velocidade. Após esta posição, os dados experimentais concordam de forma satisfatória com os dados numéricos. Novamente, a discrepância entre os dados experimentais e numéricos reside na utilização da anemometria de fio quente como técnica experimental.

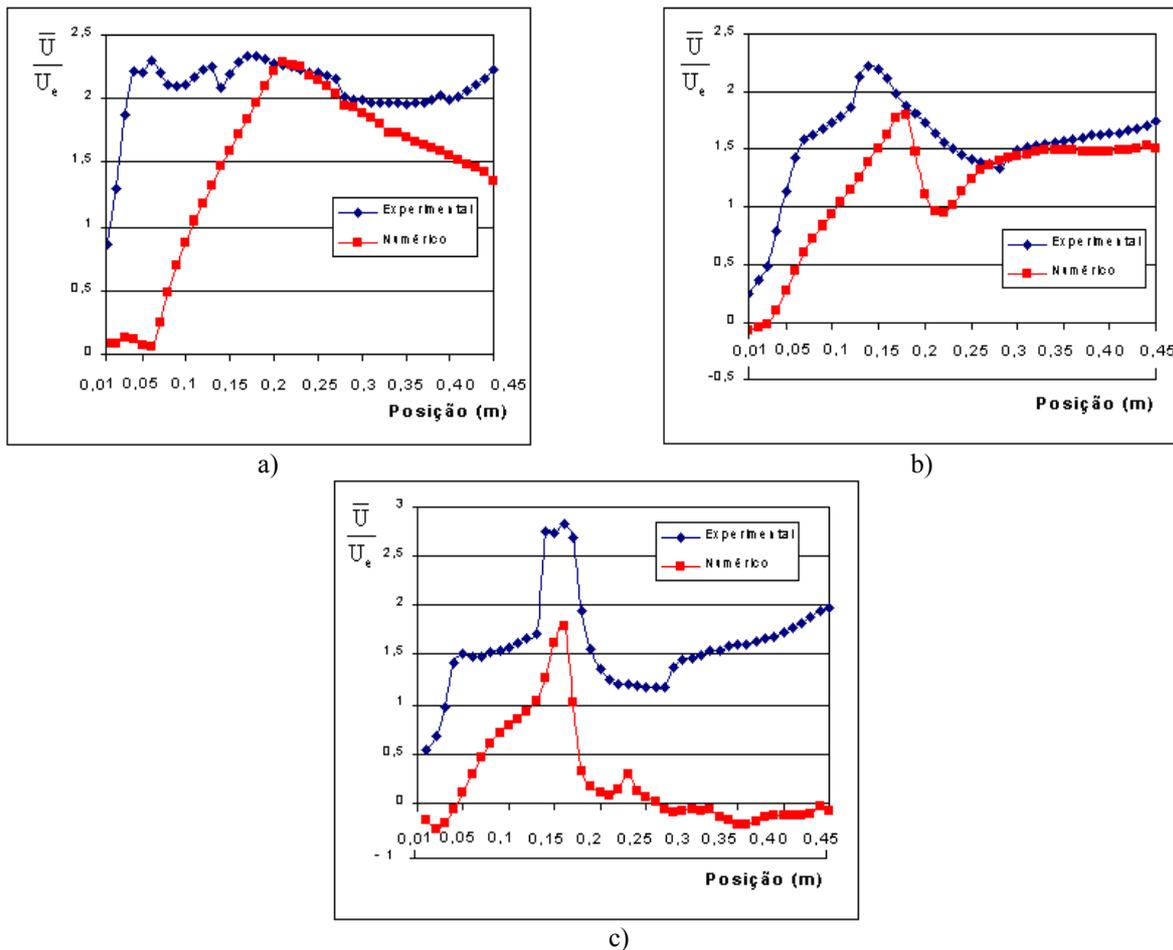


Figura 5. Distribuição da velocidade média axial ao longo das fendas, resultados experimentais e resultados numéricos da análise empregando equações médias de Reynolds e com o modelo κ - ϵ . a) fenda “A”. b) fenda “B”. c) Fenda “C”.

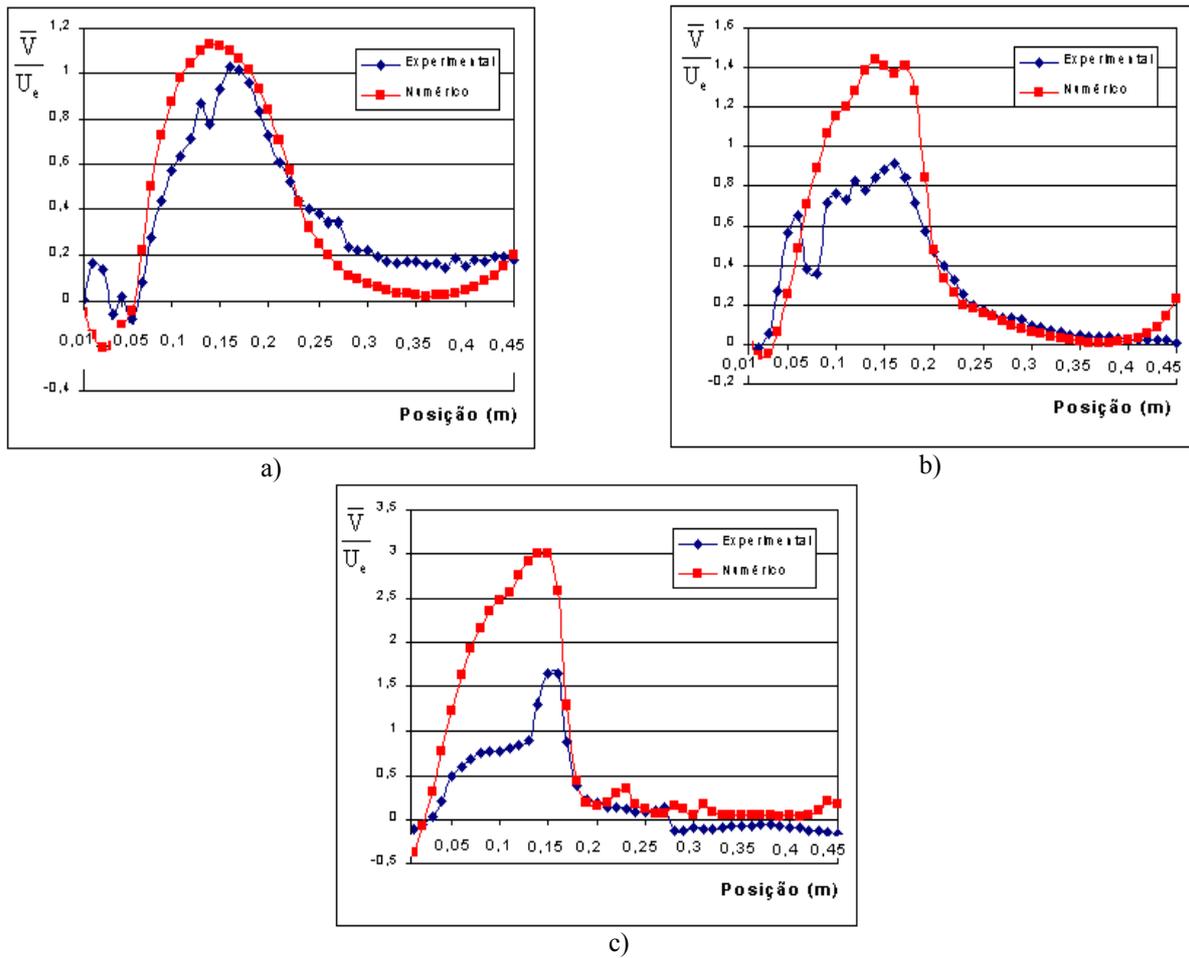
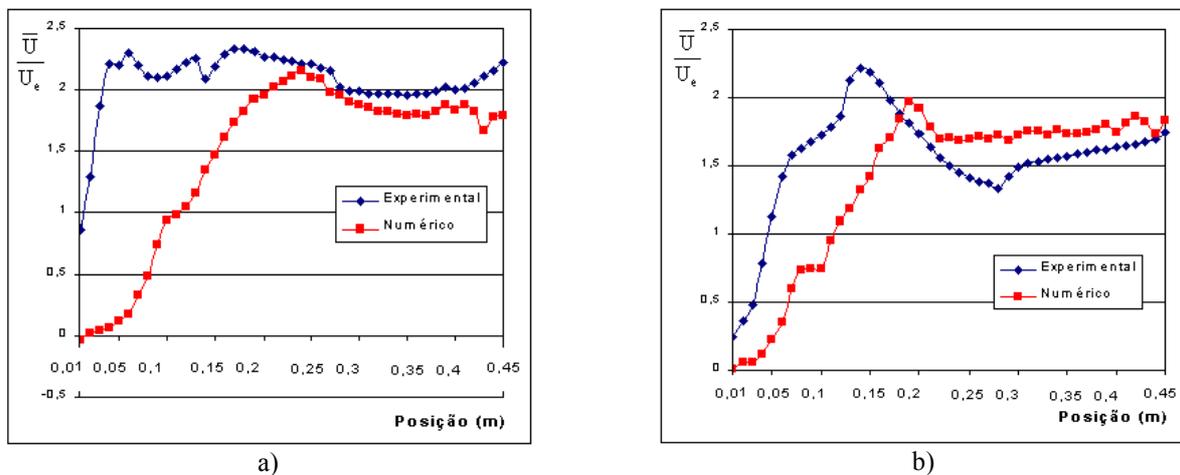
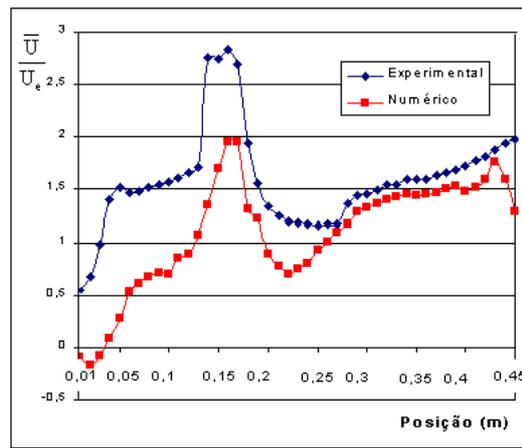


Figura 6. Distribuição da velocidade média vertical ao longo das fendas, resultados experimentais e resultados numéricos da análise empregando equações médias de Reynolds e com o modelo κ - ϵ . a) fenda "A". b) fenda "B". c) Fenda "C".

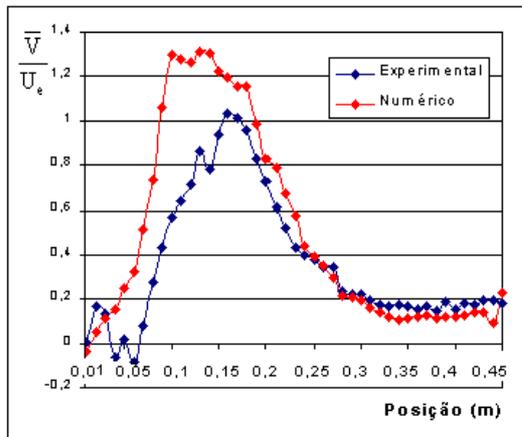
As figuras 7 e 8 apresentam os mesmos dados de velocidades, porém utilizando simulação de grandes escalas com modelo de Smagorinsky, novamente são comparados resultados experimentais e numéricos. De forma geral a simulação de grandes escalas descreve melhor o escoamento, principalmente na fenda "C", onde o modelo κ - ϵ não obteve sucesso na retomada do escoamento após a posição 0,20 m. A tendência de suavização das curvas também foi minimizada com a utilização deste método, tornando mais próximos os dados numéricos aos experimentais.



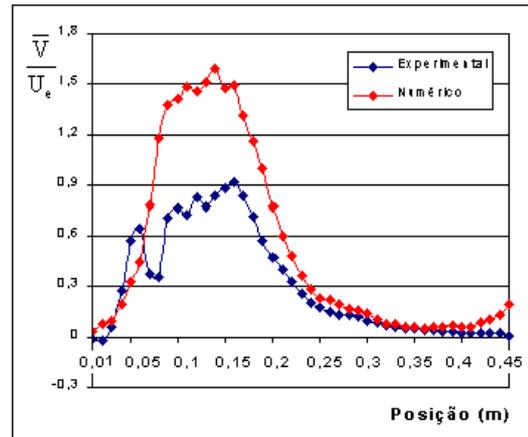


c)

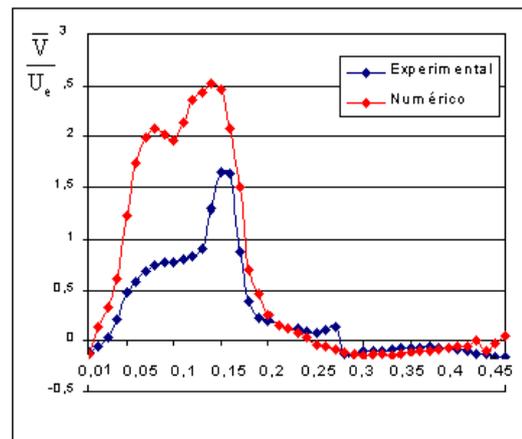
Figura 7. Distribuição da velocidade média, componente axial, ao longo das fendas, resultados experimentais e resultados numéricos da análise empregando simulação de grandes escalas, com o modelo de Smagorinsky. a) fenda "A". b) fenda "B". c) Fenda "C".



a)



b)



c)

Figura 8. Distribuição da velocidade média, componente vertical, ao longo das fendas resultados experimentais e resultados numéricos da análise empregando simulação de grandes escalas, com o modelo de Smagorinsky. a) fenda "A". b) fenda "B". c) Fenda "C".

Ambos os esquemas computacionais (LES/Smagorinsky e RANS/ κ - ϵ .) apresentam na região de entrada valores de componente axial de velocidade inferiores aos dados experimentais, Fig. 5 e Fig. 7. Este fato deve-se a existência de uma zona de recirculação a jusante do defletor que pode ser observada numericamente, Fig. 9, porém o anemômetro de fio quente, empregado na medição, não permite a distinção entre velocidades, axiais, positivas ou negativas, considerando, na zona de recirculação, as velocidades grandes em módulo e sempre positivas. Desta forma as

simulações numéricas acrescentam informações para a melhor caracterização do escoamento em estudo, capturando detalhes que, apesar de previsíveis, não foram possíveis de observar através da técnica experimental utilizada.

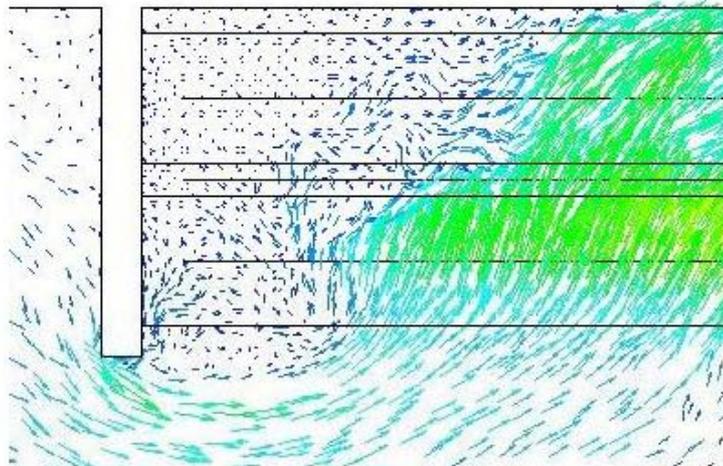


Figura 9. Campo instantâneo de velocidades no plano da fenda “A”, logo após a passagem pelo primeiro defletor, resultados numéricos da análise empregando simulação de grandes escalas, com o modelo de Smagorinsky.

Na figura 10 são apresentados os resultados experimentais e numéricos da distribuição dos valores RMS (*root mean square*) (Hinze, 1975) de flutuação de velocidade, em ambas as direções, ao longo da fenda superior “A”. Os dados numéricos foram obtidos pela simulação de grandes escalas e foi possível observar que os resultados numéricos não reproduzem os dados experimentais, principalmente na componente axial. A discordância dos resultados de flutuações obtidas numericamente e experimentalmente está sendo investigada, a análise do problema alterando o modelo sub-malha é a principal linha de trabalho.

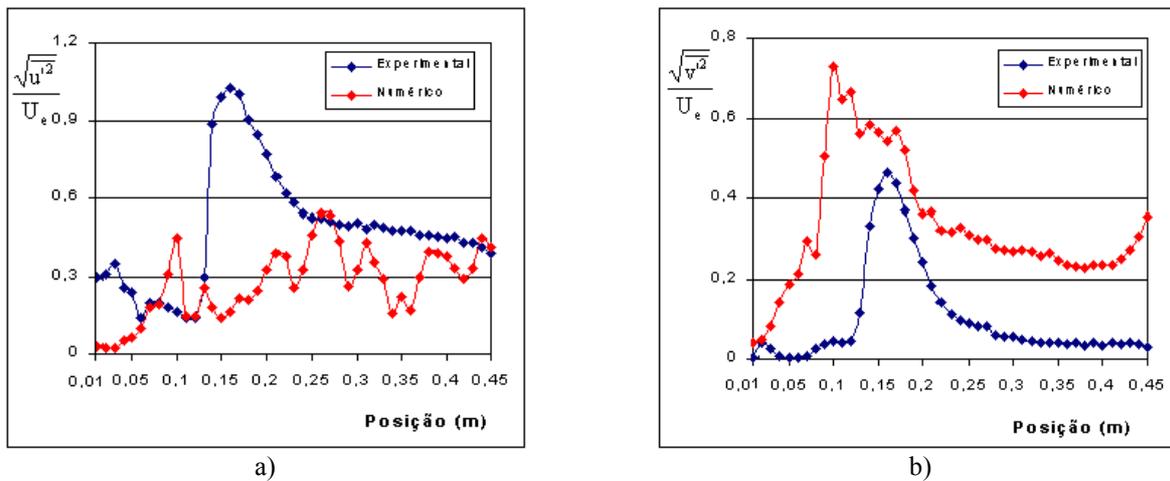


Figura 10. Valores RMS de flutuação de velocidade ao longo do banco, resultados experimentais e resultados numéricos da análise empregando simulação de grandes escalas, com o modelo de Smagorinsky. a) componente axial. b) componente vertical.

Para o levantamento, experimental, das pressões médias em uma das paredes laterais do túnel foram feitas tomadas de pressão estática, uniformemente distribuídas de modo a formar uma malha, totalizando 99 pontos de medição.

As figuras 11-a e 11-b, mostram o campo de pressão média na parede lateral do túnel, obtidos de forma experimental e numérica, respectivamente. Na obtenção dos dados numéricos de pressão estática, utilizou-se o modelo LES/Smagorinsky. Neste caso os campos de pressão numérico e experimental concordam relativamente bem, tanto do ponto de vista qualitativo quanto quantitativo, principalmente na região de entrada onde a disposição das isolinhas de pressão é muito semelhante. Na região de entrada, entre a primeira e a segunda placa defletora, o gradiente de pressão é perpendicular ao eixo dos tubos demonstrando o redirecionamento do escoamento por parte dos defletores, criando escoamentos cruzados que podem ocasionar fenômenos como desprendimento de vórtices, que pode se tornar uma importante fonte de perturbações dinâmicas.

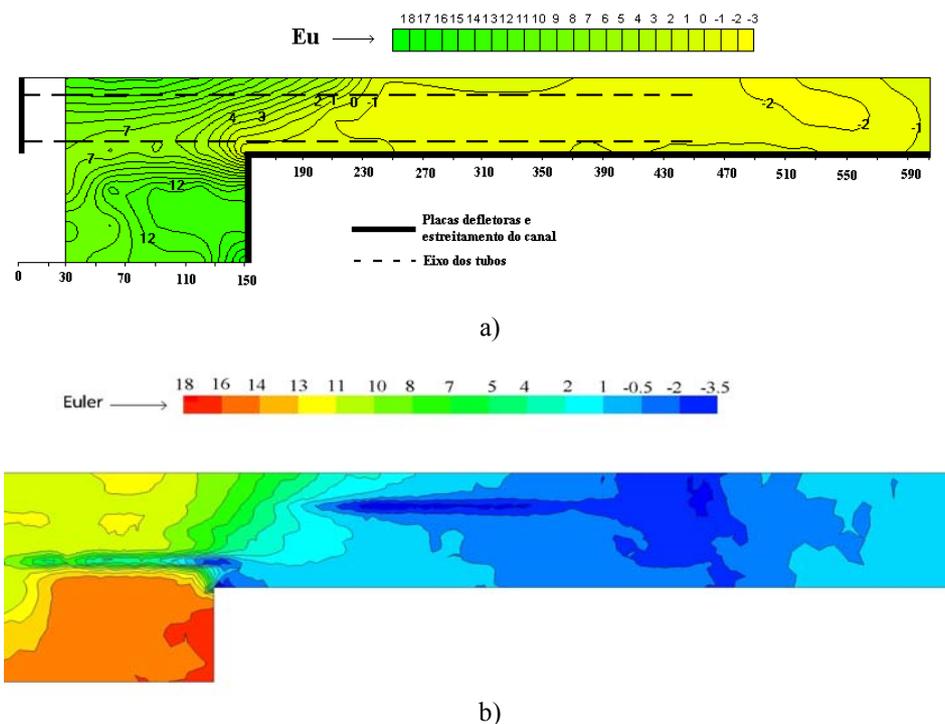


Figura 11. Campo de pressões médias. a) resultados experimentais. b) resultados numéricos empregando simulação de grandes escalas, com o modelo de Smagorinsky.

5. Conclusões

O propósito deste trabalho numérico/experimental é investigar o desenvolvimento e as características do escoamento ao longo de feixe de tubos, utilizando-se placas defletoras, bem como avaliar o emprego da análise numérica, através das Equações Médias de Reynolds e da Simulação de Grandes Escalas, como ferramentas de investigação deste escoamento.

Para a análise experimental empregou-se a anemometria de fio quente, enquanto as simulações numéricas foram desenvolvidas empregando um programa comercial, CFX 5.6. Foram desenvolvidas análises empregando a mesma malha para as Equações Médias de Reynolds com o modelo κ - ϵ e Simulações de Grandes Escalas com o modelo de Smagorinsky.

De forma geral ambos os métodos numéricos foram capazes de prever as baixas velocidades logo após o primeiro defletor, mostrando uma zona de recirculação que poderá afetar negativamente a transferência de calor nesta região, contribuindo para a análise do escoamento em estudo, tendo em vista que esta recirculação não é capturada nos experimentos realizados.

A modelagem através das equações médias de Reynolds com modelo κ - ϵ apresentou resultados menos coerentes com os dados experimentais, sendo a principal falha não reproduzir a retomada do escoamento na fenda "C", demonstrando uma zona de recirculação que se prolonga até o final dos tubos. Uma possível melhoria na simulação por médias de Reynolds, seria utilizar o modelo κ - ω , mais adequado ao estudo de problemas com recirculação. Contudo, tendo em vista que o objetivo do estudo é a análise de problemas onde o conhecimento de flutuações e picos de velocidade e pressão são importantes, esta modelagem não é a mais adequada, mas a comparação entre resultados e recursos necessários para a análise por Simulação de Grandes Escalas quando comparada a uma análise clássica é importante.

A simulação de grandes escalas apresentou resultados mais próximos dos dados experimentais, sem a suavização das curvas mostradas no método anterior, e predizendo com bastante sucesso os campos médios de velocidade ao longo do banco, com um custo computacional (tempo de processamento e memória requerida) viável. Entretanto as flutuações de velocidade obtidas não foram coerentes, não se aproximando aos dados experimentais.

Estudos atuais investigam formas de aprimorar os resultados da simulação de grandes escalas para este problema, principalmente para flutuações de velocidades. Uma alternativa consiste em avaliar novas simulações empregando o mesmo programa e modelo, aumentando a frequência de aquisição dos resultados (reduzindo o intervalo de tempo de integração), e investigando a ampliação do tempo de processamento (período utilizado para a análise estatística). A outra alternativa que está sendo pesquisada consiste em empregar um código de simulação de grandes escalas desenvolvido em FORTRAN, que emprega o Método de Elementos Finitos (Petry, 2002) com os modelos sub-malha de Smagorinsky e o Dinâmico, permitindo comparar resultados de flutuações com os diferentes modelos. A simulação do campo de pressões médias na parede lateral obteve uma razoável concordância com os dados experimentais, indicando

o efeito de escoamentos cruzados na região de entrada e demonstrando a capacidade do método na determinação dos dados de pressão.

Ao longo do canal, após o segundo defletor, os resultados experimentais e numéricos de velocidade confirmam que o escoamento não está desenvolvido, porém as regiões de forte recirculação já desapareceram.

A comparação entre os dados experimentais e numéricos confirma a dificuldade de se utilizar anemometria de fio quente em escoamentos com grandes zonas de recirculação, confirmando a importância da análise numérica como ferramenta a ser utilizada conjuntamente com anemometria de fio quente nesses tipos de escoamento. Estes resultados indicam também a necessidade de se aprimorar a técnica experimental utilizada para melhor avaliar este tipo de escoamento.

6. Agradecimentos

Ao Centro Nacional de Supercomputação (CESUP) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS).
Jhon N. V. Goulart agradece ao CNPq a concessão de uma bolsa de mestrado.

7. Referências

- Barcellos, C. R., Bartz, C. L., Endres, L. A. M. and Möller, S. V., 2003, "Velocity and Pressure Fluctuations on Inclined Tube Banks Submitted to Turbulent Flow", *Journal of the Brazilian Soc. Mech. Sciences*, v. XXV, pp.28-37 (in print).
- Cheng, Y., Lien, F. S., Sinclair, R., 2003, A comparison of Large Eddy Simulations with standard k- ϵ Reynolds-Averaged Navier-Stokes model for prediction of fully developed turbulent flow over a matrix of cubes. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 91, 1301-1328.
- CFX Manual, Ansys Inc., 2003
- Demartini, L. C., 2001, "Análise Numérica e Experimental do Escoamento Turbulento através de um Duto com Placas Defletoras", M. Eng. Dissertação, PROMEC – Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
- Findikakis, A.N.; Street, R.L., 1982. "Mathematical Description of Turbulent Flows", **Journal of Hydraulics Division**, ASCE, V108, No.HY8, paper 17265, p887-903.
- Goulart, J. N. V., 2004. Estudo Experimental dos Campos de Pressão e Velocidade em Bancos de tubos com a Utilização de Defletores. Dissertação de Mestrado, Porto Alegre. PROMEC/UFRGS, Brasil.
- Goulart, J. N. V., Olinto, C. R., Möller, S. V., 2003, Experimental Analysis of the Turbulent Flow Inside a Tube Bank with Baffle Plates. In: COBEM 17, Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering , São Paulo. 2003
- Li, H., Kottke, V., 1998. Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement. **J. Heat Mass Transfer**, v. 41, pp, 1303-1311.
- Möller, S. V., 1991. On Phenomena of Turbulent Flow Through Rod Bundles. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 4, n.1, pp. 25-35.
- Möller, S. V., Endres, L. A. M., Escobar, G., 1999. Wall pressure field in a tube bank after a baffle plate. In: **International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology**, Transactions. Seoul: 15th., SmiRT, v. 7, pp. 265-272
- Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Pub, 1980;
- Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., Fischer, N. J., Yetisir, M., Smith, B. A. W., 1997. Flow-induced vibration: recent findings and open question. In: **International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology**, Transaction. Lyon: 14th., SMiRT, v. 0, pp. 19-48.
- Petry, A.P., 2002. "Numerical Analysis of Tree-Dimensional Turbulent Flows Using the Finite Element Method and Large Eddy Simulation"(in Portuguese), DSc. Thesis. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, Brazil.
- Wiemer, P., 1937. **Untersuchung über den Zugwiderstand Von Wasserrohrkesseln**, Dissertation, RWTH – Aachen.
- Yeung, H. C., Weaver, D. S., 1983. The effect of approach flow direction on the flow-induced vibrations of a triangular tube array. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design**, v. 105, pp. 76-82.

Turbulent Flow in Tube Banks: Numerical and Experimental Analysis

J. N. V. Goulart
PROMEC - Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Rua Sarmento Leite, 425
90050-170 - Porto Alegre, RS, BRAZIL
jhongoulart@yahoo.com.br

J. A. Aguirre Oliveira Jr.
PROMEC - Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Rua Sarmento Leite, 425
90050-170 - Porto Alegre, RS, BRAZIL
joao.aguirre@pop.com.br

A. P. Petry
PROMEC - Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Rua Sarmento Leite, 425
90050-170 - Porto Alegre, RS, BRAZIL
adrianep@mecanica.ufrgs.br

S. V. Möller
PROMEC - Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Rua Sarmento Leite, 425
90050-170 - Porto Alegre, RS, BRAZIL
svmoller@vortex.ufrgs.br

Abstract. The propose of this paper is to investigate the development and the features of the flow inside a simulated tube bank, using experimental and numerical techniques. The bank has a square arrangement and pitch to diameter ratio of 1.26, being the tubes 450 mm long. Two baffle plates are used to direct the flow inside the bank criating na asymmetrical entrance. The Reynolds number calculated with the diameter of the tube and the entrance velocity is 3.32×10^4 . The mean velocities distribution were obtained using hot wire anemometry and the numerical analysis was done using CFX© software version 5.6. The numerical simulations were based in Large Eddy Simulations – LES, with Smagorinsky model and Reynolds Averaged Navier-Stokes Equation – RANS, with a $k-\epsilon$ model. The mean pressure field on the side wall also was simulated, comparison of numerical and experimental results show good agreement.

Keywords: tube banks, baffle plates, experimental turbulent flow, large eddy simulation, Reynolds averaged Navier-Stokes Equation.