



Reconectando Pessoas,
Ciências, Artes e
Tecnologia

Anais do

XI Congresso de Engenharias da UFSJ

Part of ISSN 2237-0358

Conteúdo disponível em: doi.org/10.29327/1317088.11-1



PROJETO AERODINÂMICO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO DIDÁTICO DE CIRCUITO ABERTO

Mariane Kelly Paim Resende ⁽¹⁾ (mariane.resende@hotmail.com)

José de Ávila Júnior ⁽¹⁾ (jose.avila@ufs.br)

⁽¹⁾ Universidade Federal de São João del-Rei. Departamento de Engenharia Mecânica e Produção. São João del-Rei – MG

RESUMO: Túnel de vento é um equipamento utilizado para estudar a ação do ar sobre um objeto e obter um diagnóstico detalhado de como o ar se move em torno ou através do corpo em estudo. Para resultados mais confiáveis, um túnel de vento precisa apresentar um fluxo de ar relativamente livre de turbulências. Desta maneira, é preciso que a transição de uma seção para outra seja feita de forma suave. O objetivo principal deste trabalho foi o dimensionamento de um túnel de vento, observando a influência da geometria dos seus componentes sobre o fluxo laminar dentro do túnel, com o intuito de se conseguir um design que ofereça resultados confiáveis. Utilizando o software CAD (desenho auxiliado por computador) Autodesk Inventor para modelagem, e simulação numérica via dinâmica dos fluidos computacional (CFD), utilizando o software Altair AcuConsole, foram analisados dois diferentes modelos para a câmara de contração, além de diversos ângulos e diferentes razões entre áreas de saída e entrada para a câmara de contração e para o difusor. Os resultados sugerem que deve-se utilizar ângulos pequenos (menores que 3°) no difusor, evitando-se que este apresente gradientes de pressão desfavoráveis que podem provocar a separação da camada limite e aumento de perdas de pressão. Assim, foi possível selecionar a combinação contração-difusor que apresentou melhores resultados e, em seguida, realizar nova simulação incluindo a câmara estabilizadora e o difusor grande angular, onde foi possível avaliar a influência dos mesmos sobre o escoamento, bem como obter o valor da perda de pressão total ao longo do túnel. Foram realizados cálculos de perda de carga baseando-se em equações sugeridas em diversas literaturas para validar os resultados obtidos por CFD e definir o modelo necessário de ventilador a ser empregado.

PALAVRAS-CHAVE: túnel de vento, aerodinâmica, dinâmica dos fluidos computacional.



Os autores são os únicos detentores dos direitos autorais.

São João del-Rei, Minas Gerais, Brasil

25-29 de setembro de 2023

[B.L. Resende](#), [C.M. Vale](#) & [R.J. Silva](#) (Organização & Edição)

1. INTRODUÇÃO

A aerodinâmica estuda a dinâmica dos corpos e como eles se comportam quando submetidos à interação com o fluxo de ar, observando-se suas propriedades, suas características, e as forças exercidas sobre eles. Um corpo de forma arbitrária, quando imerso em uma corrente de fluido em escoamento, fica sujeito a forças e momentos (WHITE, 2002). Para uma aeronave se deslocando no ar, as quatro forças de voo que atuam sobre ela são a sustentação, o peso, a tração e o arrasto, que fazem com que se desloque para cima, para baixo, mais rápido e mais lento, respectivamente. A sustentação é a força que surge a partir da diferença de pressão do ar sobre perfil aerodinâmico e é o que move a aeronave para cima, opondo-se à gravidade representada pela força peso. Já o arrasto é a força que se opõe a tração e é causada pela resistência do ar.

O estudo da aerodinâmica, que antes focava apenas em aviões e em carros de competição, tomou proporções cada vez maiores com a influencia da ergonomia e segurança (MATOS e BOTELHO, 2007). Tudo o que se move através do ar é afetado pela aerodinâmica, desde um aviãozinho de papel, até as maiores aeronaves já projetadas. Segundo Matos e Botelho (2007), o escoamento do ar nos corpos interfere diretamente no seu desempenho. Logo, o estudo da aerodinâmica é vital no desenvolvimento de projetos que dependem do contato direto com o ar.

Hoje, há uma ligação direta entre aerodinâmica e projetos de aeronaves, carros, antenas, pontes e prédios. Os avanços no estudo da aerodinâmica na indústria aeronáutica, automobilística, civil, dentre outras, proporcionaram avanços significativos em ambas as áreas. Nos carros e aviões, estes estudos visam principalmente obter um menor atrito com o ar, resultando em velocidades mais altas e em um menor consumo de combustível (MATOS e BOTELHO, 2007). Na arquitetura e construção civil, a aerodinâmica tem ganhado espaço devido aos prédios estarem cada vez mais altos. Ela pode fornecer indicações preciosas quanto às forças eólicas atuantes nas construções. Segundo Uzueli *et al.* (2008), a aerodinâmica é de fundamental importância para a compreensão das condições de ventilação urbana atual e para a realização de estudos preditivos em projetos, bem como a verificação dos efeitos do vento em grupos de edifícios.

A aerodinâmica tem sido largamente empregada em projetos de engenharia e áreas afins, devido aos resultados obtidos através de seus estudos proporcionarem maior segurança, competitividade, confiabilidade e eficiência dos projetos, além de redução de custos na maioria das vezes.

No intuito de se compreender a mecânica do voo, ventos naturais eram utilizados, inicialmente, para prover estudos aerodinâmicos. No entanto, não havia controle do escoamento, levando-se, então, à necessidade do desenvolvimento de um equipamento capaz de gerar escoamento de ar em situações controladas, o que impulsionou os estudos do túnel de vento (BESSA *et al.*, 2011).

Segundo Montefusco (2011), um túnel de vento é uma instalação geradora de uma corrente de ar artificial, com características especiais, destinada à simulação experimental de certos tipos de escoamentos reais. É um aparelho que verifica, através de testes, a ação do ar sobre o objeto estático, e mostra o que aconteceria caso o objeto estivesse se movendo através do ar, fornecendo um diagnóstico detalhado dos esforços devido ao escoamento (NASA, 2015).

Os túneis de vento apresentam diversas configurações para diferentes propósitos. Quanto ao tipo de circuito, eles podem ser classificados como de circuito aberto (Figura 1) ou fechado (Figura 2). Os túneis de vento de circuito aberto podem ser distinguidos ainda como sopradores ou de sucção, se referindo ao modo de operação. Nos túneis sopradores, um ventilador é instalado na entrada do túnel de vento que empurra o ar para dentro. A vantagem deste tipo de túnel de vento em relação ao de sucção é a capacidade de trabalhar com maior demanda de carga do sistema, pois pode-se utilizar um ventilador centrífugo. Já nos túneis de sucção, a entrada é aberta para atmosfera e o ventilador axial é instalado após a seção de testes. Além disso, nos túneis de sucção a entrada é geralmente mais suscetível à turbulência. No soprador, a turbulência também é um problema, mas eles são menos sensíveis a ela.

Os túneis de vento podem ser classificados como subsônicos ou supersônicos. Segundo Fox *et al.* (2006), o número de Mach (M) é definido como a razão entre a velocidade do escoamento e a velocidade local do som. De acordo com Bessa *et al.* (2011), um túnel de vento é definido como subsônico quando $M < 1$, e supersônico quando $M > 1$.

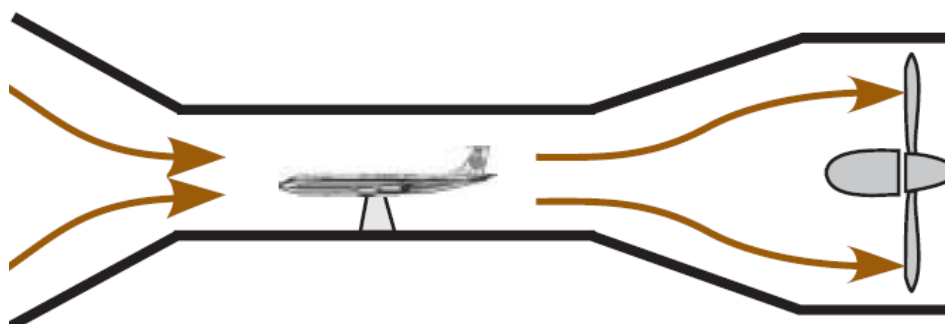


FIGURA 1. Túnel de vento de circuito aberto. **Fonte:** Anderson e Eberhard (2001).

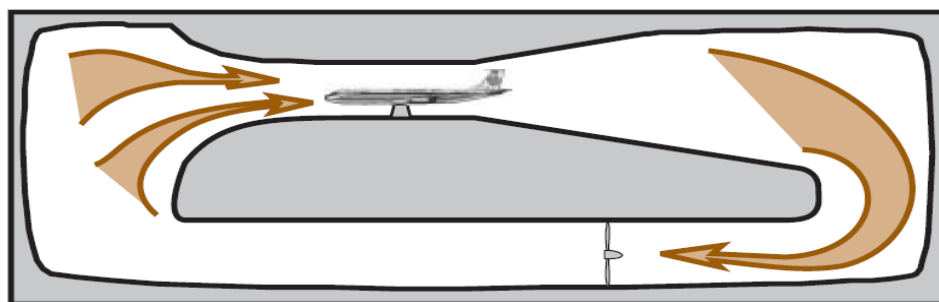


FIGURA 2. Túnel de vento de circuito fechado. **Fonte:** Anderson e Eberhard (2001).

Um escoamento laminar ocorre geralmente a baixas velocidades e em fluidos que apresentem grande viscosidade. A viscosidade é a propriedade que determina o grau de resistência do fluído à força de cisalhamento, ou seja, a dificuldade do fluído em escoar. Escoamento com baixo número de Reynolds são, geralmente, laminares. O número de Reynolds é a razão entre as forças de inércia e as forças de viscosidade.

Um túnel de vento precisa apresentar um fluxo de ar relativamente livre de turbulências a fim de que seus resultados sejam confiáveis. Desta maneira, é preciso que a transição de uma seção para outra seja feita de forma suave e gradual, bem como ele deve fornecer um número de Reynolds inferior a 2300. Segundo Fox *et al.* (2006), é este o limite que determina, aproximadamente, a linha de transição entre escoamento laminar e turbulento.

De acordo com Souza Junior *et al.* (2012), mesmo com o avanço em dinâmica dos fluidos computacional, a utilização dos túneis de vento em testes e estudos continua sendo de extrema importância, uma vez que eles fornecem parâmetros em condições próximas àquelas em que o corpo será utilizado. Além disto, ainda existem muitas condições de escoamento que não podem ser representadas por modelos computacionais. Desta forma, estudos buscando aperfeiçoar e aumentar a utilidade do túnel de vento se tornou cada vez mais frequentes.

Existem diversos túneis de vento subsônicos disponíveis no mercado que são indicados para cursos de graduação e projetos de pesquisa. Os túneis de vento subsônicos didáticos com circuito aberto, apesar de não representarem a melhor opção no mercado, são de equipamentos de baixo custo e permitem estudar os conceitos fundamentais da mecânica dos fluidos, sobretudo da aerodinâmica, além de proporcionar uma visualização didática do escoamento e das ações devidas ao vento.

1.1. Túnel de vento de circuito aberto

Os túneis de vento de circuito aberto possuem diversos componentes que exercem funções específicas, a fim de se obter um bom funcionamento e resultados confiáveis. Conforme mostrado na Figura 3, eles apresentam configuração composta por um sistema de acionamento, um difusor grande angular, uma câmara estabilizadora, um trecho de contração, seção de testes e, em alguns casos, um difusor na saída. Os túneis de vento possuem, também, instrumentos para realizar medições de pressão e de velocidades, e podem apresentar dispositivos para melhorar a visualização do escoamento, como injetores de fumaça e sistemas de iluminação.

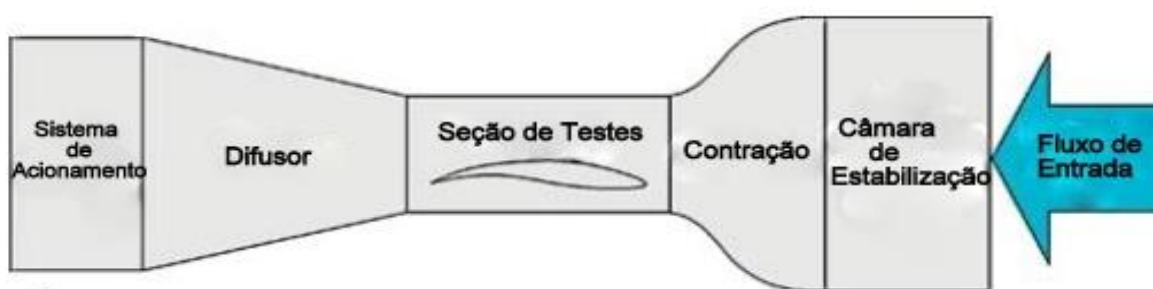


FIGURA 3. Componentes principais de um túnel de vento de circuito aberto.

Adaptado de: Cattafesta *et al.* (2010).

No sistema de acionamento, é fornecido o empuxo necessário para promover o escoamento no interior do túnel. Dependendo da configuração adotada, o sistema é constituído por um ventilador ou compressor, que é responsável, respectivamente, pela sucção ou sopro do ar para dentro do túnel de vento. De acordo com Vincensi (2014), geralmente se utiliza ventiladores axiais ou centrífugos como sistema de acionamento de túneis de vento subsônicos. Os ventiladores axiais são largamente empregados em túneis de vento de circuito fechado ou aberto. Eles são mais adequados para maiores vazões e menores pressões, ao contrário dos centrífugos. Quando a diferença de pressão ao longo do túnel é pequena, é vantajoso a utilização dos ventiladores axiais, levando em consideração o seu menor custo. Ainda segundo Vincensi (2014), o ventilador deve fornecer a vazão esperada, atender a demanda do sistema e superar as perdas geradas em cada componente, ou seja, suprir a queda de pressão total do sistema (Δp_{tot}). Logo, o aumento de pressão do ventilador (Δp_{vent}) deve ser igual a Δp_{tot} .

A seção de testes é o local onde os objetos são posicionados para os experimentos, sendo, portanto, a porção do túnel onde se deseja um fluxo de mais uniforme (CATTAFESTA *et al.*, 2010).

Em projeto de túneis de vento, deve-se iniciar o dimensionamento pela seção de testes, já que é a partir do seu formato e área que são definidos a contração e o difusor de saída.

De acordo com White (2002), o difusor é destinado a reduzir a velocidade a fim de se recuperar a altura de pressão do escoamento. O difusor permite, também, a estabilidade temporal do escoamento no interior do túnel, além de uniformizar a distribuição de velocidades e reduzir as vibrações resultantes do escoamento com alto nível de perturbação proporcionado pelo ventilador (SACOMANO FILHO, 2008). O formato do difusor pode ser observado na Figura 4.

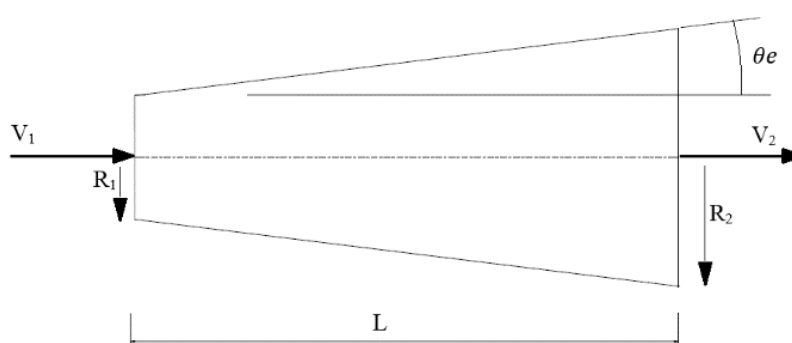


FIGURA 4. Geometria de um difusor. **Fonte:** Barlow *et al.* (1999).

Para difusores com ângulos pequenos, Barlow *et al.* (1999) sugere que a razão de áreas do difusor deve estar entre 2 e 3, bem como o ângulo total de divergência ($2\theta_e$), deve ser igual a 3° . No entanto, Coutinho (2014) afirma que ângulos cônicos que se encontram entre 3° e 7° apresentam uma eficiência de 90%.

Muitas vezes, o difusor é omitido em túneis sopradores, fazendo com que a saída seja logo após a seção de testes. No entanto, além dos difusores reduzirem a perda de energia na saída, Mehta e Bradshaw (2016) afirmam que eles também servem para se evitar problemas de arrastão nos laboratórios por causa dos jatos de ar.

Para o projeto de um túnel de vento soprador, há a necessidade de se utilizar um difusor antes da câmara de estabilização, dada a diferença de áreas entre ela e o ventilador. Geralmente, são utilizados difusores com ângulos maiores, resultando em difusores mais curtos. Devido a rapidez no aumento de área, há uma grande perda de pressão e um risco de separação da camada limite. Logo, é comum a utilização de telas para se evitar esta separação. Mehta e Bradshaw (2016) sugerem a utilização de um gráfico (Figura 5) para o projeto de um difusor grande angular em termos da razão de áreas, do ângulo total de divergência ($2\theta_e$) e do número de telas.

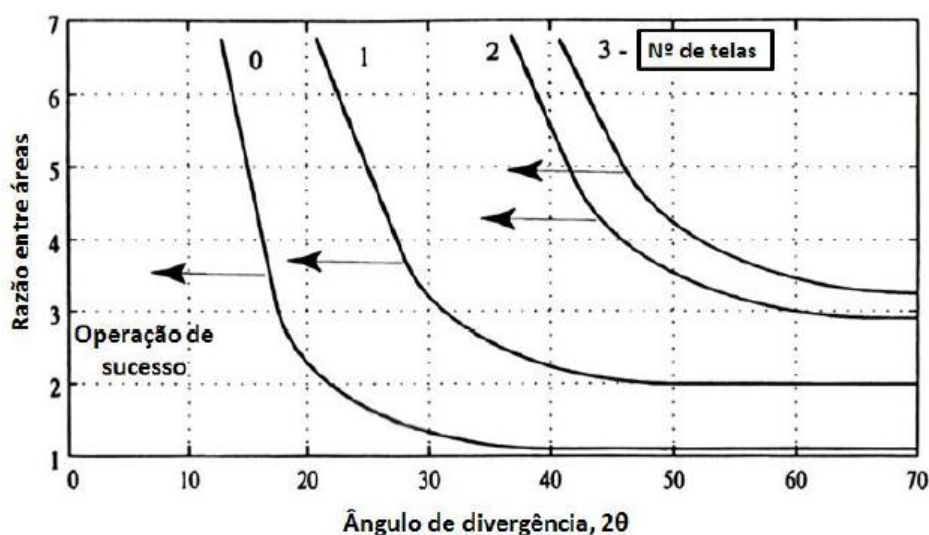


FIGURA 5. Influência dos parâmetros de projeto em um difusor grande angular.

Adaptado de: Mehta e Bradshaw (2016).

A câmara de estabilização geralmente é composta por uma espécie de colmeia seguida de uma tela de controle de turbulência. Segundo Uzuelli *et al.* (2008), a colmeia é o dispositivo responsável pela uniformização do fluxo de ar dentro do túnel. Desta forma, ela tem a função de corrigir a direção do escoamento, reduzindo, assim, os níveis de turbulência do fluxo de entrada. No entanto, ela causa pequenas turbulências em sua proximidade, que podem ser controladas através de telas de controle de turbulência. Segundo Cattafesta *et al.* (2010), a distância entre as telas deve ser 0,2 vezes o diâmetro hidráulico da câmara de estabilização. Já seu comprimento é de, em média, metade do valor do diâmetro de entrada (ARIFUZZAMAN e MASHUD, 2012).

Os principais parâmetros da colmeia são o comprimento (H_L), o diâmetro hidráulico da célula (H_D) e a porosidade (β_s). Os estudos realizados por Scheiman (1981) sugerem que o valor do comprimento da colmeia deve ser seis vezes o diâmetro hidráulico da célula. A porosidade da colmeia é a razão entre a área de fluxo real e a área total. Segundo Mehta e Bradshaw (2016), ela deve ter um valor maior ou igual a 0,8.

As telas são caracterizadas principalmente pela porosidade que, nesse caso, é definida pela Equação 1, sendo d_w o diâmetro do arame e W_m a largura de uma célula quadrada. Segundo Mehta e Bradshaw (2016), a porosidade da tela deve estar entre 0,58 e 0,8.

$$\beta_s = \left(1 - \frac{d_w}{W_m}\right)^2 \quad (1)$$

Segundo Vincensi (2014), a câmara de contração é um elemento que permite ao ar proveniente da câmara de estabilização chegar à seção de testes com velocidade máxima. Bell e Mehta (1988) realizaram trabalhos sobre câmaras contrações, utilizando equações do terceiro, quinto e sétimo grau. A equação que apresentou melhores resultados foi a de quinto grau (Equação 2), sendo H_i e H_e as alturas da contração na entrada e na saída, respectivamente, medindo-se até o plano de simetria da contração (conforme mostrado na Figura 6), X' a distância no eixo X partido na entrada da contração até sua saída e $Y(X')$ a coordenada em função de X' .

$$Y(X') = H_i - (H_i - H_e)[6(X')^5 - 15(X')^4 + 10(X')^3] \quad (2)$$

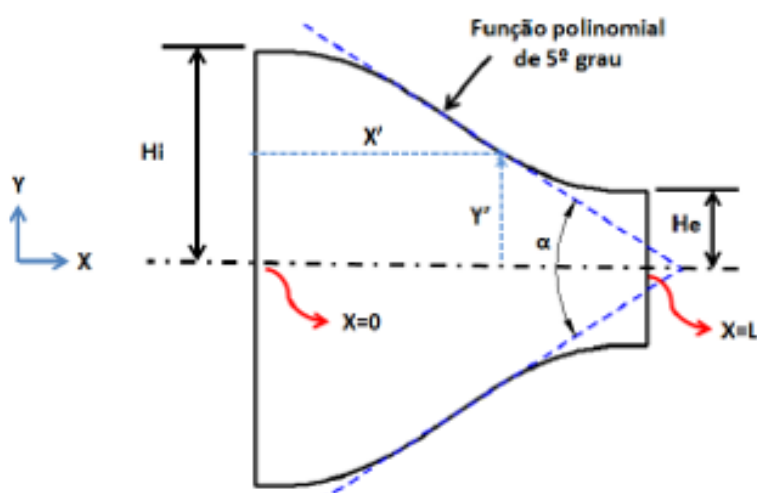


FIGURA 6. Câmara de contração definida por polinômio de quinto grau. **Fonte:** Vincensi (2014).

Bell e Metha (1988) sugerem, ainda, que a relação entre as áreas de entrada e saída da contração deve estar entre 6 e 10, bem como a razão L/H_i , sendo L o comprimento da câmara de contração, deve ser cerca de 0,89. No entanto, Brusca *et al.* (2011) propõe utilizar $L/(2H_i)$ de aproximadamente igual a 1.

1.2. Perdas de carga em túneis de vento

Segundo Brusca *et al.* (2011), as perdas de carga em um túnel de vento são obtidas estudando-se separadamente cada uma de suas seções. Ela é calculada através do somatório do produto entre o coeficiente de perda de carga individual (K_i) e a pressão dinâmica calculada na entrada de cada elemento (q_i). A pressão dinâmica pode ser calculada pela Equação 3, sendo ρ a massa específica e V a velocidade do escoamento, respectivamente.

$$q_i = \frac{\rho V^2}{2} \quad (3)$$

O coeficiente de perda de carga (K) depende do fator de atrito (f), dado pela lei universal de Prandtl (Equação 4), que, por sua vez, depende do número de Reynolds (Re) na seção de entrada. Esta formulação implícita, iniciando-se com $f = 1$, convergirá em no máximo 6 iterações (BRUSCA *et al.*, 2011):

$$f = [2\log_{10}(Re\sqrt{f}) - 0,8]^{-2} \quad (4)$$

A queda de pressão total do sistema (Δp_{tot}) pode ser obtida aplicando-se a equação de Bernoulli para escoamentos reais (considerando-se as perdas) em pontos de mesma elevação e isolando-se a diferença de pressão (Equação 5).

$$\Delta p_{tot} = \frac{\rho V_{saída}^2}{2} - \frac{\rho V_{entrada}^2}{2} + \sum_i^n K_i q_i \quad (5)$$

Segundo Vincensi (2014), para colmeias com H_L/H_D igual a 6, o coeficiente de perda de carga é: 0,30 para células circulares, 0,22 para células quadradas e 0,20 para células hexagonais.

Para a perda de carga em telas, Eckert *et al.* (1976) propõe uma relação empírica baseada na porosidade, no diâmetro do arame e no fator de malha (K_{mesh}). Segundo Brusca *et al.* (2011), um valor médio de 1,3 para K_{mesh} é uma boa escolha na maioria dos casos. A queda de pressão em telas (K_t) é dada pela Equações 6 e 7 com base no número de Reynolds (Re_w) calculado a partir do diâmetro do arame da tela.

$$K_t = K_{mesh} K_{RN} (1 - \beta_s) + \left[\frac{(1 - \beta_s)^2}{\beta_s^2} \right] \quad (6)$$

$$K_{RN} = \begin{cases} 0,785 \left(1 - \frac{Re_w}{354} \right) + 1,01 & \text{se } 0 \leq Re_w < 400 \\ 1,0 & \text{se } Re_w \geq 400 \end{cases} \quad (7)$$

No bocal da câmara de contração, somente as perdas devido ao atrito são consideradas, uma vez que as contrações representam aproximadamente 3% das perdas totais de um túnel de

vento. Segundo Wattendorf (1938), uma boa aproximação para coeficientes de perdas na contração pode ser obtida pela Equação 8, sendo L_{co} o comprimento e D_{co} o diâmetro hidráulico de saída da contração, respectivamente, e $f_{méd}$ o fator de atrito médio da contração.

$$K_{co} = 0,32 f_{méd} \frac{L_{co}}{D_{co}} \quad (8)$$

Para uma seção de testes vazia, pode-se considerar as perdas de carga na seção de testes como contínuas (BRUSCA, 2011). Deste modo, o coeficiente de perdas no bocal (K_{st}) é dado pela Equação 9, sendo L_{st} o comprimento e D_{st} o diâmetro hidráulico da seção de testes, respectivamente.

$$K_{st} = f \frac{L_{st}}{D_{st}} \quad (9)$$

Segundo Brusca (2011), o coeficiente de perdas no difusor (K_{dif}) é a soma entre o coeficiente de perdas por atrito (K_f) e o coeficiente de perdas de expansão (K_{exp}). O coeficiente de perdas por atrito pode ser calculado pela Equação 10, com base na razão entre as áreas de entrada e saída do difusor (A_r), no coeficiente de atrito (f) e no ângulo cônico equivalente (θ_{exp}). O ângulo cônico equivalente é dado pela Equação 11, sendo L o comprimento do difusor e D_{ent} o diâmetro hidráulico da entrada.

$$K_f = \left(1 - \frac{1}{A_r^2}\right) \frac{f}{8 \sin \theta_{exp}} \quad (10)$$

$$\theta_{exp} = \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{A_r} - 1}{\frac{2L}{D_{ent}}} \right) \quad (11)$$

Finalmente, o coeficiente de perdas por expansão é dado pela Equação 12, sendo K_e definida pelas expressões propostas por Eckert *et al.* (1976) para seções quadradas (Equação 13) e circulares.

$$K_{exp} = K_e \left(\frac{A_r - 1}{A_r} \right)^2 \quad (12)$$

$$K_e = \begin{cases} 0,096 - 0,004\theta_e & \text{se } 0 < \theta_e < 1,5^\circ \\ 0,12 - 0,046\theta_e + 0,02\theta_e^2 - 0,003\theta_e^3 + 0,0006\theta_e^4 \\ \quad + 0,00003\theta_e^5 - 0,00002\theta_e^6 & \text{se } 1,5^\circ \leq \theta_e \leq 5^\circ \\ -0,013 + 0,059\theta_e & \text{se } \theta_e > 5^\circ \end{cases} \quad (13)$$

1.3. Dinâmica dos fluidos computacional

A dinâmica dos fluidos computacional (CFD) é aplicada para a solução de problemas de dinâmica dos fluidos através de métodos numéricos. As três equações principais resolvidas por este método são a equação da continuidade, a equação da quantidade de movimento e a equação da energia.

A resolução de um problema de CFD consiste em três partes importantes: pré-processamento, solução numérica e pós-processamento. Segundo Corbini (2012), o pré-processamento representa as fases de análise e tratamento do problema, geração da malha e especificação do escoamento (fronteira do domínio computacional e condições de contorno). Na solução numérica, as equações discretizadas para o problema estudado são resolvidas e, no pós-processamento, os resultados são visualizados e interpretados.

O domínio computacional a ser calculado é dividido em um conjunto de volumes finitos, pequenos volumes de controle que compõe a malha, na qual as equações matemáticas apresentadas são resolvidas (VINCENSI, 2014). A malha a ser gerada deve possuir boa qualidade, pois ela influencia diretamente nos resultados e no tempo de simulação.

As condições de contorno são condições iniciais aplicadas nos limites do domínio computacional. As condições de contorno mais comuns são dos tipos:

- a) Parede (*wall*): devido à condição de não deslizamento do fluido nas paredes, a componente tangencial da velocidade é definida como zero;
- b) Saída (*outlet*): pressão estática do fluido na saída do domínio computacional;
- c) Entrada (*inlet*): velocidade do fluido na entrada do domínio computacional.

Em engenharia, a maior parte dos escoamentos é considerada turbulenta. Logo, no estudo da mecânica dos fluidos, é necessário ter acesso a ferramentas capazes de representar os efeitos da turbulência (RAMIREZ, 2009). Segundo Çengel e Cimbala (2007), os modelos de turbulência são utilizados para levar em consideração a ação dos vórtices sobre a difusão e mistura em um escoamento. Os modelos mais conhecidos são o *k*-epsilon (*k-ε*) e o *k*-ômega (*k-ω*). No entanto, o

modelo de turbulência Spalart-Allmaras, desenvolvido mais recentemente, tem mostrado resultados rápidos e com melhores níveis de precisão. O modelo fornece uma eficiência superior para fluxos delimitados na parede e camadas limites submetidas a gradientes de pressão adversos (SPALART e ALLMARAS, 1994).

1.4. Objetivos

O objetivo principal deste trabalho foi o projeto aerodinâmico de um túnel de vento subsônico de circuito aberto de pequeno porte, tendo como diretrizes básicas de projeto as dimensões de sua seção de testes, bem como a velocidade que se deseja obter em seu interior. Os objetivos secundários envolvem a verificação do comportamento do escoamento de ar no interior de um túnel de vento e da influência da geometria do túnel de vento sobre o escoamento de ar em seu interior.

2. METODOLOGIA

Inicialmente, optou-se por avaliar o melhor tipo de contração e difusor de saída, omitindo-se o difusor grande angular. Logo, fixou-se uma seção de testes retangular com 1 m de comprimento total e 0,4 m de aresta da seção transversal. Em seguida, por meio da Equação 2, foram modelados seis tipos de câmara de contração, variando-se a razão de áreas em 6, 8 e 10. Modelou-se três delas aplicando $L/(2H_i)$ igual a 1 e as outras três aplicando L/H_i igual a 0,89. Já para o difusor, foram definidos oito tipos, utilizando razão de áreas iguais a 2 e 3, e variando os ângulos de divergência em 1,5°, 3°, 5° e 7°.

A modelagem do túnel de vento utilizando os parâmetros citados foi realizada usando o *software* CAD (desenho auxiliado por computador) Autodesk Inventor. A análise computacional do modelo foi realizada utilizando o *software* Altair Hypermesh para geração de malhas e o *software* Altair AcuConsole para simulação numérica.

Utilizou-se a formulação de Spalart-Allmaras para modelar a turbulência e uma malha com elementos tetraédricos de 15 mm de largura, refinada nos locais próximos a parede. As condições de contorno adotadas estão apresentadas na Figura 7.

A velocidade foi estabelecida na entrada e definida de modo que resultasse sempre em uma velocidade de, aproximadamente, 40 m/s na seção de testes e a pressão determinada na saída igual a zero (pressão manométrica).

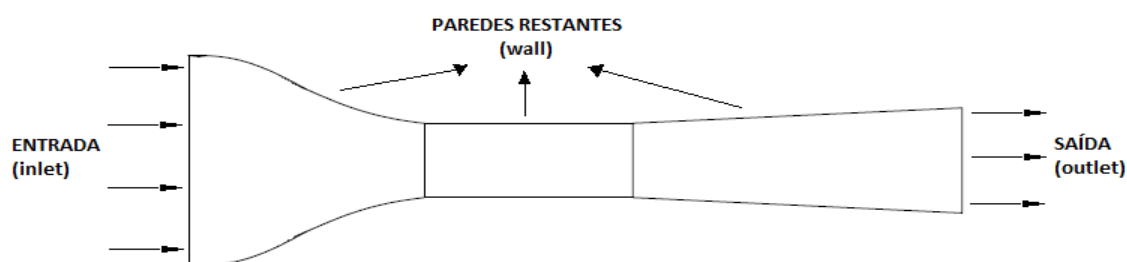


FIGURA 7. Condições de contorno aplicadas ao modelo numérico. **Fonte:** de autoria própria.

Inicialmente, fixando-se a contração modelada a partir de $L/(2Hi)$ igual a 1 e razão de área de entrada e saída igual a 8, foram realizadas simulações variando-se apenas os parâmetros do difusor (ângulo de divergência e razão entre áreas). Assim, foram realizadas quatro simulações utilizando a razão de áreas do difusor igual a 2, e quatro simulações com razão de áreas do difusor igual a 3. Todas estas simulações utilizaram ângulos de divergência para o difusor de 1,5°, 3°, 5° e 7°.

Em seguida, após escolher o difusor que apresentou melhores resultados, foram realizadas novas simulações variando os modelos da câmara de contração, além da razão entre suas áreas de entrada e saída. Desta vez, variou-se as razões de áreas entre 6, 8 e 10 para o modelo de contração que seguia $L/(2Hi)$ igual a 1, e, posteriormente, para o modelo que utilizava L/Hi igual a 0,89.

A partir dos resultados obtidos anteriormente, foi possível escolher a combinação contração-difusor que apresentou melhor desempenho. Em seguida, utilizando um ângulo total de divergência ($2\theta_e$) igual a 40° e razão de áreas de entrada e saída igual a 3,55, modelou-se o difusor grande angular. A tela selecionada foi a 20x32 BWG, com d_w e W_m iguais a 0,23 mm e 1,08 mm, respectivamente (TECIAM, 2016). Já a colmeia escolhida foi a PCGA-XR2 3003, fabricada em alumínio, com forma hexagonal e com D_h igual a 6,6679 mm (PLASCORE, 2016). O comprimento da câmara de estabilização foi definido como metade do diâmetro hidráulico da contração.

Com a modelagem do difusor grande angular e da câmara de estabilização, foi realizada nova simulação incluindo tais componente (sem a presença de telas e colmeias) para se avaliar suas influências sobre o escoamento e para o cálculo da perda de pressão total do túnel.

Com a geometria definida, iniciou-se os cálculos da perda de carga para validação do resultado encontrado por CFD para diferença de pressão ao longo do túnel. Por meio da equação

da conservação da massa, foi possível calcular as velocidades na seção de entrada de cada elemento e, assim, a respectiva pressão dinâmica. Os coeficientes de perda de carga para cada componente foram calculados conforme as equações descritas anteriormente. Finalmente, calculou-se a perda de carga total do túnel de vento.

Utilizando-se o *software* VORTEX (OTAM, 2016), selecionou-se o ventilador que atenderia a vazão do sistema, bem como a perda de pressão. O *software* faz a escolha baseando-se na vazão requerida e na diferença de pressão estática ao longo do túnel.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Como trata-se um projeto de baixo custo, optou-se pela utilização do difusor visando uma maior recuperação de pressão e, assim, a possibilidade de se utilizar um ventilador axial.

A Figura 8 mostra o resultado das simulações numéricas para a variação de velocidades no interior do túnel de vento para difusores com razão entre áreas igual a 2 e 3, e ângulos de divergência (θ_e) variados.

Para razão de áreas igual a 2, é possível notar que, para θ_e igual 1,5°, a velocidade no interior da seção de testes permaneceu constante, bem como apresentou uma diminuição gradativa de velocidade no difusor. A medida que o ângulo de divergência do difusor foi aumentando, houve descolamento da camada limite e, assim, uma maior quantidade de velocidades irregulares tanto no difusor quanto na seção de testes.

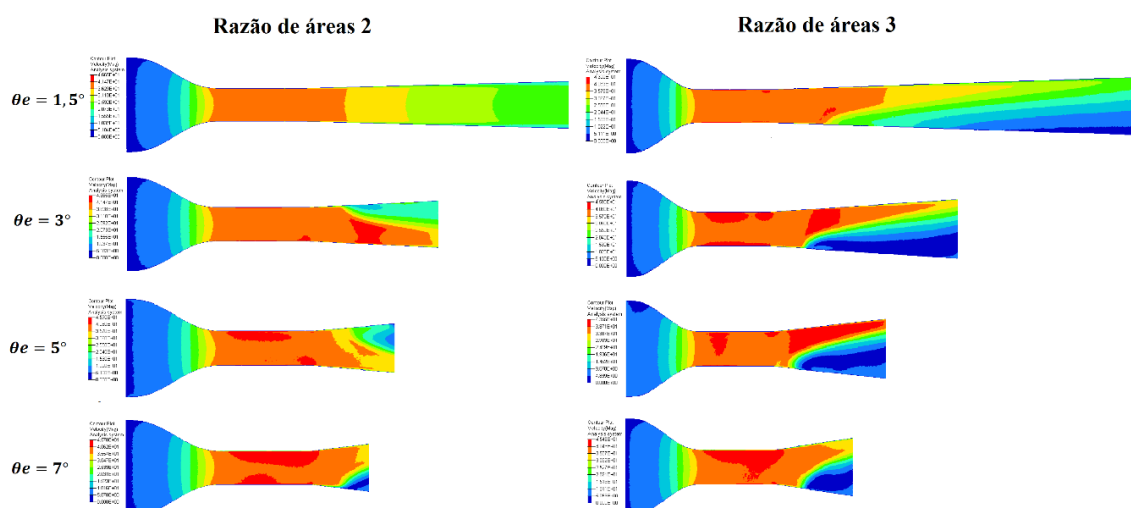


FIGURA 8. Variação de velocidades no interior do túnel para diversos difusores.

Fonte: de autoria própria.

Observando as simulações para difusores com razão de áreas igual a 3, é possível verificar que o aumento da razão de áreas para o difusor resulta em velocidades ainda mais irregulares tanto no difusor quanto na seção de testes. Desta maneira, analisando todas as simulações, observou-se que o difusor com o menor ângulo de divergência (θ_e igual $1,5^\circ$) e menor razão de áreas (razão de áreas igual a 2) apresentou o melhor desempenho. Assim, fixando-se então o difusor descrito anteriormente, foram realizadas novas simulações variando-se, desta vez, o modelo e a razão entre áreas da câmara de contração, cujos resultados podem ser visualizados na Figura 9.

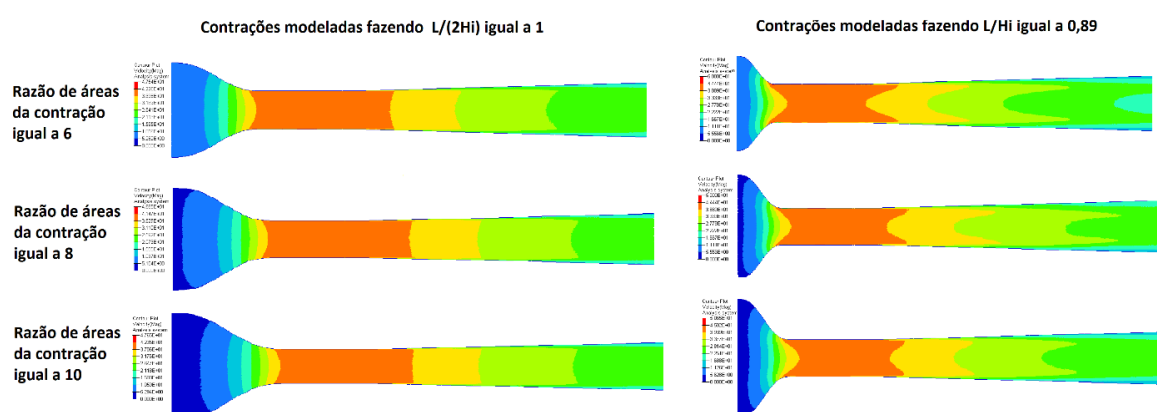


FIGURA 9. Variação de velocidades no interior do túnel de vento para um difusor com θ_e igual $1,5^\circ$ e razão de áreas igual a 2 em função da variação da contração. **Fonte:** de autoria própria.

Como se pode verificar, a variação da razão de áreas da câmara de contração influenciou pouco na variação de velocidades. Quanto ao modelo, percebemos pequenas variações de velocidade quando se utiliza $L/(2H_i)$ igual a 1, pois a diminuição de velocidade no difusor ocorre de maneira mais gradual, bem como há uma pequena variação de velocidades na entrada e na saída da seção de testes. Deste modo, foi possível perceber que a combinação contração-difusor que apresentou melhores resultados foi aquela na qual utilizava razão de áreas para a contração igual a 8 e $L/(2H_i)$ igual a 1, bem como um difusor com razão de áreas igual a 2 e ângulo de divergência igual a $1,5^\circ$. A Figura 10 mostra as linhas de fluxo no interior do túnel de vento cuja geometria apresentou a melhor desempenho.

Com a escolha do difusor e da contração, realizou-se nova simulação, incluindo-se, dessa vez, a câmara de estabilização e o difusor grande angular. A Figura 11 mostra a variação de velocidades sobre o plano médio ZX.

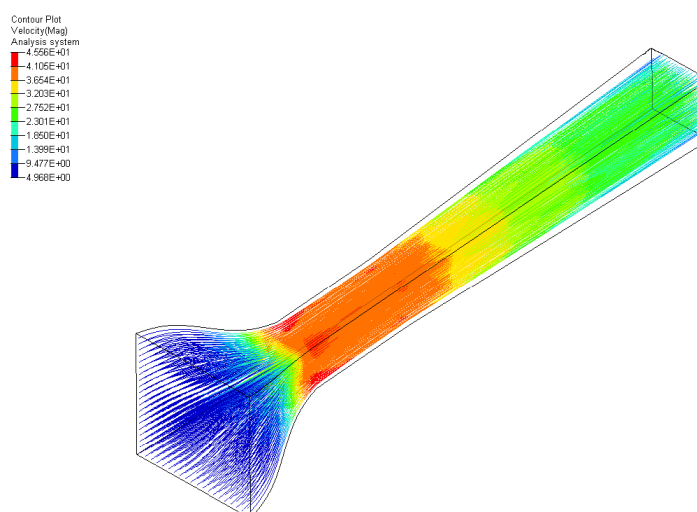


FIGURA 10. Linhas de fluxo no interior do túnel de vento que apresentou melhor desempenho.

Fonte: de autoria própria.

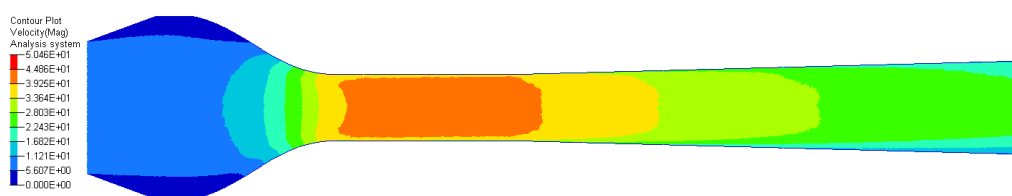


FIGURA 11. Variação de velocidades ao longo do túnel de vento. **Fonte:** de autoria própria.

Nota-se que a velocidade de fluxo aumenta ao longo da contração e permanece constante ao longo da seção de teste (onde alcança seu valor mais alto) e, em seguida, o fluxo de velocidade diminui gradualmente a partir da seção de teste para a saída do difusor. É possível perceber também a formação da camada limite, bem como o seu crescimento ao longo do difusor de saída. No difusor grande angular, há espessamento da camada limite como esperado, pois há uma grande mudança de área em uma distância curta. Tanto a câmara de estabilização, quanto o difusor grande angular não apresentaram grandes influências sobre o fluxo laminar no interior da seção de testes. Apesar dos parâmetros do difusor grande angular não exigirem a utilização de telas e as simulações apresentarem bons resultados, optou-se pela utilização de uma tela e uma colmeia. Tais componentes são capazes de amenizar as irregularidades do fluxo de ar gerado pelo ventilador, que representa uma variável não analisada nas simulações numéricas realizadas.

A variação da pressão estática ao longo do túnel de vento pode ser observada na Figura 12, onde é possível perceber que as alterações de pressão estática são muito pequenas ao longo da seção de testes, indicando que não há espessamento da camada limite em suas paredes.



FIGURA 12. Variação da pressão estática ao longo do túnel de vento. **Fonte:** de autoria própria.

A Figura 13 mostra o comportamento da pressão estática e da pressão dinâmica ao longo do túnel de vento. Como esperado pela equação de Bernoulli, a pressão estática aumenta com a diminuição da velocidade (e, consequentemente, da pressão dinâmica). Também é possível perceber que a diferença de pressão estática ao longo do túnel (Δp_{tot}) é cerca de 275 Pa.

Para validação do resultado da diferença de pressão obtida por CFD, os cálculos de perda de carga de cada componente podem ser observados na Tabela 1.

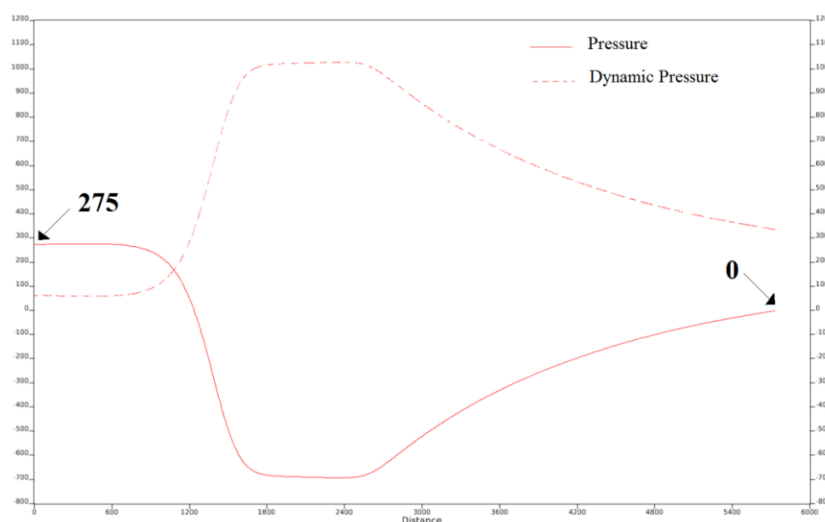


FIGURA 13. Gráfico da pressão estática x pressão dinâmica. **Fonte:** de autoria própria.

TABELA 1. Perda de carga em cada componente. **Fonte:** de autoria própria.

Componente	K	q(Pa)	$K_i q_i$ (Pa)
Câmara de Estabilização	0.0069023	15.31875	0.10569
Tela	1.2306	15.31875	18.84356
Colméia	0.2	15.31875	3.0625
Câmara de Contração	0.0011426	15.31875	0.17594
Seção de Testes	0.0287	980.4	28.13748
Difusor	0.0637545	980.4	62.5049
Difusor grande angular	0.29035	61.25	17.7839
Total			$\sum_i^n K_i q_i = 130.61387$

Sendo a pressão dinâmica na saída e na entrada do túnel iguais a 245 Pa e 61,25 Pa, respectivamente, temos que $\Delta p_{tot} = 245 + 130,61 - 61,25 = 314,36$ Pa. Uma vez que, nas simulações de CFD, a tela e a colmeia foram desprezadas, temos que Δp_{tot} , descontado seus valores de perda de carga, é igual a 292,46 Pa. Dessa maneira, a diferença entre o valor de 275 MPa obtido por CFD e o valor calculado foi de apenas 5,97%.

Com o valor da perda de pressão no túnel e a vazão requerida, foi possível selecionar, por meio do *software* VORTEX, o ventilador que melhor atendesse a demanda do sistema. O ventilador selecionado foi o AFR AC 800 CLASSE I, com 5,14 cv de potência e rendimento de 69,32% (OTAM, 2016). O diâmetro do ventilador é de 800 mm e o lado do quadrado da seção transversal de entrada também é de 800 mm, sendo necessária apenas uma pequena transição de seção quadrada para circular.

4. CONCLUSÕES

Observou-se que ângulos de divergência maiores ou iguais a 3° e razão de áreas igual a 3 no difusor podem resultar em velocidades irregulares tanto na região do difusor quanto na seção de testes, comprometendo-se, assim, o fluxo laminar no interior do túnel de vento. Já a câmara de contração apresentou bons resultados quando combinada com um difusor com ângulo de 1,5° e razão de áreas igual a 2. Foi observado que a variação das razões de áreas da câmara de contração influencia muito pouco a velocidade do fluxo em seu interior, independente do modelo de contração utilizado. Os resultados sugerem que deve-se utilizar ângulos pequenos (menores que 3°) no difusor, evitando-se que este apresente gradientes de pressão desfavoráveis que podem provocar a separação da camada limite e aumento de perdas de pressão.

Os valores de perda de pressão calculados por CFD e pelas equações disponíveis nas literaturas apresentaram resultados com diferença de apenas 5,97%, validando-se, assim, os resultados obtidos por CFD.

Espera-se uma boa qualidade dos resultados que possam ser obtidos pelo túnel de vento de melhor desempenho estudado, visto que o fluxo laminar e de alta velocidade dentro da seção de testes são os objetivos principais para que o túnel alcance bons resultados durante a fase de execução de experimentos.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Laboratório de Simulação Numérica Aplicada (LASIN) do DEMEP/UFSJ, à Altair Brasil e à Autodesk pelo apoio na realização deste trabalho.

6. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo das informações contidas neste artigo.

7. REFERÊNCIAS

ANDERSON, D. F.; EBERHARD, S. Understanding Flight. 2ed., McGraw-Hill, United States, 2001.

ARIFUZZAMAN, M.; MASHUD, M. Design construction and performace test of a low cost subsonic wind tunnel. Journal of Engineering (IOSRJEN), v. 2, p.83-92, 2012.

BARLOW, B. J.; RAE, W. H.; POPE, A. Low speed wind tunnel testing. 3ed. John Wiley & Sons, New York, 1999.

BELL, J. H.; MEHTA, R. D. Contraction design for small low-speed wind tunnels. NASA CR-177488, 1988.

BESSA, C. V. X.; BRANCO, F. P.; PEREIRA, M. C. Projeto de um túnel de vento experimental em forma de bancada didática para uso em aulas de engenharia. Anais do XXXIX Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia, Blumenau, 2011.

BRUSCA, S.; LANZAFAME, R.; Messina, M. Low-speed wind tunnel: Design and build. In: PEREIRA, J. D., Wind Tunnels, University of Catania, New York, 2011.

CATTAFESTA, L.; BAHR, C.; MATHEW, J. Fundamentals of wind-tunnel design. Encyclopedia of Aerospace Engineering. John Wiley & Sons, 2010.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. Mecânica dos fluidos. 1ed., McGraw-Hill, São Paulo, 2007.

CORBINI, L. X. Avaliação da perda de carga em um filtro granular em escala bancada para remoção de particulados oriundos da gaseificação/combustão de carvões. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

COUTINHO., F. R. Projeto de um túnel de vento subsônico do tipo soprador. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

ECKERT, W. T.; MORT, K. W.; JOPE, J. Aerodynamic design guidelines and computer program for estimation of subsonic wind tunnel performance. NASA TN D-8243, 1976.

FOX, R. W; MCDONALD, A.; PRITCHARD, P. J. Introdução à mecânica dos fluidos. 6ed. LTC, Rio de Janeiro, 2006.

MATOS, C. C.; BOTELHO, R. D. A influência da aerodinâmica no design. Anais do II Encontro Latinoamericano de Diseño, Buenos Aires, 2007.

MEHTA, R. D.; BRADASHAW, P. Design rules for small low-speed wind tunnels. The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society, v. 73, p. 443, 1979.

MONTEFUSCO, R. TV-1 túnel-de-vento da Escola de Engenharia Mauá utilizado na disciplina “Introdução à Engenharia” - Parte 2: Simulação da camada limite atmosférica. Anais do XXXVI Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia, São Paulo, 2008.

NASA. What are wind tunnels? 2014. Disponível em: <<http://www.nasa.gov/audience/forstudents/5-8/features/what-are-wind-tunnels-58.html>>. Acesso em: 19 mar. 2015.

OTAM S&P BRASIL. VORTEX. Disponível em: <<https://solerpalau.com.br>>. Acesso em: 2 ago. 2016.

PLASCORE. Honeycomb Materials. Disponível em: <<http://www.plascore.com>>. Acesso em: 2 ago. 2016.

RAMIREZ, M. V. Simulação da perda de carga e da eficiência de coleta em ciclones através da fluidodinâmica computacional (CFD). Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2009.

SACOMANO FILHO, F. L. Projeto básico de aparato experimental para a simulação do movimento relativo veículo-solo em túnel de vento. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

SHEIMAN, J. Considerations for the installation of honeycomb and screens to reduce wind-tunnel turbulence. NASA TM-81868, 1981.

SOUZA JUNIOR, D. P.; FERREIRA, G. G.; LETA, F. R. Desenvolvimento de um túnel de vento compacto para simulações didáticas de projetos de engenharia mecânica. Anais do VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, São Luís, 2012.

SPALART P. R.; ALLMARAS, S. R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. La Recherche Aéronautique, v. 1, pp. 5-21, 1994.

TECIAM TELAS E TECIDOS METÁLICOS. Disponível em: <<http://www.teciam.com.br>>. Acesso em: 2 ago. 2016.

UZUELLI, A. G.; SHIMOMURA, A. R. P.; DUARTE, D. Túnel de vento da FAUUSP: Instrumento para ensaios de modelos físicos em conforto ambiental. Anais do Congresso Latinoamericano de Ingeniería del Viento, Montevideo, 2008.

VINCENSI, A. Dimensionamento de um túnel de vento subsônico. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi, 2014.

WATTENDORF, F. L. Factors influencing the energy ratio of return flow wind tunnels. Proceedings of 5th International Congress for Applied Mechanics, Cambridge, 1938.

WHITE, F. M. Mecânica dos fluidos. 4ed. McGraw-Hill, Rio de Janeiro, 2002.