

APLICAÇÃO DA CFD NA ANÁLISE DO EFEITO DA GEOMETRIA EM UM AMORTECEDOR TÉRMICO

Ronaldo Horácio Cumplido Neto, ronaldo.neto@ufv.br¹

Julio César Costa Campos, julio.campos@ufv.br¹

Álvaro Messias Bigonha Tibiriçá, alvaro.tibirica@ufv.br¹

¹Universidade Federal de Viçosa – Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica
Avenida Peter Henry Rolfs, s/n; Campus Universitário; 36570-000, Viçosa – MG

Resumo: O rigor matemático existente hoje na Mecânica dos Fluidos só começou a ser difundido com o advento das Equações de Navier-Stokes, à partir do século XIX. Estas equações, somadas com as de continuidade e energia, descrevem matematicamente os fenômenos de conservação de escoamentos. Porém, as Equações de Navier-Stokes são Equações Diferenciais Parciais (EDP's), e apresentam elevado grau de complexidade, sendo que raramente é possível resolvê-las analiticamente. Em consequência disso, na Engenharia, se faz uso de técnicas e ensaios experimentais em laboratórios. Por outro lado, estas exigem tempo e custos que podem tornar esta opção inviável. Com a ascensão da computação digital, algumas técnicas auxiliares e mais práticas surgiram, principalmente com o desenvolvimento da CFD (Computational Fluids Dynamics). Esta área da computação científica utiliza métodos de soluções numéricas para simular um escoamento de fluido. Mas, como as equações governantes (EDP's) possuem domínios contínuos, é preciso discretizá-los, ou seja, separá-los em pontos discretos. Para o conjunto destes, dá-se o nome de malha, e o tipo e grau de refinamento da malha são de extrema relevância para alcançar bons resultados. É possível assim, formar um conjunto de equações que podem ser resolvidas por sistemas lineares, em função de condições iniciais e de contorno impostas. Neste trabalho, utilizando técnicas computacionais da CFD, foi possível estudar o escoamento interno em um Amortecedor Térmico cilíndrico e o efeito de sua geometria no escoamento. Além disso, utilizando o software Ansys CFX 11.0, foi possível determinar os tipos de malha mais adequados e as distribuições de temperatura e linhas de corrente no dispositivo.

Palavras-chave: Mecânica dos Fluidos, Transferência de Calor, CFD, Amortecedor Térmico.

1. INTRODUÇÃO

Geometricamente, um Amortecedor Térmico possui um bojo cilíndrico ou retangular, que armazena uma massa de fluido que desempenhará a função de amortecer flutuações de temperatura em uma instalação térmica. Esse protótipo foi construído por Campos (2000) e seu escoamento foi simulado através de um código computacional em FORTRAN, mas sem levar em consideração o efeito da geometria sob o amortecimento destas flutuações.

A utilização desse dispositivo provoca o amortecimento das variações de temperatura devido ao efeito da mistura da massa que entra no cilindro com a massa já existente no mesmo, causada pelas recirculações do escoamento. Nestas regiões, resultam grandes gradientes de velocidade, e conseqüentemente, uma alta intensidade turbulenta.

De acordo com Campos (2000), o processo físico no interior do amortecedor é caracterizado por um jato em expansão livre. As bordas do jato, que se desenvolvem da entrada até aproximadamente o centro do capacitor, apresentam *vórtices pares*. Após a região central, o escoamento divide-se em duas partes: uma zona envolvendo a linha do centro do amortecedor, cujo escoamento contrai-se gradualmente até a saída do fluido; e uma zona secundária, situada próxima da parede, onde ocorre uma recirculação do fluido que realimenta o processo de mistura ao longo do corpo do jato livre.

Para o estudo do efeito da geometria no Amortecedor Térmico, e em problemas reais de engenharia de modo geral, é preciso calcular várias variáveis, sendo necessárias muitas equações para o fechamento matemático do problema.

Devido à isso, as técnicas da CFD têm sido amplamente utilizadas no estudo de escoamentos de fluidos, pois englobam desde a discretização das equações diferenciais que descrevem os princípios físicos envolvidos até a solução dos sistemas lineares. A CFD é usada em projetos que envolvem a Mecânica dos Fluidos, principalmente, na solução das equações diferenciais de Navier-Stokes.

Assim, é possível notar esquemas convectivos e simulações de grandes escalas na análise de escoamentos turbulentos em canais ou dutos.

Neste artigo, o principal objetivo, além de obter resultados realísticos (coerentes) e convergentes, é a análise da influência da geometria em um amortecedor térmico no escoamento interno do dispositivo. As características do escoamento no interior do amortecedor foram determinadas numericamente utilizando o software ANSYS CFX 11.0.

2. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA E MÉTODO NUMÉRICO

Para a formulação matemática do problema, as equações governantes correspondentes foram descritas em coordenadas cartesianas tridimensionais e consideraram-se as seguintes hipóteses: fluido newtoniano, escoamento turbulento, incompressível e em regime transiente com propriedades constantes. Adicionalmente, utilizou-se a *Hipótese de Boussinesq* para descrever o termo de empuxo.

A fim de generalizar a solução do problema em estudo, as equações de conservação foram adimensionalizadas, utilizando-se grupos adimensionais, como, por exemplo, os números de Reynolds e Grashof, possibilitando verificar as relações entre os efeitos inerciais e viscosos, e a relação entre os efeitos de convecção forçada e convecção livre.

As equações da continuidade, quantidade de movimento e da energia relacionadas ao escoamento estudado, são descritas, respectivamente, pelas Eq. (1), Eq. (2) e Eq. (3),

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \vec{v} = \nabla \cdot T_{ij} + \vec{M} \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \vec{\nabla} T = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} \quad (3)$$

onde \vec{M} é o vetor do termo fonte, T_{ij} é o tensor tensão, T é a temperatura, \vec{q} é o vetor fluxo de calor e t o tempo. Esta forma matemática foi utilizada, pois a mesma expressa as equações de conservação em vários sistemas de coordenadas, em função do operador $\vec{\nabla}$ (*nabla*). Devido à complexidade matemática das equações governantes e do tipo de escoamento do dispositivo, estas foram resolvidas numericamente através do software utilizado.

O método numérico implementado para discretização das equações de conservação foi o Método dos Volumes Finitos (MVF), utilizando o princípio da malha deslocada proposto por Patankar (1980). Neste método, as grandezas escalares, como temperatura e pressão, são calculadas no centro do volume de controle, enquanto que as grandezas vetoriais, como velocidade e momento, são determinadas nas faces dos volumes. Pode-se afirmar que o MVF relaciona-se com o conceito de fluxo entre volumes adjacentes (Fortuna, 2000) e, devido à isso, este método proporciona escrever as equações discretas de forma que a interpretação física possa ser feita diretamente. Maliska (2004), ainda afirma que o MVF torna-se interessante nos algoritmos da CFD, pois o mesmo obtém as equações aproximadas satisfazendo a conservação das propriedades do fluido em nível de volumes elementares. Utilizou-se o esquema *Upwind* na discretização espacial dos termos convectivos, que aproxima a equação por um lado apenas dos pontos da malha.

O procedimento de solução foi iterativo no tempo, isto é, com as condições iniciais e limites, determina-se os campos de pressão e, em seguida, de velocidade. Com os novos valores, calcula-se o campo de temperatura. Após este processo, incrementa-se o tempo, calculando novamente as variáveis para o novo instante. Este procedimento é executado até que as soluções permanentes sejam atingidas. A evolução no tempo das equações foi obtida através da integração explícita.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1. Condições iniciais e de contorno

O escoamento é delimitado pela geometria do dispositivo, mostrada na Fig. (1), contendo as dimensões (em milímetros) do amortecedor, e um diâmetro de entrada genérico D .

Porém, é preciso discretizar o domínio em pontos, originando a malha onde as equações serão aproximadas. Um estudo foi realizado, comparando malhas hexadominantes e tetraédricas com o mesmo grau de refinamento, a fim de obter a que proporcionasse resultados mais realísticos, em função do escoamento interno do dispositivo descrito por Campos (2000).

De acordo com Maliska (2004), primeiramente a aproximação numérica deve ser consistente, ou seja, os erros de truncamento devem tender a zero quando a malha tender a um número infinito de pontos. Outra característica é que o

método seja estável, ou seja, a solução numérica é, realmente, a solução das equações aproximadas. Assim, um método numérico só será convergente se, e somente se, o mesmo for consistente e estável.

A malha do tipo hexadominante, representada na Fig. (2), além de proporcionar soluções consistentes e estáveis, apresentou resultados mais coerentes em relação aos fenômenos físicos esperados do mecanismo (Campos, 2000) . A malha utilizada é composta por 24153 nós e 27068 elementos, com tamanhos médios de 5,0 mm. O grau de refinamento obtido foi suficiente para a obtenção de resultados coerentes.

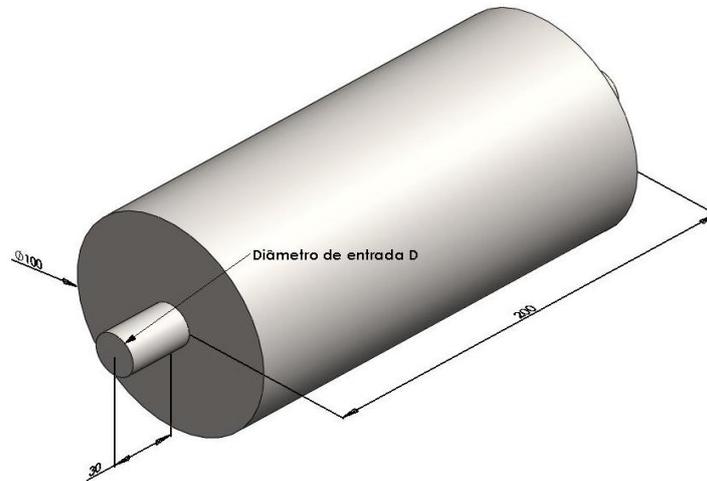


Figura 1. Geometria do amortecedor com as respectivas dimensões.

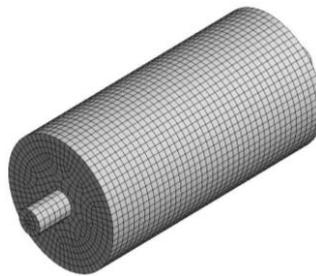


Figura 2. Malha hexadominante obtida pela discretização do domínio de cálculo.

A Fig. (3) mostra a distribuição de temperatura e linhas de corrente em um plano central do amortecedor obtido pela malha do tipo tetraédrica. Nota-se que o perfil de temperatura não apresenta a distribuição esperada, assim como as linhas de corrente, comparando com o comportamento do escoamento anteriormente descrito.

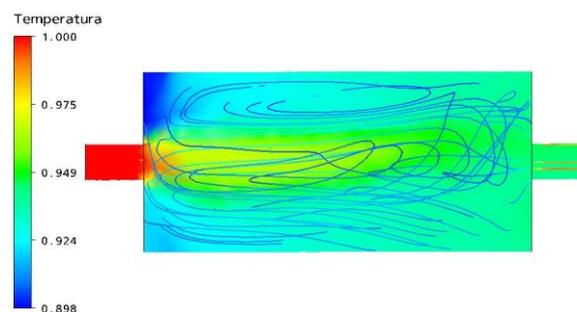


Figura 3. Linhas de corrente e distribuição adimensional da temperatura.

Considerando estes aspectos e, à partir do estudo de convergência das malhas anteriormente descrito, foi possível utilizar o software ANSYS CFX 11.0 para simular e obter resultados coerentes do escoamento interno de dois Amortecedores Térmicos, com diâmetros de entrada (D) diferentes, sendo: $D_1 = 20,00\text{mm}$ e $D_2 = 40,00\text{mm}$. Coelho (2009) apresenta um estudo do software utilizado em relação a problemas de advecção-difusão em regime transiente, confirmando a validade do mesmo.

As condições de contorno estabelecidas foram: jato de ar aquecido com uma temperatura adimensional na entrada do amortecedor igual a 1,000; massa inicial de ar (armazenada pelo bojo do amortecedor) com temperatura adimensional de 0,250; escoamento sem troca de calor com o meio (adiabático); paredes totalmente lisas; efeitos do campo gravitacional não-desprezíveis e pressão externa constante de 1,0 atm. As condições iniciais foram fixadas como sendo iguais a zero em todo o amortecedor. Estas condições iniciais, associadas com as condições de contorno especificadas, conduzem a uma situação que possibilita observar o comportamento transiente do problema, até que seja estabelecida uma distribuição espacial permanente das variáveis ao longo do dispositivo. Além disso, os cálculos do regime transiente do problema permitem analisar a influência do efeito de empuxo (definido pela *Hipótese de Boussinesq*) sobre o escoamento e o comportamento do método numérico associado ao código computacional, em relação à propagação dos efeitos da difusão numérica e à estabilidade do cálculo ao longo do tempo.

Para analisar os efeitos citados, os Números de Reynolds utilizados foram: 2200, 4500 e 10000. De fato, considera-se que, para $Re < 2000$, o escoamento em tubos é totalmente laminar. Para $Re > 2500$, o escoamento começa a entrar em regime turbulento (Fox, 2006).

3.2. Distribuições de temperatura e velocidade no escoamento

As Figuras (4) e (5), que se seguem, representam a evolução do comportamento em função do tempo das distribuições de temperatura e linhas de corrente para os números de Reynolds citados, em um plano central do amortecedor.

Na Figura (4), correspondente a $t = 0.40$ s e Reynolds de 2200, observa-se que a distribuição de temperatura apresenta uma forma assimétrica devido ao efeito de empuxo, descrito pelo termo $4Gr/Re^2$, onde Gr é o Número de Grashof. O fluido mais quente tende a ocupar a parte superior do amortecedor, e o fluido menos quente a parte inferior. Esta constatação é mais evidente na Fig. (4b), o que constata a influência desta geometria na evolução do escoamento no interior do mecanismo. Outro fato importante é que na Fig. (4b) a evolução do escoamento é mais lenta comparada com a Fig. (4a), para o mesmo tempo dimensional. Percebe-se que, neste tempo, para o dispositivo com diâmetro de entrada de 20,00mm, o efeito de amortecimento é mais rápido.

Na Figura (5), o efeito de aquecimento é mais evidente ao se comparar com a Fig. (4). Na realidade, isto ocorre devido ao tempo decorrido do escoamento ser maior. Percebe, nesta figura, uma evolução do escoamento, onde o efeito difusivo predomina sobre o efeito convectivo causado pelas flutuações turbulentas. Além disso, verifica-se na Fig. (5a) um amortecimento maior ao ser comparado com a Fig. (5b). Quantitativamente, este amortecimento seria de, aproximadamente, 9% para $D=20$ mm e 5% para $D=40$ mm, o que constata a influência da geometria no amortecimento da temperatura.

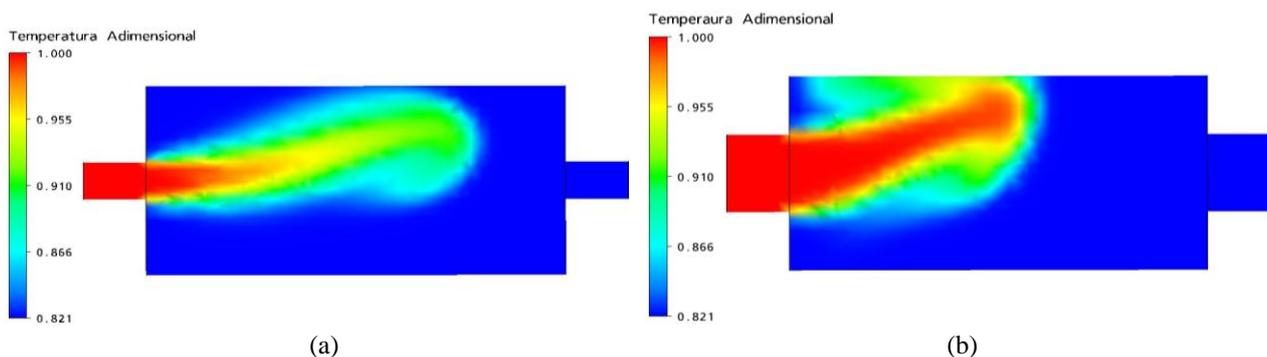


Figura 4. Distribuições de temperatura para $Re = 2200$ e $t = 0,40$ s: (a) $D=20$ mm e (b) 40 mm.

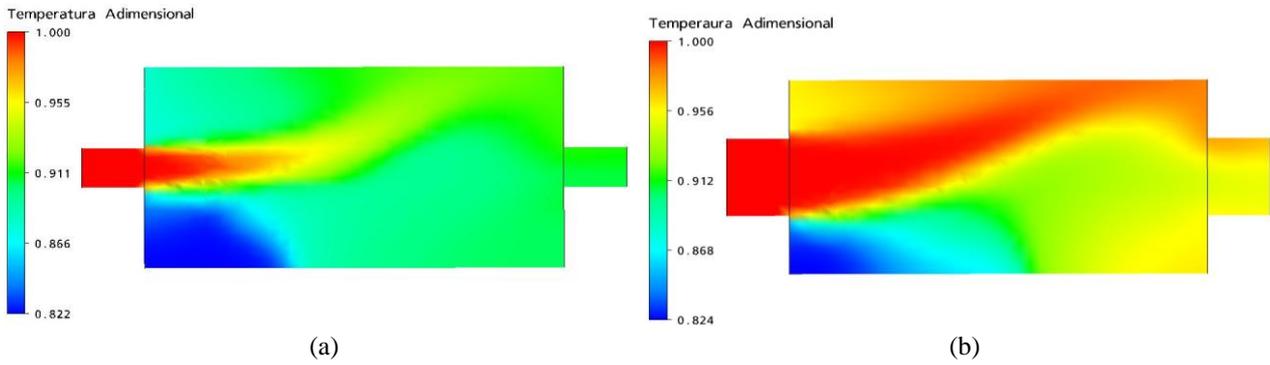


Figura 5. Distribuições de temperatura para $Re = 2200$ e $t = 3,0s$: (a) $D=20$ mm e (b) 40 mm.

As Figuras (6) e (7) representam a evolução no tempo do comportamento da distribuição de temperatura, para um escoamento com número de Reynolds igual a 4500.

Percebe-se que, de forma similar aos resultados obtidos para $Re = 2200$, a distribuição de temperatura apresenta uma forma assimétrica devido ao efeito de empuxo. Entretanto, observa-se que este efeito de movimentação do fluido torna-se menos intenso. Este fato é justificado novamente pelo termo $4Gr/Re^2$, onde, ao aumentar o número de Reynolds do escoamento, o efeito de convecção forçada passa a predominar sobre o efeito de convecção livre.

Verifica-se na Fig. (6a) um amortecimento da temperatura análogo, onde o tempo de escoamento é de 0,20s. Quantitativamente, o amortecimento das duas geometrias seria de 7%, o que constata o efeito do Número de Reynolds no escoamento.

Verifica-se na Fig. (7) que o perfil de temperatura evolui mais rapidamente se comparado com Reynolds igual a 2200, atingindo um regime espacialmente mais rápido. Isto fica mais evidenciado quando se compara a Fig. (7a) com a Fig. (5a), caracterizando a influência do número de Reynolds no escoamento.

Quantificando o grau de amortecimento, temos que, para $D=20$ mm este corresponde a 10% e, para $D=40$ mm, é igual a 4%.

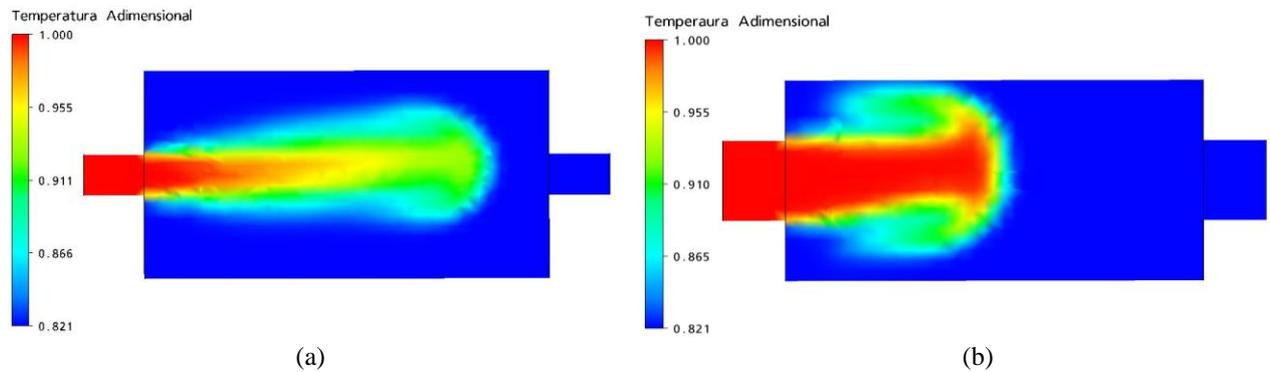


Figura 6. Distribuição de temperatura para $Re = 4500$ e $t = 0,20s$: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm.

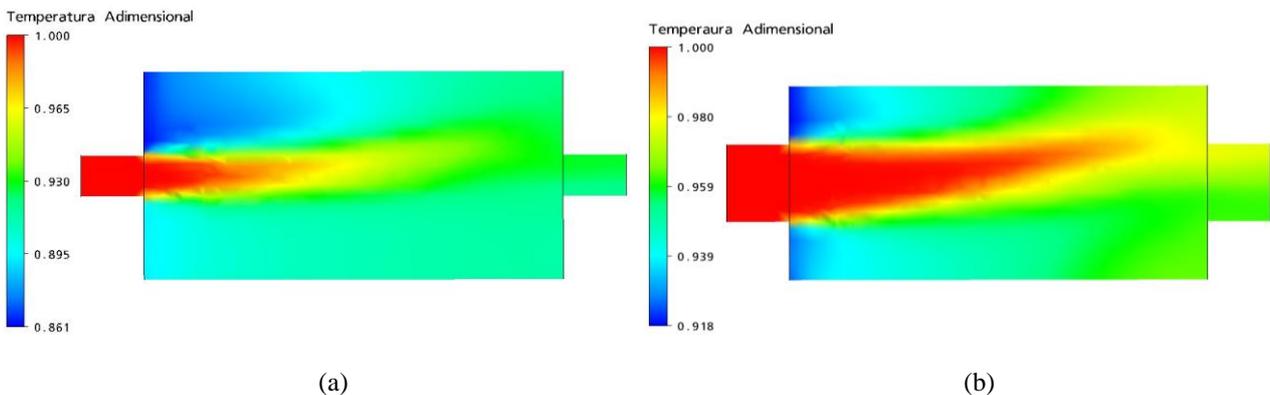


Figura 7. Distribuição de temperatura para $Re = 4500$ e $t = 2,00s$: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm.

As Figuras (8) e (9) mostram a evolução no tempo do comportamento da distribuição de temperatura, para um escoamento com número de Reynolds igual a 10000.

As observações evidenciadas nestas figuras são totalmente similares àquelas caracterizadas pelos resultados anteriores.

A diferença se reside no fato de que, à medida que se aumenta o número de Reynolds, o efeito da convecção livre torna-se desprezível, além de que é observada uma evolução mais rápida do escoamento. Isto significa uma simetria de distribuição de temperatura ao longo do amortecedor térmico.

Pelo estudo feito até agora, é notável que, para Reynolds maiores, o efeito de amortecimento causado pela geometria do amortecedor é menos relevante que para Reynolds menores.

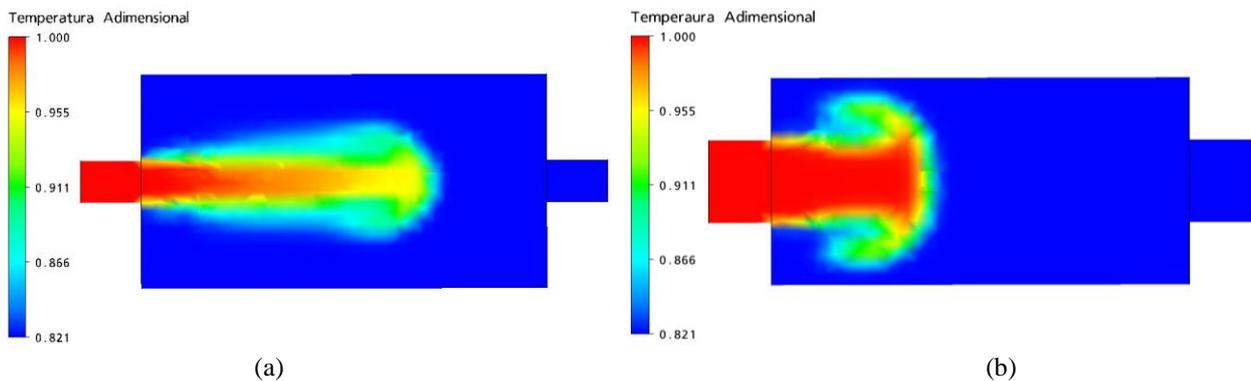


Figura 8. Distribuição de temperatura para $Re = 10000$ e $t = 0,065s$: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm.

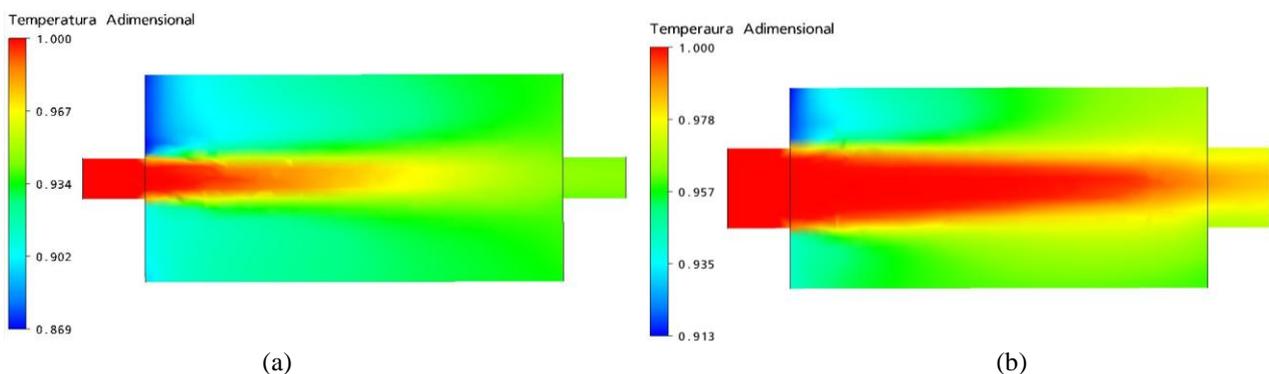


Figura 9. Distribuição de temperatura para $Re = 10000$ e $t = 1,25s$: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm..

As Figuras (10) e (11) mostram as linhas de corrente do escoamento para $Re=2200$ para os tempos $t = 0.40$ s e $t = 3,00$ s, respectivamente.

A Figura (10) mostra que a estrutura simétrica do escoamento evolui para uma estrutura *bicelular* assimétrica. Este mudança na estrutura do escoamento é provocada pelo efeito de estratificação devido à convecção livre. Nota-se a semelhança entre as linhas de corrente e distribuição de temperatura da Fig. (4). Assim como descrito anteriormente, neste estágio do escoamento, a distribuição de temperatura apresenta uma forma assimétrica devido ao efeito de empuxo. A partir deste momento, passa existir, para este número de Reynolds ($Re=2200$), uma forte interação entre o campo de velocidade e o campo de temperatura. A célula de recirculação contida na parte superior do amortecedor torna-se assimétrica e concentra-se no canto superior esquerdo. Entretanto, a célula de recirculação do fluido contida na parte inferior expande-se e chega a penetrar na zona de entrada do amortecedor até a saída do mesmo. Esta pequena região de recirculação do fluido, confinada na entrada do dispositivo, é denominada de *região de instabilidade*. Ela exerce uma forte influência sobre os vetores de velocidade do escoamento, e constitui-se em uma fonte de geração de vórtices que se deslocam no espaço, aumentando significativamente em amplitude. Estes vórtices são convectivamente instáveis.

A Figura (11) mostra com clareza esta estrutura de escoamento. A mesma, correspondente a um tempo $t=3,00s$, quando os campos de temperaturas já atingiram uma configuração quase permanente, mostra que a *região de instabilidade* gera, com frequência constante, vórtices que se propagam no espaço.

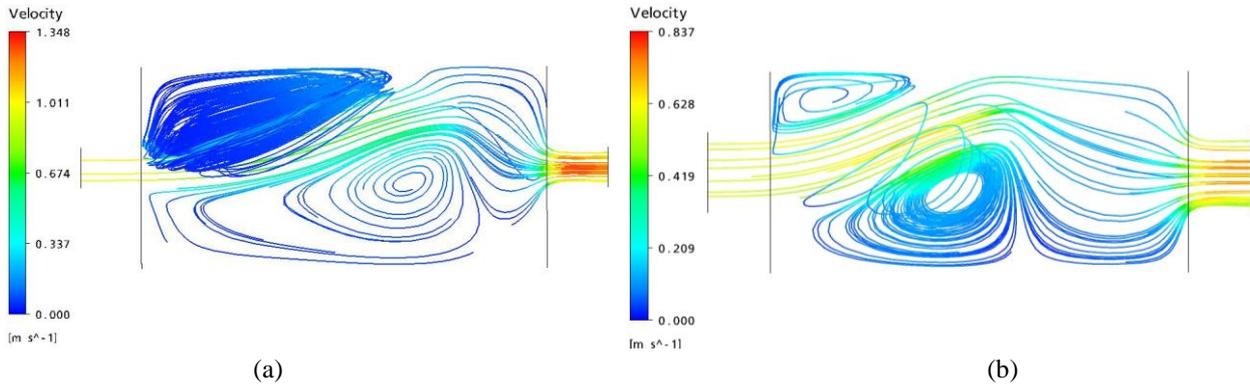


Figura 10. Linhas de corrente para $Re = 2200$ e $t = 0,40s$: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm.

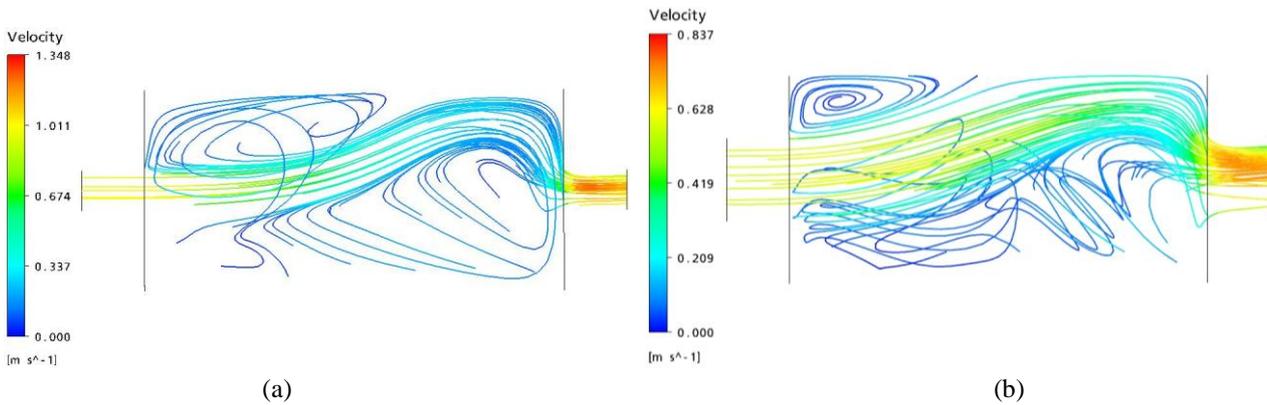


Figura 11. Linhas de corrente para $Re = 2200$ e $t = 3,00s$: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm.

As Figuras (12) e (13) mostram as linhas de corrente desenvolvidas pelo escoamento para $Re=4500$, para os tempos $t = 0.20s$ e $t = 2.00s$, respectivamente. Estas figuras mostram que o comportamento do escoamento é similar à estrutura do escoamento apresentada para $Re=2200$. Logicamente, os efeitos de empuxo para $Re=4500$ são menos intensos que para $Re=2200$, tendo em vista que, como explicado anteriormente, o aumento do número de Reynolds provoca o aumento do efeito da convecção forçada em relação à convecção livre. Devido a este fato, a interação entre os campos de velocidade e de temperatura diminui. Para $Re=4500$, a região de instabilidade não se concentra mais na entrada do amortecedor, mas em torno das células principais existentes nas partes superiores e inferiores do bojo cilíndrico.

À medida que o número de Reynolds aumenta, o efeito da convecção forçada se intensifica e passa a predominar em relação à convecção livre. Este fato pode ser observado através das Fig. (14) e (15), que mostram as linhas de corrente desenvolvidas pelo escoamento para $Re=10000$, para os tempos $t = 0,065s$ e $t = 1,25s$, respectivamente. Observa-se que a estrutura do escoamento é quase simétrica e com duas células de recirculação confinadas na parte superior e inferior (estrutura bicelular).

As Figuras (14) e (15) mostram que o comportamento do escoamento é similar à estrutura do escoamento apresentada para $Re=4500$. Logicamente, os efeitos de empuxo para $Re=10000$ são menos intensos que para $Re=4500$. Devido a este fato a interação entre os campos de velocidade e de temperatura diminui.

Para $Re=10000$ a região de instabilidade não se concentra mais na entrada do Amortecedor, mas em torno das células principais existentes nas partes superiores e inferiores do bojo cilíndrico.

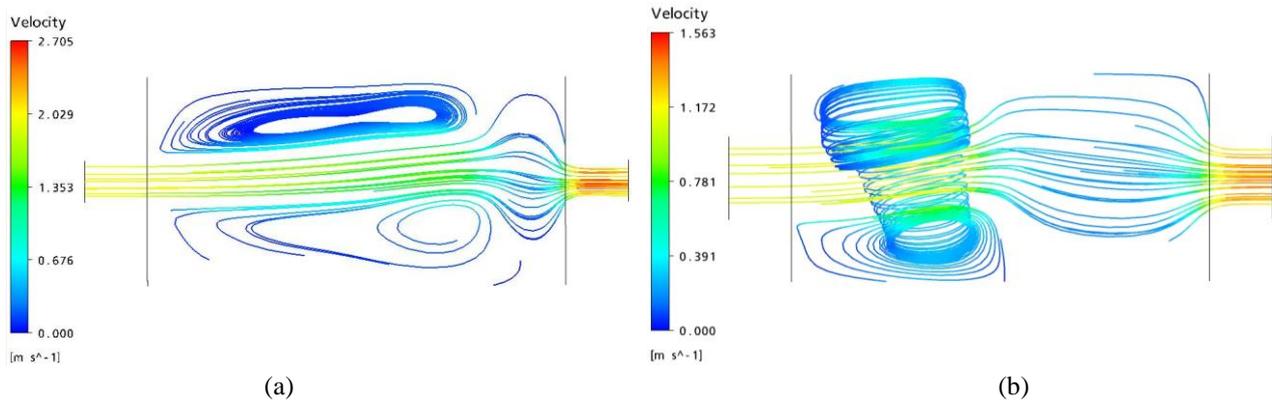


Figura 12. Linhas de corrente para $Re = 4500$ e $t = 0,20$ s: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm.

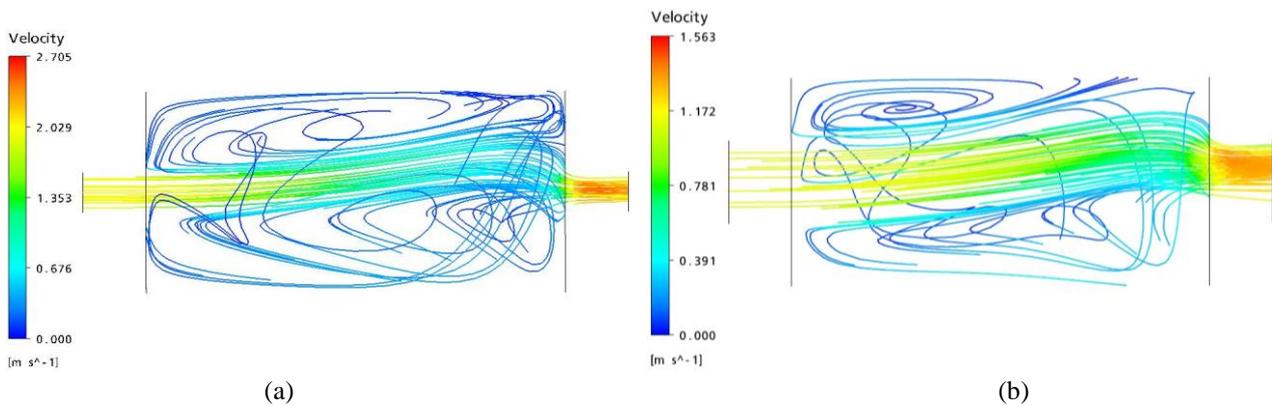


Figura 13. Linhas de corrente para $Re = 4500$ e $t = 2,00$ s: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm.

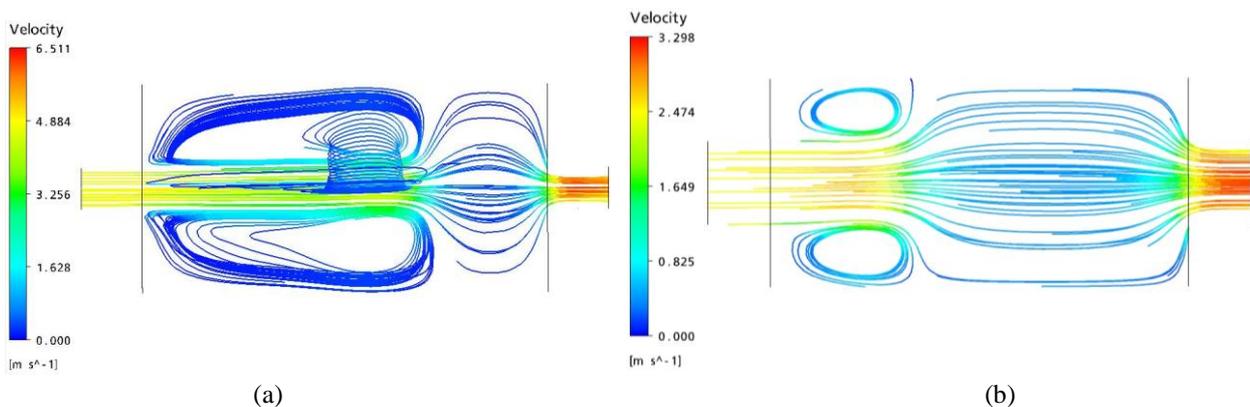


Figura 14. Linhas de corrente para $Re = 10000$ e $t = 0,065$ s: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm.

Pelo estudo dos resultados obtidos para as duas geometrias, nota-se que as configurações de distribuição de temperatura e linhas de corrente são coerentes com os fenômenos físicos anteriormente descritos envolvendo o escoamento interno do amortecedor.

Nas análises para a distribuição do vetor velocidade para as duas geometrias consideradas, verificaram-se semelhanças do ponto de vista físico. Em ambas as geometrias têm-se a formação de vórtices, assim como regiões de instabilidades, mesmo sendo de intensidades diferentes. O fato marcante foi a influência do número de Reynolds na análise do escoamento no interior do amortecedor.

Ficou evidente, também, a presença do empuxo para pequenos números de Reynolds, caracterizado pela formação de um vórtice na parte superior do canto esquerdo do amortecedor, o que gerou uma região de instabilidade.

Para Reynolds maiores, o escoamento se mostrou mais simétrico ao longo do corpo do amortecedor, apresentando duas regiões de recirculação turbulenta nas partes inferior e superior.

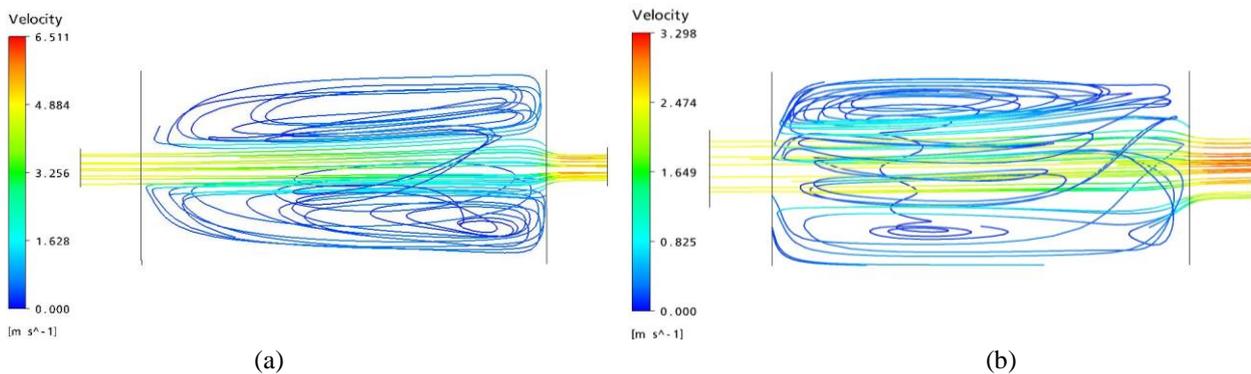


Figura 15. Linhas de corrente para $Re = 10000$ e $t = 1,25s$: (a) $D=20$ mm e (b) $D=40$ mm.

4. CONCLUSÕES

Neste estudo simulou-se o escoamento no interior de um Amortecedor Térmico utilizando o software ANSYS CFX 11.0. O método numérico utilizado foi o Método dos Volumes Finitos (MVF) com malhas de pressão e temperatura deslocadas. No modelo físico utilizado, considerou-se as seguintes hipóteses simplificativas: escoamento incompressível, transiente, com propriedades físicas constantes e a utilização da *Hipótese de Boussinesq* para representar os termos de empuxo.

Os resultados obtidos pelas simulações numéricas se mostraram coerentes em relação ao esperado para o escoamento interno do dispositivo, descrito por Campos (2000). As distribuições de temperatura e linhas de velocidade obtidas assemelham-se aos fenômenos envolvendo um jato em expansão livre, onde o escoamento apresenta regiões de grandes recirculações, localizadas nas bordas do dispositivo, e um escoamento mais central e gradativo. Isso evidencia a coerência dos resultados.

Os cálculos numéricos realizados através do software ANSYS CFX 11.0 tiveram o intuito de analisar o comportamento do escoamento através do amortecedor térmico, levando em consideração as suas características geométricas e parâmetros de controle, tais como: número de Reynolds e número de Grashof.

O estudo da simulação numérica, que explorou a influência do número de Reynolds na estrutura do escoamento, mostrou resultados que são bastante consistentes com as características físicas do mesmo, cujos efeitos da convecção livre e forçada atuam conjuntamente, sendo que as predominâncias destes efeitos dependem do valor do número de Reynolds estabelecido. Para $Re=4500$ e $Re=10000$ os resultados mostraram uma forte influência da convecção livre, cuja característica do escoamento foi marcada pela presença de vórtices gerados em certas zonas de instabilidades. Este comportamento do escoamento com relação ao número de Reynolds é fisicamente consistente e já era esperado.

Com relação à análise da geometria, considerando $D=20$ mm e $D=40$ mm, verificou-se que, para $D=20$ mm, há um escoamento mais homogêneo no interior do Amortecedor. Em ambas as situações ocorreram o amortecimento das flutuações de temperatura, embora o efeito de amortecimento para $D=20$ mm seja maior. De fato, para $D=40$ mm, notou-se maiores regiões de instabilidade.

Outra conclusão importante é o fato de que, para diâmetros de entrada menores e baixos números de Reynolds, o amortecimento ocorre de forma mais eficaz, conforme enfatizado na análise de resultados.

Finalmente, observou-se que o amortecedor térmico, com as dimensões estabelecidas para este estudo, amorteceu as flutuações de temperatura introduzidas na entrada do dispositivo, caracterizando-se como um dispositivo eficiente e coerente com sua definição e objetivo.

5. AGRADECIMENTOS

- Programa Institucional de Bolsas de Iniciação Científica - PROBIC/FAPEMIG/UFV
- Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica - DEP/UFV

6. REFERÊNCIAS

CAMPOS, J. C. C (2000). “Análise Teórica e Experimental de um Capacitor Térmico”. Tese de mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

COELHO, Marcelo Pereira (2009). “Simulação do Processo de Resfriamento de Grãos usando a Mecânica dos Fluidos Computacional”. Dissertação de pós-graduação em Engenharia Agrícola. Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 61p.

FORTUNA, A. O (2000). “Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos”. Edusp, SP.

FOX, R. W; MCDONALD, A. L e PRITCHARD, P. J (2006). “Introdução à Mecânica dos Fluidos”. 6ed. LTC Editora, Rio de Janeiro.

MALISKA, C. R (2004). “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional”. São Paulo: LTC Editora.

PATANKAR, S. V (1980). “Numerical Heat Transfer and Fluid Flows”. Nova York, Hemisphere Publishing Co.

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluídos no seu trabalho.

A CFD APPLICATION FOR THE ANALYSIS OF THE GEOMETRY EFFECT IN A THERMAL BUFFER.

Ronaldo Horácio Cumplido Neto, ronaldo.neto@ufv.br¹

Julio César Costa Campos, julio.campos@ufv.br¹

Álvaro Messias Bigonha Tibiriçá, alvaro.tibirica@ufv.br¹

¹Universidade Federal de Viçosa – Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica
Avenida Peter Henry Rolfs, s/n; Campus Universitário; 36570-000, Viçosa – MG

Abstract: *The mathematical rigour in use today in fluid mechanics only began its diffusion with the advent of the Navier-Stokes Equations, in the early 19th century. These equations, along with the continuity and energy ones, describe mathematically the phenomena of flow conservation. However, the Navier-Stokes Equations are partial differential equations (PDE's), and impose a high level of complexity, being rarely possible to be solved analytically. As a consequence of that, in the Engineering Field, experimental trials and other techniques are often used. Although experimental methods are often adopted, time and cost can make this option impractical. With the ascension of digital computing, more practical auxiliary techniques have come into existence, primarily with the development of CFD (Computational Fluid Dynamics). This scientific computing Field uses numerical methods to simulate fluid flow. Since its governing equations (PDE's) are based on continuous domains it is necessary to transfer them to a discrete domain counterpart. The discrete domain group is called mesh and its refinement level and type are of high relevance when searching for consistent results. By using this technique it is possible to obtain a group of equations that can be solved linearly, in regards to initial and boundary conditions. In this work, with the use of CFD techniques, it was possible to study the internal flow in a cylindrical thermal damper and how its geometry affected the flow. Yet, with the use of computation fluid simulation software it was possible to determine the most adequate meshes, the temperature distribution and streamlines in the device.*

Keywords: *Fluids Mechanics , Heat Transfer, CFD, Geometry, Thermal Buffer.*