



AVALIAÇÃO DA CAPACIDADE DE TRÊS MODELOS DE TURBULÊNCIA EM PREDIZER O ESCOAMENTO AO REDOR DE UM CILINDRO NO INTERIOR DE UM TÚNEL DE VENTO

Guilherme Loyola França de Vasconcellos

Antônio Augusto Mesquita Diniz

Caio Dell'Oro de Oliveira

Sérgio de Moraes Hanriot

Cristiana Brasil Maia

guivasconcellos@hotmail.com

antonioaugustodiniz@hotmail.com

cacadelloro@gmail.com

hanriot@pucminas.br

cristiana@pucminas.br

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Av. Dom José Gaspar, 30535-90, Minas Gerais, Brasil

Resumo. O comportamento do escoamento ao redor de superfícies planas e de corpos rombudos tem sido estudado numérica e experimentalmente por diversos pesquisadores ao longo dos anos. Neste trabalho, foi realizada a análise numérica do comportamento do escoamento ao redor de um cilindro circular inserido no centro da seção de testes de um túnel de vento para baixas velocidades, utilizando o software comercial Ansys CFX® 14.5. Foi avaliada a capacidade de três modelos de turbulência (κ - ϵ , SST k - ω e BSL EARSM) em prever os parâmetros do escoamento de ar. As dimensões do túnel de vento foram obtidas de um equipamento localizado na PUC Minas, Brasil. O cilindro circular estudado possui diâmetro de 30 mm e comprimento de 200 mm. Os resultados foram comparados com dados experimentais obtidos no dispositivo experimental. Os resultados numéricos mostraram que os modelos k - ω SST e BSL EARSM retornaram resultados mais próximos aos dados experimentais, o que pode ser explicado pelo baixo desempenho do modelo κ - ϵ na previsão de escoamentos internos nas regiões próximas às paredes.

Palavras chave: Modelos de turbulência, RANS, Cilindro, Túnel de Vento.

1 INTRODUÇÃO

Túneis de vento são equipamentos criados para obter o controle de escoamentos de ar. A partir desse controle, estudos sobre comportamentos de determinados corpos podem ser reproduzidos em seu interior com a confiabilidade de que os dados obtidos serão próximos aos resultados reais (Witter, 2000). Eles são utilizados para resolver problemas associados a escoamento fluidodinâmico na interação fluido-estrutura, destacando-se os estudos relacionados às indústrias aeronáutica e automobilística, à construção civil e ao meio ambiente.

Segundo Fu e outros (2008) os resultados de medições experimentais de modelos devem ser comparados com os dados de testes em túnel de vento para analisar a precisão dos resultados obtidos e assim conseguir uma melhor adequação das técnicas utilizadas em testes.

O fenômeno de geração de vórtices a jusante de corpos rombudos tem sido uma área de amplo interesse de estudo por profissionais da dinâmica dos fluidos. Este tipo de escoamento foi intensamente estudado por von Kármán, Roshko, Tritton e Berger (Park et al, 1994).

Algumas estruturas encontradas no cotidiano possuem formatos cilíndricos, como estruturas de pontes, torres, chaminés e até mesmo troncos de árvores. Torna-se, portanto, de grande importância o estudo do escoamento ao redor de superfícies nesse formato. Norberg (2003) cita ainda o escoamento ao redor de mastros, cabos, esteiras e fios como exemplos de escoamentos ao redor de superfícies cilíndricas. Segundo Hinsberg (2015) o estudo do escoamento ao redor de superfícies com seções circulares têm recebido uma atenção especial ao longo dos últimos anos devido à sua relevância nas aplicações de engenharia, como em plataformas de petróleo. Stringer *et al* (2014) afirmam que o escoamento ao redor de cilindros circulares tem sido historicamente um grande desafio para pesquisadores, devido à sua complexidade e à natureza transiente da esteira gerada. Entretanto, nas últimas décadas o crescente avanço do poder de processamento dos computadores tem tornado possível a solução de problemas altamente complexos (Stringer; Zang; Hillis, 2014).

Para resolver e entender problemas relacionados a fluidodinâmica há dois tipos de abordagem fundamentais: a abordagem experimental e abordagem matemática, através da resolução de equações diferenciais ou integrais, analítica ou numericamente (Çengel et al, 2007). Apesar do seu grande avanço, as técnicas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) não são capazes de substituir os túneis de vento por completo, uma vez que elas precisam de validação experimental (Moonen e outros, 2006). Essa necessidade é evidenciada por van Hooff e Blocken (2012) e Allegrini, Dorer e Carmeliet (2014), que afirmam que o uso de modelos numéricos requer validação por meio de dados experimentais em escala reduzida ou real para possuírem confiabilidade. Segundo os autores, desde as décadas passadas uma quantidade crescente de linhas de pesquisa tem estipulado a importância da validação das técnicas de CFD para garantir a confiabilidade dos resultados numéricos computacionais.

Al-Maliky (2013) investigou numericamente o escoamento laminar ao redor de cilindros de diâmetros diferentes, em rotação. O escoamento foi resolvido no software comercial Fluent[®]. O autor concluiu que os principais parâmetros avaliados, coeficiente de atrito e pressão, aumentaram com o incremento da taxa de rotação dos cilindros a valores conhecidos do número de Reynolds.

Este trabalho tem como objetivo avaliar a capacidade de três modelos de turbulência κ - ε padrão, κ - ω SST e BSL EARSM em prever o escoamento ao redor de um cilindro circular inserido na seção de testes de um túnel de vento para baixas velocidades.

2 EQUAÇÕES DO PROBLEMA

Neste trabalho, estuda-se o comportamento do escoamento de ar no interior de um túnel de vento com a inserção de um cilindro no centro de sua seção de testes. As equações deste problema são a equação de conservação da massa e a equação de conservação da quantidade de movimento linear em sua forma turbulenta (BEJAN, 2013). A Equação (1) representa a equação de conservação da massa em sua forma diferencial.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \bar{w})}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Onde ρ representa a massa específica do fluido, t a coordenada temporal no espaço e u , v e w representam as componentes da velocidade do escoamento em cada uma das direções das coordenadas do eixo cartesiano, x , y , e z , do volume de controle.

As equações da conservação da quantidade de movimento linear são advindas da segunda lei de Newton. Quando nessas equações, para um fluido newtoniano, as tensões viscosas das equações de conservação da quantidade de movimento linear são consideradas proporcionais às taxas de deformação do elemento fluido e à viscosidade, se originam as equações de Navier-Stokes em cada uma das direções do eixo cartesiano, x , y e z . Com a introdução das componentes de flutuação advindas das médias de Reynolds, têm-se as RANS (médias temporais de Reynolds das equações de Navier-Stokes) representadas nas Eq. (2, 3 e 4), onde P representa a pressão estática, μ representa a viscosidade dinâmica do fluido, S_{mx} , S_{my} e S_{mz} os termos fonte devido às forças de campo para cada uma das direções e u' , v' e w' representam a flutuação da velocidade para cada uma das coordenadas do eixo cartesiano x , y , e z .

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + u \frac{\partial \bar{u}u}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{u}v}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{u}w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} - \left[\frac{\partial(\rho \overline{u'^2})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right] + S_{mx} \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + u \frac{\partial \bar{v}u}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{v}v}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{v}w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \mu \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} - \left[\frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \overline{v'^2})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right] + S_{my} \quad (3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + u \frac{\partial \bar{w}u}{\partial x} + v \frac{\partial \bar{w}v}{\partial y} + w \frac{\partial \bar{w}w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} - \left[\frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \overline{w'^2})}{\partial z} \right] + S_{mz} \quad (4)$$

A proposta de modelagem da turbulência baseada nas médias temporais da propriedade no tempo de Reynolds gera um problema de fechamento para resolução de escoamentos relacionados a fluidos. Nesse tipo de situação cinco equações precisam ser resolvidas, equação de conservação da massa, equações de Navier-Stokes para cada uma das direções, x , y e z , e para este caso, a equação do gás ideal. Mas, devido às médias temporais, existem 17 incógnitas a serem solucionadas (BEJAN, 2013). Para resolver o problema de fechamento

existem duas formas: modelar o tensor de tensões viscosas ou resolver as equações de transporte das tensões de Reynolds.

A primeira tentativa de modelar fenômenos relativos à turbulência foi proposta por Boussinesq em 1877. Ele propôs que as tensões de Reynolds deveriam ser proporcionais à taxa média de deformação do elemento fluido, com a tensão total passando a ser dada pela soma das tensões devido à difusão molecular e turbulenta do movimento. Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), utilizando a hipótese de Boussinesq para qualquer escoamento, a soma das tensões normais é equivalente a menos duas vezes a energia cinética turbulenta por unidade de volume. Essa análise é utilizada por alguns modelos de turbulência para auxiliar na modelagem.

Existem diversos modelos de turbulência baseados nas equações RANS. Dentre eles destacam-se os modelos que adicionam duas equações de transporte, o κ - ε padrão, que trabalha com a energia cinética turbulenta, κ , e a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta, ε , e o modelo κ - ω de Wilcox, que utiliza a energia cinética turbulenta e a frequência de dissipação da energia cinética turbulenta, ω . O modelo de turbulência κ - ε é bastante utilizado na indústria, por ser de fácil implementação, barato em termos de custo computacional e por possuir boa estabilidade. Ele é o modelo mais largamente empregado e validado, e está incorporado na maioria dos códigos de CFD, sendo considerado padrão para aplicações gerais da indústria (ANSYS, 2013).

2.1 Modelo de turbulência κ - ε padrão

O κ - ε é um modelo que utiliza duas equações de transporte para modelar a turbulência. Segundo Tannehill, Anderson e Pletcher (1997) a equação diferencial mais comumente utilizada como segunda equação de transporte é a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta ε .

No modelo κ - ε as tensões de Reynolds são modeladas e a viscosidade turbulenta é escrita em função de κ e ε , equação (4) (Warsi, 2006).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (4)$$

Onde C_μ é uma constante adimensional.

Quando computada como na equação (4) para a resolução de um problema em CFD a viscosidade turbulenta acrescenta duas novas variáveis. Para a resolução do problema então são incorporadas duas novas equações, uma para a energia cinética turbulenta, equação (5), e outra para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta equação (6).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\kappa\vec{U}) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \nabla(\kappa) \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho\varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\varepsilon\vec{U}) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla(\varepsilon) \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (6)$$

As constantes representativas do modelo κ - ε padrão são: $C_\mu=0,09$, $\sigma_\kappa=1,00$, $\sigma_\varepsilon=1,30$, $C_{1\varepsilon}=1,44$ e $C_{2\varepsilon}=1,92$. O primeiro termo de cada uma das equações de transporte representa a

taxa de variação de κ ou ε no volume de controle, o segundo representa o transporte de κ ou ε por convecção no volume de controle, o terceiro representa a taxa líquida de transporte de κ ou ε por difusão no volume de controle, o quarto termo representa a taxa líquida de produção de κ ou ε no volume de controle e o quinto termo representa a taxa de dissipação de κ ou ε . (Versteeg; Malalasekera, 2007).

As principais vantagens desse modelo de turbulência são:

- É um modelo de turbulência mais simples, sendo necessárias apenas duas equações de transporte adicionais para sua resolução.
- Possui bom desempenho para muitos dos tipos de escoamentos encontrados na indústria.
- É o modelo de duas equações mais validado.

Entretanto, segundo Versteeg e Malalasekera (2007), ele possui fraco desempenho em importantes casos de estudo: escoamentos confinados, escoamentos com taxa de deformação alta, como tornados, e escoamentos regidos por anisotropia como as tensões normais de Reynolds.

Um dos principais problemas na modelagem da turbulência é uma previsão precisa da separação do escoamento a partir de uma superfície lisa. Os modelos padrão de duas equações de turbulência muitas vezes não conseguem prever o aparecimento e a separação de escoamento sob condições adversas de gradiente de pressão. (ANSYS, 2013).

O modelo de duas equações κ - ω de Wilcox é adequado para escoamentos externos e propósitos gerais em CFD, possuindo uma gama de vantagens e desvantagens similares às do modelo κ - ε . É um modelo capaz de prever bem o que ocorre na região próxima às paredes, mas é inapropriado para ser utilizado em escoamentos livres (Versteeg e Malalasekera, 2007).

2.2 Modelo de turbulência κ - ω SST

O modelo de duas equações de transporte adicionais κ - ω SST, proposto por Menter (1992), é basicamente uma revisão dos modelos κ - ε e κ - ω . Menter havia notado que os resultados para modelo κ - ε padrão não variavam tanto para valores assumidos na corrente livre; mas em regiões próximas as paredes os resultados se mostravam insatisfatórios para camadas limites submetidas a gradientes de pressão.

O modelo κ - ω SST utiliza um termo de difusão cruzada adicional ao modelo padrão, aplicando uma função de mistura que resulta na utilização do κ - ω de Wilcox em regiões próximas à parede e do κ - ε padrão em regiões de escoamento livre. Isso faz com que as funções de parede, deficitárias no modelo κ - ε em escoamentos submetidos a gradientes de pressão, sejam mais bem descritas.

O cálculo das tensões de Reynolds e da energia cinética turbulenta do sistema é o mesmo utilizado pelo modelo κ - ε padrão, mas a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta é transformada em frequência de dissipação, dada pela equação (7):

$$\varepsilon = \kappa \cdot \omega \quad (7)$$

O SST utiliza como equações de transporte a energia cinética turbulenta, equação (8), e a frequência de dissipação da energia cinética turbulenta, ω , equação (9).

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\kappa\vec{U}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \nabla(\kappa) \right] + P_\kappa - \beta^* \rho\kappa\omega \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\omega\vec{U}) = & \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,t}} \right) \nabla(\omega) \right] + \\ & + \gamma_2 \left(2\rho S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \right) \kappa\rho\omega \frac{\partial V}{\partial x_j} - \beta_2 \rho\omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2}\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_\kappa} \frac{\partial \omega}{\partial x_\kappa} \end{aligned} \quad (9)$$

As constantes representativas do modelo SST são: $\sigma_\kappa=1,0$; $\sigma_{\omega,1} = 2,0$; $\sigma_{\omega,2} = 1,17$; $\gamma_2=0,44$; $\beta_2=0,083$ e $\beta^*=0,09$. O primeiro termo de cada uma das equações de transporte representa a taxa de variação de κ ou ω no volume de controle, o segundo representa o transporte de κ ou ω por convecção no volume de controle, o terceiro representa a taxa líquida de transporte de κ ou ω por difusividade turbulenta no volume de controle, o quarto termo representa a taxa líquida de geração de κ ou ω no volume de controle e o quinto termo representa a taxa de dissipação de κ ou ω . Um sexto termo é adicionado à equação (18) e diz respeito ao termo de difusão cruzada originado da transformação realizada pela equação (16) (Versteeg e Malalasekera, 2007).

Modelagens baseadas nas RANS que não apresentam essas duas equações adicionais necessitam de uma malha muito refinada próxima à parede para poder resolver problemas com recirculações. Isso ocorre porque, para a resolução do problema, nessas regiões próximas às paredes, as forças inerciais deixam de ser dominantes para a resolução do problema em detrimento das forças viscosas.

2.3 Modelo de turbulência BSL EARSIM

O modelo de turbulência BSL RSM (Baseline Reynolds Stress Model) é um modelo que introduz sete novas equações ao problema, uma de transporte para a energia cinética turbulenta e as outras seis para resolver cada uma das tensões de Reynolds independentes, introduzidas ao procedimento da média temporal das equações de Navier-Stokes. Esse modelo representa uma das primeiras tentativas de simplificar, entretanto resolver, a maneira como a anisotropia é tratada pelos modelos das tensões de Reynolds. O alto custo computacional relacionado a este modelo é causado pelo fato de que as tensões de Reynolds aparecem nos termos de transporte por difusão e convecção. Para diminuir os custos computacionais os criadores dos modelos algébricos explícitos propuseram que, se os termos de difusão e convecção fossem modelados ou removidos, as equações se resumiriam a simples equações algébricas. Dessa forma foi proposto para as equações constitutivas que se mesclassem o modelo RSM às equações de κ e ω , dando origem ao modelo BSL EARSIM (Baseline Explicit Algebraic Reynolds Stress Model).

O modelo do tipo EARSIM apresenta como vantagens a capacidade de capturar, de forma bastante sutil, a relação entre a produção de energia turbulenta e as tensões turbulentas causadas pela anisotropia das tensões normais. Sua formulação matemática é dada pelas equações (10) e (11) (CHUNG, 2002):

$$\frac{D\kappa}{Dt} = \nabla \cdot ((\nu + \sigma_\kappa \nu_t) \nabla \kappa) + \tilde{P}_\kappa - \beta^* \kappa\omega \quad (10)$$

$$\frac{D\omega}{Dt} = \nabla \cdot ((\nu + \sigma_\omega \nu_t) \nabla \omega) + \frac{\gamma \omega}{\kappa} \tilde{P}_\kappa - \beta \omega^2 + \frac{\sigma_d}{\omega} (\nabla \kappa) \cdot (\nabla \omega) \quad (11)$$

Onde $\tilde{P}_\kappa$ é dado pela equação (12):

$$\tilde{P}_\kappa = \min \left(-\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10 \cdot \rho \beta^* \kappa \omega \right) \quad (12)$$

As constantes do modelo são definidas através de constantes correspondentes aos modelos κ - ϵ (índice 1) e κ - ω (índice 2), sendo dependentes da função de mistura F_1 . Elas são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Constantes do modelo BSL EARSM

Modelo BSL EARSM		
$\sigma_\kappa = F_1 \sigma_{\kappa 1} + (1 - F_1) \sigma_{\kappa 2}$	$\sigma_{\kappa 1} = 0,5$	$\beta_1 = 0,075$
$\sigma_\omega = F_1 \sigma_{\omega 1} + (1 - F_1) \sigma_{\omega 2}$	$\sigma_{\kappa 2} = 0,5$	$\beta_2 = 0,083$
$\beta = F_1 \beta_1 + (1 - F_1) \beta_2$	$\sigma_{\omega 1} = 0,5$	$\beta^* = 0,09$
$\sigma_d = 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2}$	$\sigma_{\omega 2} = 0,856$	$\gamma = \frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_\omega \kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}$

Fonte: Chung, 2002.

2.4 Coeficiente de pressão e de arrasto

Para White (2007) existem dois parâmetros adimensionais que devem ser avaliados quando se estuda o escoamento ao redor de cilindros circulares: O coeficiente de pressão, C_p , e o coeficiente de arrasto C_f . O coeficiente de pressão fornece uma relação do comportamento da pressão ao longo do cilindro e permite avaliar o ponto de separação do escoamento (White, 1991):

$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho \cdot U_\infty^2} \quad (13)$$

Onde $\frac{\rho \cdot V^2}{2}$ representa a pressão dinâmica do escoamento, P é a pressão estática no ponto e P_∞ é a pressão estática no escoamento livre. Quando é avaliada a curva do perfil do coeficiente de pressão pode-se visualizar as existências de gradientes de pressão favoráveis, quando descendente, adversos, quando ascendente, e nulos quando o perfil apresenta

variações mínimas de seus valores, com a separação do escoamento ocorrendo logo no início da região de mínimas variações.

A equação (14) representa o coeficiente de atrito, determinado através da relação entre a tensão de cisalhamento τ_w na parede e a pressão dinâmica do escoamento.

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho \cdot U_\infty^2} \quad (14)$$

Para o estudo de cilindros, segundo a teoria apresentada por Incropera e outros (2008), o valor do número de Reynolds característico que representa a transição entre um regime laminar e turbulento para corpos cilíndricos é de $Re = 2 \times 10^5$, com valores inferiores a esse representando os escoamentos laminares e separação ocorrendo por volta de 80° e valores superiores representando escoamentos turbulentos com separação ocorrendo por volta de 140° . Em contrapartida, White (2007) e Çengel e Cimbala (2007) avaliam o ponto de separação para escoamentos turbulentos como sendo próximo a 120° .

3 METODOLOGIA

Para a realização do presente trabalho foram feitos testes experimentais e numéricos do escoamento no interior de um túnel de vento para baixas velocidades. Os testes experimentais foram realizados em um equipamento instalado no laboratório de Túnel de Vento da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Os testes numéricos foram realizados com o auxílio de um software comercial de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), Ansys CFX® 14.5. Os testes experimentais serviram para realizar a validação do modelo de turbulência e foram realizados em uma linha da entrada da seção de testes. O cilindro foi inserido no centro da seção de testes do túnel de vento e os testes realizados experimental e numericamente.

3.1 Metodologia experimental

As partes que constituem o túnel estudado, Figura 1, são: soprador, difusor de seção circular para quadrada, difusores de grande ângulo, telas, seção de estagnação, contração e seção de testes que possui seção quadrada com arestas laterais de 200 mm e comprimento de 940 mm. O túnel de vento para baixas velocidades opera em circuito aberto e possui desde a entrada até a saída do túnel um comprimento total de 3140 mm, sendo 940 mm na seção de testes, 795 mm na contração e 1095 mm na câmara de estagnação. Ele possui ainda três telas, situadas entre os difusores, responsáveis pela diminuição da energia cinética turbulenta e por uniformizar o escoamento existente na região anterior à seção de testes, diminuindo recirculações. Para os testes experimentais foi escolhida uma rotação de trabalho do soprador do túnel de vento de 2500 rpm.

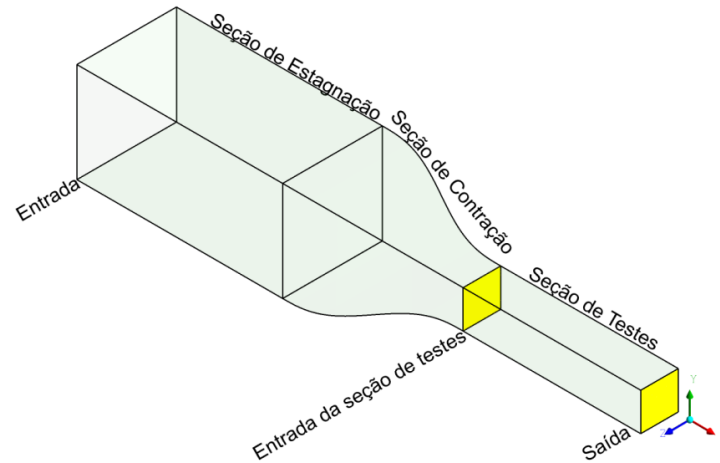


Figura 1 – Túnel de vento para baixas velocidades estudado

Os pontos destacados na Figura 1 em amarelo mostram as regiões onde foram realizados os testes com o tubo de Pitot, já o cilindro foi inserido no centro da seção de testes do túnel de vento.

Para os testes com tubo de Pitot e anemômetro de fio quente (HWA) a Norma Internacional ISO 3966 (2008) foi utilizada para a determinação da vazão volumétrica. Os pontos de tomada de pressão escolhidos seguiram a metodologia Log-Chebyshev (ISO 3966, 2008) que sugere que a forma matemática da lei da distribuição de velocidade em condutos retangulares é função da distância a partir da parede, sendo ela logarítmica nos elementos periféricos da seção e polinomial nos outros elementos. Assim os pontos de medição foram definidos em função da dimensão da aresta lateral do conduto e são apresentados na Figura 2.

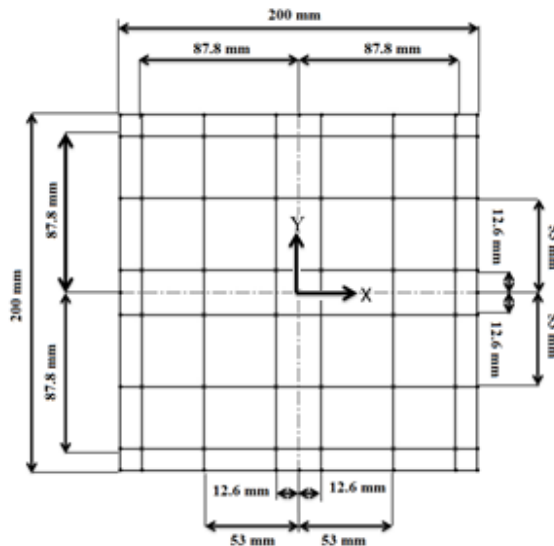


Figura 2 – Pontos de posicionamento do Pitot na entrada e na saída da seção de testes.

Fonte: adaptada de Soares, 2013.

A interseção das linhas que representam as abscissas, X, e ordenadas, Y, determinaram os pontos de posicionamento do tubo de Pitot e do HWA. Os experimentos foram realizados na

entrada e na saída da seção de testes e foram responsáveis pela determinação da vazão volumétrica, posteriormente convertidas em vazão mássica, e utilizadas como dados de entrada para as simulações e pela realização de sua validação. Para isso, foi definido que as linhas $y=87,8$ mm e 12,6 mm fossem comparadas com as linhas correspondentes ao modelo numérico. A origem do sistema de eixos foi colocada no centro da seção de testes.

3.2 Metodologia numérica

As dimensões físicas e condições de contorno para a realização das simulações numéricas foram obtidas a partir de dados experimentais obtidos no túnel de vento descrito anteriormente. Para a simulação numérica foram consideradas apenas as partes que constituem o túnel da seção de estagnação em diante, o que inclui a contração e a seção de testes. Os efeitos das telas e dos difusores no escoamento foram ignorados, além do perfil não uniforme na entrada da seção de estagnação. A Figura 3 mostra o modelo numérico do túnel de vento para baixas velocidades com a inserção do cilindro circular no centro da seção de testes.

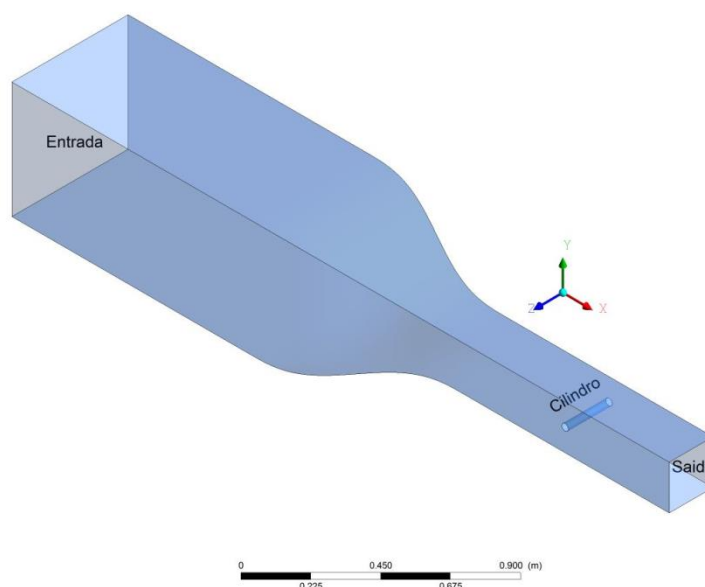


Figura 3 – Modelo numérico do túnel de vento a ser utilizado.

A análise numérica foi feita com o auxílio do software comercial Ansys CFX® 14.5. Esse software utiliza a técnica de volumes finitos que divide o domínio em vários pequenos volumes de controle. As equações de conservação, quantidade de movimento linear e as equações de transporte são resolvidas no interior de cada volume de controle (ANSYS, 2013).

O computador utilizado nas simulações possui o sistema operacional Windows® 7 de 64 bits, o processador Xeon da Intel®, memória RAM de 32 GB e clock de 3,3 GHz. O sistema de interpolação utilizado foi o High-Resolution. Queiroz e outros (2014) verificaram que este sistema de interpolação é o mais indicado para a resolução de problemas no túnel de vento em questão.

Para a geração das malhas, propôs-se a utilização dos programas de código fechado ICEM CFD 14.5 e Ansys Workbench com malhas prismáticas nas paredes, visando melhores cálculos nas regiões de camada limite e malhas tetraédricas na região de corrente livre.

As hipóteses fundamentais consideradas para a resolução do problema numérico em questão foram:

- Ar como gás ideal;
- Escoamento em regime permanente;
- Escoamento isotérmico a 15°C;

As condições de contorno que estabelecidas são:

- Saída com pressão estática relativa de 0 Pa.
- Condições de não deslizamento nas paredes e nas paredes do cilindro;
- Paredes impermeáveis;
- Vazão mássica de 0,294 kg/s imposta na entrada, baseada nos resultados experimentais, correspondente a uma rotação de 2500 rpm do soprador;
- Intensidade turbulenta de 5% (valor padrão sugerido pelo software).

As simulações foram feitas para os três modelos de turbulência propostos neste trabalho: κ - ϵ , κ - ω e BSL EARSM. Para todos estes modelos foram realizados os testes de malhas e resíduos, além da validação dos resultados com uma comparação realizada a partir dos testes com tubo de Pitot.

A validação de uma simulação numérica e posterior utilização de seus resultados retornados pelo solver só pode ser realizada com a comparação com resultados experimentais. A verificação e a validação são maneiras distintas de se avaliar a incerteza e os erros de apresentados por resultados numéricos. A verificação foi realizada a partir do teste de malhas que foi realizado para cada modelo de turbulência realizado. A validação é a avaliação da precisão de uma simulação computacional, por comparação com os dados experimentais. Na verificação, a relação de simulação para o mundo real não é um problema (OBERKAMPF; TRUCANO; HIRSCH, 2004).

4 RESULTADOS

Segundo os resultados dos testes experimentais realizados as vazões volumétricas encontradas foram de $239 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$ para a entrada e $0,244 \pm 0,002 \text{ m}^3/\text{s}$ para a saída da seção de testes. Desta maneira, foi imposta uma vazão mássica de 0,294 kg/s na entrada da seção de testes como condição de entrada.

4.1 Validação

As validações numéricas para os três modelos de turbulência utilizados para as simulações do túnel de vento com cilindro são apresentadas na Figura 4. **Erro! Fonte de referência não encontrada..** É possível perceber que para esta condição todos os modelos de turbulência demonstraram boa aproximação com os resultados obtidos experimentalmente. Alguns pontos numéricos ficaram fora da incerteza experimental devido às condições impostas pelo soprador utilizado. O modelo de turbulência que mais se aproximou dos resultados com o tubo de Pitot foi o modelo BSL EARSM, entretanto ele apresentou resultados muito próximos aos resultados retornados pelo modelo de turbulência SST. Os perfis de velocidades na entrada da seção de testes do túnel de vento demonstram

características típicas de escoamentos turbulentos, já os da saída demonstram efeitos sofridos pela esteira. As simulações do modelo numérico com a inclusão do cilindro na seção de testes do túnel de vento para os três modelos de turbulência utilizados neste trabalho também foram validadas. Para o modelo κ - ϵ , foram obtidos bons resultados tanto para a entrada quanto para a saída do túnel de vento em $y=12,6$ mm. No entanto, quando observado seus resultados na saída da seção de testes para $y=87,8$ mm (mais próximo às paredes do túnel de vento) fica evidenciada uma distorção nos resultados em relação aos dados experimentais. Isso pode ter ocorrido devido à dificuldade deste modelo de turbulência em resolver escoamentos confinados.

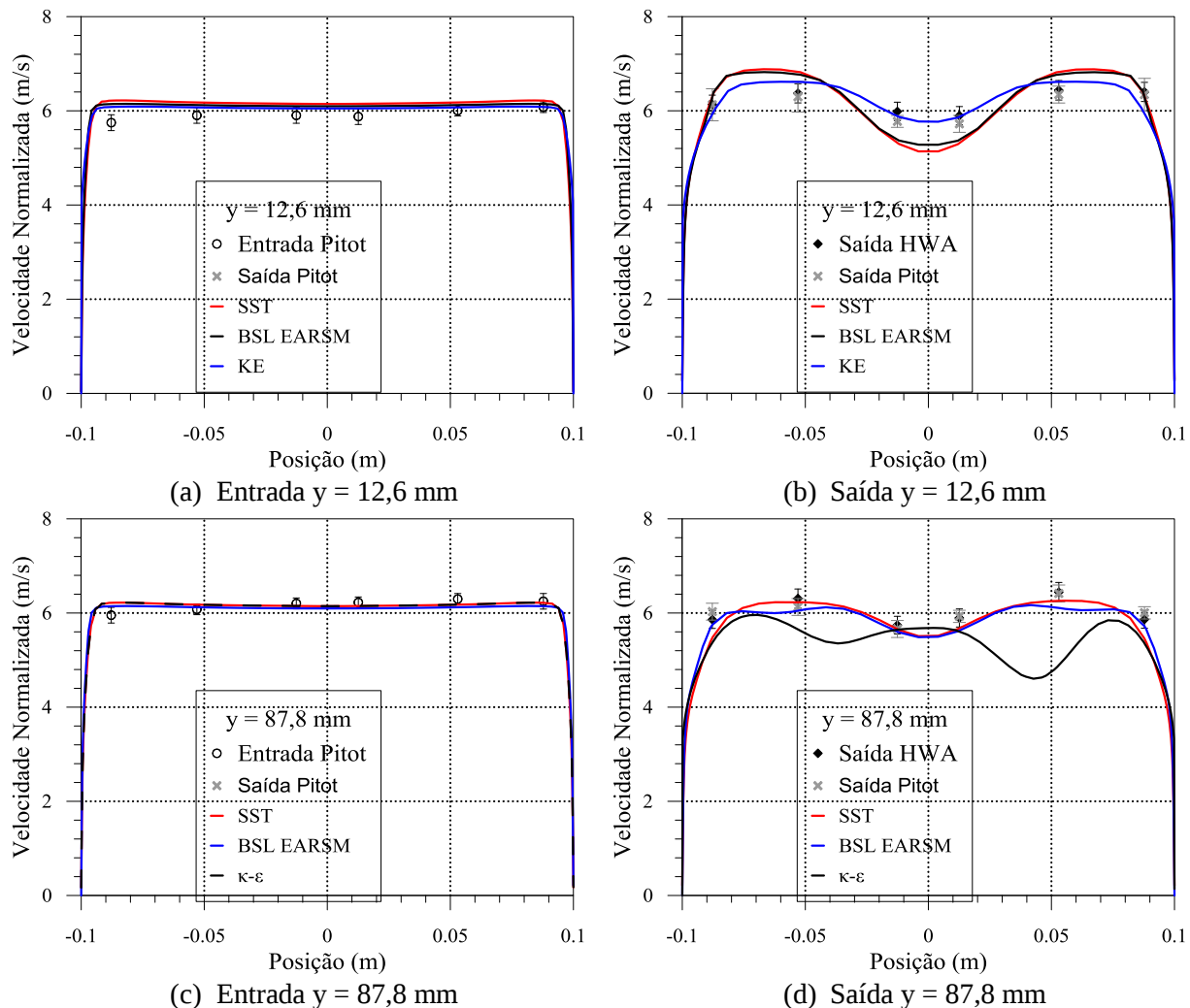


Figura 4 – Validação numérica para os três modelos de turbulência túnel com cilindro

4.2 Resultados numéricos

Neste tópico pretende-se avaliar os resultados numéricos de coeficiente de pressão e de atrito para compará-los com a teoria e avaliar qual o melhor modelo de turbulência a ser utilizado. Para isso o crescimento do ângulo do cilindro circular foi considerado como zero no ponto mais a montante do cilindro e o ângulo de 180° no ponto mais a jusante.

O gráfico de C_p apresentado na Figura 5 apresenta valores próximos para os modelos BSL EARSM e κ - ω SST; entretanto, o modelo κ - ϵ apresenta valores em desacordo com a teoria. Para os dois modelos que demonstraram estar de acordo com a literatura foi obtida

uma redução do coeficiente de pressão até um ângulo de aproximadamente 70°, indicando gradientes de pressão favoráveis. Logo após este ângulo, o gradiente de pressão torna-se desfavorável, ocasionando o descolamento da camada limite ainda antes de 90°. Como o escoamento não é ideal, ou seja, existe atrito, o valor do coeficiente de pressão é consideravelmente reduzido em 180°.

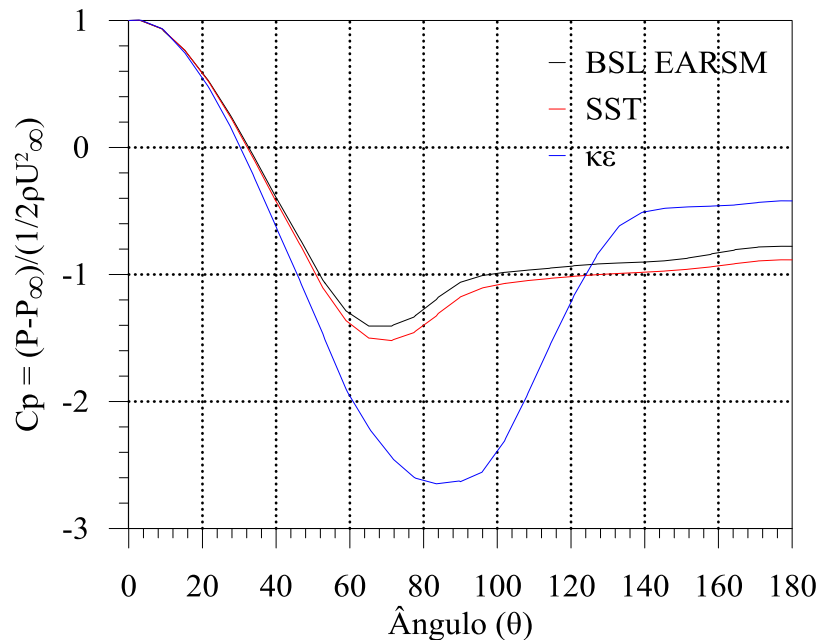


Figura 5 – Coeficiente de pressão em relação ao ângulo do cilindro

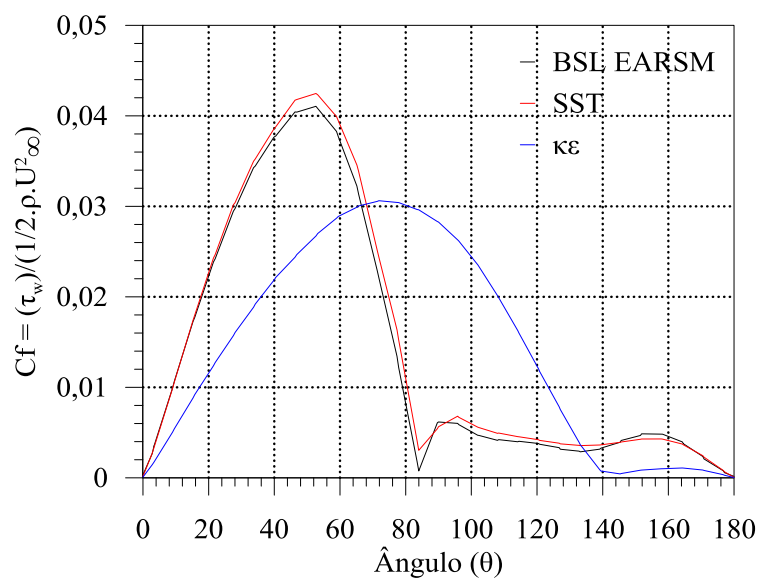


Figura 6 – Coeficiente de atrito

A Figura 6 apresenta o comportamento do coeficiente de arrasto em função do ângulo do cilindro. É possível identificar os pontos aproximados de separação do escoamento. A separação ocorre no ponto em que a tensão de cisalhamento chega a um valor nulo. Os pontos de descolamento da camada limite para os modelos de turbulência BSL EARSIM e $\kappa\omega$ SST

ficaram próximos aos 80°, o que indica conformidade com a teoria apresentada por Incropera e outros (2008) e Çengel e Cimbala (2007); já o modelo κ - ϵ apresenta ponto de separação por volta dos 145°.

5 CONCLUSÕES

Neste artigo foram realizados testes experimentais com a utilização de um tubo de Pitot e simulações do escoamento de ar no interior de um túnel de vento para baixas velocidades com a inserção de um cilindro de 30 mm no centro de sua seção de testes. O objetivo proposto era avaliar a capacidade de três modelos BSL EARSM, κ - ω SST e κ - ϵ em prever o escoamento ao redor do cilindro inserido no interior da seção de testes. O modelo numérico foi construído a partir da simplificação das partes componentes de um túnel de vento para baixas velocidades construído na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. As simulações numéricas foram realizadas com a utilização do software comercial Ansys CFX[®]. Os testes experimentais utilizados para realizar a validação numérica foram realizados com base na Norma Internacional ISO 3966 (2008) na entrada e na saída da seção de testes e também foram responsáveis pela obtenção da vazão mássica imposta como condição de entrada na entrada do túnel nas simulações numéricas.

As comparações entre os resultados experimentais e os resultados numéricos demonstraram que os três modelos de turbulência estudados são capazes de prever os perfis de velocidade para a entrada da seção de testes. Já para a saída da seção de testes o modelo de turbulência κ - ϵ apresentou algumas distorções.

Os modelos de turbulência BSL EARSM e κ - ω SST se mostraram em condições de ser utilizados para o problema proposto. O modelo κ - ϵ apresentou fraco desempenho em prever o escoamento ao redor do cilindro circular, prevendo a separação do escoamento apenas no ângulo de 147° do cilindro, quando, de acordo com a literatura, ele deveria se separar entre 80 e 90°. O modelo κ - ϵ não apresentou bons resultados para o tipo do escoamento estudado. Por outro lado, os modelos BSL EARSM e κ - ω SST apresentaram boa aproximação com os resultados experimentais e com a teoria proposta. Com isso recomenda-se a utilização do modelo SST para simular o comportamento do escoamento, por retornar resultados semelhantes ao BSL EARSM com um menor custo computacional.

Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC MINAS, o Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, a Fundação de Amparo a Pesquisa de Minas Gerais – FAPEMIG, e a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoa de Nível Superior - CAPES.

REFERÊNCIAS

- Allegrini, Jonas; Dorer, Viktor & Carmeliet, Jan, 2014. Buoyant flows in street canyons: Validation CFD simulations with wind tunnel measurements. *Building and Environment*, vol. 72, pp. 63-74.
- Al-Maliky, R. F., 2013. Numerical investigation of laminar flow over a rotating circular cylinder International. *Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, v. 13, n. 3, pp. 32-41.

- ANSYS. CFX, 2013. *Solver Theory manual*. Version 14.5. Ansys
- Bejan, Adrian, 2013. *Convection Heat Transfer* 4 Ed. Nova Jersey: John Wiley & Sons.
- Çengel, Yunus A., Cimbala, John, M., 2007. *Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações*. 1 ed. São Paulo: Mc Graw Hill.
- Chung, T. J., 2002. *Computational Fluid Dynamics*. 1ª Ed. Nova York: Cambridge University Press.
- Fu, J. Y. et al. 2008. Field measurements of boundary layer wind characteristics and wind-induced responses of super-tall buildings. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v.96, pp.1332-1358.
- Hinsberg, Nils Paul, 2015. The Reynolds number dependency of the steady and unsteady loading on a slightly rough circular cylinder from subcritical up to high transcritical flow state. *Journal of Fluids and Structures*, v.55, pp.526-539.
- Incropera F. P., Dewitt D. P., Bergman T. L. & Lavine A. S., 2008. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa* 6ª Ed. Rio de Janeiro: LTC.
- International Organization For Standardization. ISO 3966, 2008. *Measurements of fluid flow in closed conduits - Velocity area method using Pitot static tubes*, Segunda Edição.
- Moonen, Peter; Blocken Bert; Roel Staf & Carmeliet, J., 2006 Numerical modeling of the flow conditions in a closed-circuit low-speed wind tunnel. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 94, pp. 699-723.
- Norberg, C., 2003. Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements. *Journal of Fluids and Structures*, v.17, pp.57-69.
- Oberkampf, W. L.; Trucano, T. G. & Hirsch, C, 2004. Verification, validation and predictive capability in computational engineering and physics. *Applied Mechanics and Materials*, v. 57, n 5, pp. 345-384
- Soares, Cleide Barbosa, 2013. *Efeitos de atenuadores passivos em flutuações de velocidades em túnel de vento*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica.
- Stringer, R. M.; Zang, J. & Hillis, A. J., 2014. Unsteady RANS computations of flow around a circular cylinder for a wide range of Reynolds numbers. *Ocean Engineering*, v. 87, pp. 1-9, setembro.
- van Hooff, T. & Blocken, B., 2012. Measurements of indoor environmental conditions and natural ventilation in a larger semi-enclosed stadium: Possibilities and limitations for CFD validation. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 104-106, pp. 330-341
- Versteeg, H. K. & Malalasekera, W., 2007. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method*. 2ª Ed. Inglaterra: Pearson Education Limited.
- Warsi, Z. U. A. 2006. *Fluid Dynamics: Theoretical and Computational Approaches*. 3. Ed. Boca Raton: CRC Press.
- White, F. M. 1991. *Viscous Fluid Flow* 2ª Ed. Nova York: McGraw-Hill.
- White, F. M. 2007. *Fluid Mechanics* 4ª Ed. Nova York: McGraw-Hill.

Wittwer, Adrian R. & Möller, Sérgio V, 2000. Characteristics of the Low-Speed Wind Tunnel of the UNNE. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*.v.84, pp. 307-320.