

PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO

Romeu Abrahão Pereira¹; Leandro Aureliano da Silva²; Joubert Vieira Santos³; Kennedy Luis da Costa Melo⁴; Adielton Mendes Pereira⁵; Pedro Antônio dos Reis Oliveira⁶

^{1, 2, 3, 4, 5, 6} Faculdade de Talentos Humanos - FACTHUS, Uberaba (MG), Brasil

¹ Centro Brasileiro de Pesquisas Físicas – CBPF, Rio de Janeiro (RJ), Brasil

romeuabrahao@yahoo.com.br, lasilva@facthus.edu.br, joubertvs@gmail.com, kennedy.melo@gmail.com, aadielton@gmail.com, pedro.antonio_oliveira@hotmail.com

RESUMO: Estudantes dos programas de graduação são motivados a aplicar seus conhecimentos de engenharia e habilidades para pesquisa em projetos e suas implementações em áreas específicas do conhecimento técnico adquirido. Um túnel de vento é frequentemente usado em engenharia mecânica, elétrica, aeroespacial e de energia renovável, para a aquisição de informações experimentais nas investigações do comportamento de fluxos de fluídos em objetos, aeromodelos, asas de avião, aerofólios, estruturas de prédios, pontes e chaminés, bem como no aprendizado através da prática e do uso de instrumentos de medidas de grandezas características do próprio fluxo, tais como velocidade, pressão, momentos, forças e torques. Esse artigo apresenta o projeto de um túnel de vento de baixa velocidade, subsônico com número de Mach menor do que 0,3, tipo aberto e de baixo custo de construção, para uso em estudos, pesquisas em fluidodinâmica e análise aerodinâmica de pás e microturbinas eólicas. Os componentes são projetados especificamente para garantir, no espaço da câmara de testes, um fluxo de ar o mais uniforme possível independentemente do tempo.

PALAVRAS CHAVE: Bocal de Contração; Câmara de Estabilização; Câmara de Teste; Difusor; Túnel de Vento Subsônico.

A SUBSONIC WIND TUNNEL PROJECT

ABSTRACT: Undergraduate programs students are encouraged to apply their engineering knowledge and skills to research projects and their implementation in specific areas of expertise acquired. A wind tunnel is often used in mechanical engineering, electrical, aerospace and renewable energy, for the acquisition of experimental information on fluid flow behavior of investigations into objects, model airplanes, airplane wings, airfoils, building structures, bridges and chimneys and learning through practice and usage characteristics quantities measures instruments flow itself, such as speed, pressure, moments, forces and torques. This paper presents the design of a low-speed wind tunnel, subsonic to Mach number less than 0.3, open type and low cost of construction for use in studies, research in fluid dynamics and aerodynamics analysis of blade and microturbinas wind. The components are specifically designs to ensure, within the test chamber, an air flow as uniform as possible regardless of the time.

KEYWORDS: Nozzle; Settling Chamber; Test Chamber; diffuser; Subsonic Wind Tunnel.

INTRODUÇÃO

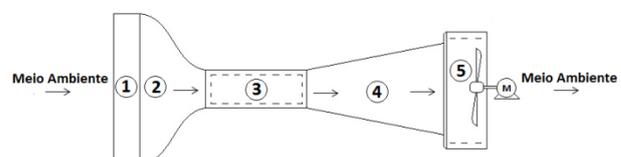
Um túnel de vento é um dispositivo projetado que define um ambiente do espaço delimitado por paredes, no qual o ar é soprado ou empurrado por meios mecânicos, no interior do qual se tem uma velocidade específica e um padrão de fluxo predeterminado num dado instante. O fluxo assim produzido é observado do exterior através de paredes transparentes na parte do túnel de vento na qual um objeto, modelo de estrutura em escala reduzida ou partes dele, estão imersos em fluxo, de modo a permitir a realização de medidas das perturbações, e a visualização do comportamento do objeto sob o efeito do fluxo.

No projeto de um túnel de vento são utilizados princípios e leis da Mecânica dos Fluídos e da Aerodinâmica, pois ocorrem vários fenômenos de fluxo de fluido, permitindo estudos das forças e momentos, estáticos e dinâmicos, em asas de avião, aerofólios, prédios, forças de arraste atuando sobre automóveis, permitindo a compreensão e visualização dos padrões de fluxo em torno de estruturas

tais como chaminés, pontes e mais o aprendizado e a prática de uso dos instrumentos de medidas de grandezas características do próprio fluxo, como velocidade, pressão e torques. (BARLOW, 1999), (PRANDTL, 1933), (KRAUSE, 2005).

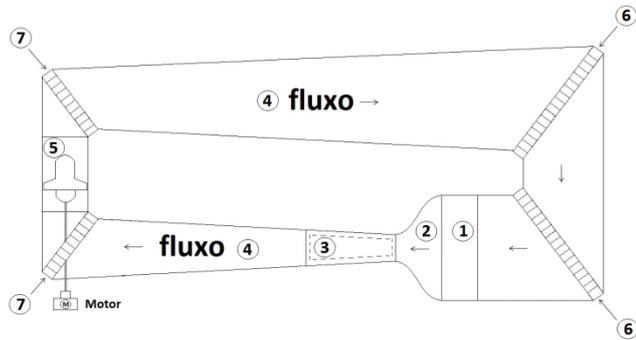
Os dois tipos básicos de túnel de vento são os de circuito aberto tipo Eiffel e o de circuito fechado tipo Göttingen segundo Prandtl (1933). No de circuito aberto mostrado esquematicamente na Fig. 1, o ar flui em linha reta da Seção de Estabilização (1) na entrada, através da Contração ou Bocal (2), para a Seção de Teste (3), fluindo desta para o Difusor (4) e, em seguida, pela seção de sucção das hélices (5) e, desta, para o meio ambiente

Figura 1 – Representação esquemática do túnel de vento aberto tipo Eiffel.



No túnel de vento de circuito fechado, também chamado de Prandtl ou Göttingen, mostrado na Fig. 2, o ar flui continuamente com nenhuma ou pouca troca de fluido com o meio exterior.

Figura 2 – Representação esquemática do túnel de Vento fechado.



- Legenda: (1) Seção Estabilizadora
 (2) Contração ou Bocal
 (3) Seção de Testes
 (4) Difusor
 (5) Hélice
 (6) Cantos longos
 (7) Cantos Curtos.

Os dois tipos de túnel de vento apresentam vantagens e desvantagens. No primeiro, o de circuito aberto, as vantagens se relacionam com o baixo custo de construção e permite visualização de fluxos usando fumaça, sem a necessidade de se purgar o túnel e, como desvantagens, apresenta maior consumo de energia em operação e alto nível de ruído ambiental. No de circuito fechado, tem-se melhor qualidade de fluxo e menor gasto em consumo de energia produzindo menor nível de ruído ambiental; contudo, o seu custo de construção é alto e deve ser purgado quando usado fumaça e exige instalação de trocador de calor (BARLOW, 1999), (KRAUSE, 2005).

O fluxo de ar em um túnel de vento, não é inteiramente unidimensional. Se a direção principal de fluxo é x, à medida que a seção transversal do fluxo varia, o mesmo flui também nas direções y e z. Contudo, se as mudanças de seções transversais ocorrem de modo gradual e suave, em seções A₁ e A₂ espaçadas de distâncias infinitesimais dx, as componentes y e z são pequenas em relação a correspondente x. Tem-se, então, um fluxo quase uni-dimensional e, nesse fluxo, os parâmetros pressão p, densidade ρ, velocidade u e área A só dependem de x e aplicam-se as equações de conservação: (KRAUSE, 2005), (MEHTA; BRADSHAW, 1979, Vol. 73).

Continuidade: $\rho_1 \mu_1 A_1 = \rho_2 \mu_2 A_2$

Momentum: $\rho_1 A_1 + \rho_1 u_1^2 + \int_{A_1}^{A_2} p dA = \rho_2 A_2 u_2^2 + A_2$

Entalpia: $h_1 + \frac{u_1^2}{2} = h_2 + \frac{u_2^2}{2} = \text{constante.}$

Colocando $p_2 = p_1 + dp$, $\rho_2 = \rho_1 + d\rho$ e $h_2 = h_1 + dh$ com a equação da continuidade escrita na forma diferencial:

$$\ln(\rho u A) = \ln \rho + \ln u + \ln A = \ln(\text{constante})$$

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{du}{u} + \frac{dA}{A} = 0$$

Na equação do momentum após simplificação e eliminação dos termos de ordem dois, fica

$$dp = -\rho u du$$

que levado na equação do momento e isolando $\frac{dA}{A}$, resulta:

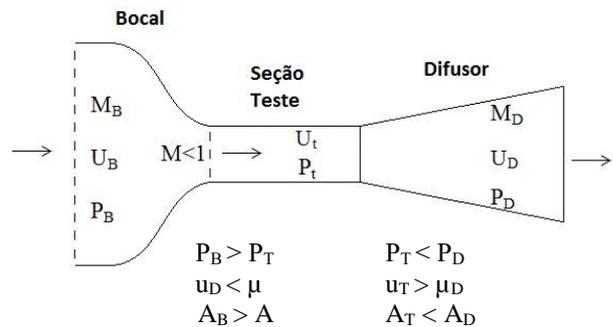
$$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho u^2} - \frac{dp}{\rho} = \frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho u^2} (1 - u^2 \frac{dp}{p})$$

Sendo $\frac{dp}{\rho} = u^2_{som}$, velocidade local do som, e $dp = -\rho u du$, escreve-se:

$$\frac{dA}{A} = \frac{du}{u} (M^2 - 1), \text{ com: } u^2 \cdot \frac{dp}{d\rho} = \frac{u^2}{\frac{dp}{d\rho}} = \frac{u^2}{u^2_{som}} = M^2.$$

Essa equação mostra a relação de variação da área, velocidade e pressão e o número de Mach, o qual usa a razão da velocidade do fluido, ou de qualquer outro objeto, e a velocidade do som. No túnel de vento ocorre redução no bocal e expansão no difusor, ocorrendo variações de área, velocidade e pressão, de modo que pode-se classificar o túnel de vento relativamente ao número de Mach e o aumento ou diminuição nos valores dessas grandezas. Assim, para $M < 1$, as variações ($\frac{dA}{A}$) é negativa no bocal e positiva no difusor enquanto ($\frac{du}{u}$) é positiva no bocal e negativa no difusor.

Figura 3 – Representação esquemática das variações da velocidade, pressão e área em túnel de vento.



- M: Número de Mach
 u: Velocidade
 P: Pressão
 A: Área

Um túnel de vento subsônico tem $0 < M < 0,25$ para fluidos incompressíveis e $0,25 < M < 0,8$ para fluidos

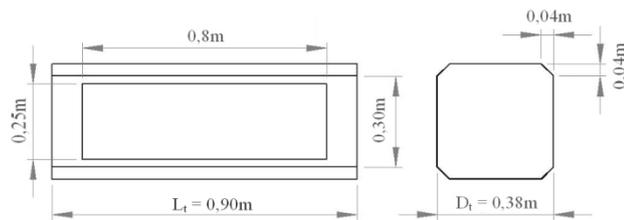
compressíveis. Os transônicos são de M no intervalo de 0,8 a 1,2 e, os supersônicos, de 1,2 a 5,0.

O primeiro passo no projeto de um túnel de vento está relacionado às dimensões e forma da secção transversal da câmara de teste e à velocidade do fluxo de ar no seu ambiente. Esses fatores, bem como todas as demais dimensões das outras partes que compõem o túnel de vento, são determinantes na sua estrutura, custo e desempenho de qualidade.

CÂMARA DE TESTE

Os parâmetros que definem a priori a dimensão da secção, forma geométrica e velocidade na câmara de teste seguem o estabelecido por Mehta et Bell (1988) e Barlow et al (1999), sendo a forma de secção transversal quadrada de lado igual a 0,38m, com as arestas no encontro dos lados em chanfros de 45° nos quatro cantos, e velocidade de fluxo igual a 20 m/s, como mostrado na Fig. 3.

Figura 3 – Secção longitudinal e transversal da Câmara de Teste.



D_t = Dimensão lateral, L_t = Comprimento, o índice t refere-se a teste.

O diâmetro hidráulico D_h é calculado usando (1), com A_t sendo a área da seção transversal da câmara de teste:

$$D_h = 2 \sqrt{\frac{A_t}{\pi}} = 0,43 \text{ m} \quad (1)$$

O Comprimento da câmara de teste deve satisfazer a condição [1]:

$$0,5 \cdot D_h < L_t < 3 \cdot D_h \quad (2)$$

O limite inferior garante que o fluxo de ar vindo do bocal torna-se uniforme, pois o mesmo requer uma distância equivalente aproximada de $0,5D_h$ antes que as não conformidades sejam reduzidas abaixo de níveis aceitáveis na câmara de teste; e, o superior, não permite o crescimento nos contornos de camadas de fluxo, o que provoca separação das mesmas na saída da câmara de teste. Com $L_t = 0,9 \text{ m}$ tem-se $L_t = 2,1 \cdot D_h$.

Num túnel de vento, as perdas de pressão ocorrem como perdas consecutivas nas suas diferentes partes. A perda de pressão em um dado componente é o produto do chamado coeficiente de perda K e a pressão dinâmica $1/2(\rho \cdot U^2)$ na entrada do túnel:

$$\Delta p = k \frac{\rho}{2} \cdot U^2 \quad (3)$$

ρ é a densidade do fluido e U é a velocidade do fluxo na entrada do componente do túnel. O fator K é função do fator de atrito f e do número de Reynolds Re , sendo:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot D_h}{\mu}$$

Na câmara de teste de secção transversal com área constante, a perda de pressão é proporcional ao seu comprimento L_t , à densidade ρ do fluido, inverso do diâmetro hidráulico e proporcional ao quadrado da velocidade:

$$\Delta p_{ct} = \rho \left(f \cdot \frac{L_t}{D_h} \right) \cdot \frac{U^2}{2}$$

que comparada à (3), resulta:

$$K_{ct} = \rho \left(f \cdot \frac{L_t}{D_h} \right) \cdot \frac{U^2}{2}$$

O fator de atrito decresce com o número de Reynolds, apresentando valores no intervalo $0,0069 \leq f \leq 0,123$ para $5 \cdot 10^5 \leq Re \leq 3 \cdot 10^7$. A relação entre f e Re é dada pela Lei de Atrito Universal de Prandtl (1933) expressa por (SCHLICHTING, 1995):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log_{10}(Re \cdot \sqrt{f}) - 0,8 \quad (4)$$

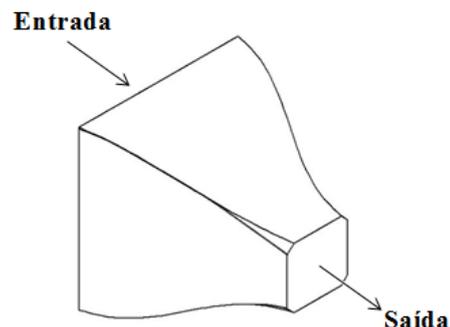
Com valores dos parâmetros da câmara de teste, resulta uma perda de pressão de $\Delta p = 6,312 \text{ Pa}$.

BOCAL - CONTRAÇÃO

O bocal ou contração do fluxo na chegada da câmara de teste acelera o fluxo e reduz variações na velocidade. A uniformidade do fluxo de ar na câmara de teste, bem como o valor da velocidade, dependem do projeto e da execução do bocal.

A seção e forma de saída do bocal, bem como suas dimensões são idênticas à da entrada da câmara de teste. A Fig. 4 mostra a silhueta do perfil do bocal com dimensão de entrada D_{be} e a de saída $D_{bs} = 0,38\text{m}$, tendo comprimento L_b , áreas de entrada A_{be} e de saída A_{bs} .

Figura 4 – Silhueta de perfil do bocal de redução.



A silhueta do bocal de contração deve propiciar redução das perdas em todas as partes do túnel de vento, fornecendo um fluxo de alta qualidade na câmara de teste, exigindo a não ocorrência de separação do fluxo ao longo das paredes e minimizando as espessuras dos contornos de camadas no plano de saída. A transição suave do contorno do bocal com a sua área de secção variável, para a câmara de teste com área de secção constante, requer declividade nula na entrada e também na saída do bocal de redução.

O procedimento de projeto de bocal de contração bi e tridimensional para túnel de vento de baixa velocidade, apresentando combinação favorável de uniformidade de fluxo, com fins contornos de camadas e perdas desprezíveis, é o desenvolvido por Bell e Mehta (1988) resultante de cálculos das distribuições das pressões nas paredes e das distribuições das velocidades, usando o método de potencial de fluxo, apresentando uma silhueta de bocal de contração definido pelo polinômio de quinta ordem.

$$Y(X) = H_c - (H_s - H_c) [6(x')^5 - 15(x')^4 + 10(x')^3] \quad (6)$$

sendo: H_c a altura da contração na entrada
 H_s a altura da contração na saída
 X' distância não-dimensional x/L_b
 L_b comprimento do bocal de contração

A altura da saída é igual à da câmara de teste, e a de entrada é definida de modo a resultar uma razão da secção transversal da entrada pela a da saída, satisfazendo a condição:

$$6 < \frac{A_{be}}{A_{bs}} < 10 \quad (7)$$

Valores da razão menores que o limite inferior não se mostram suficientes para compensar a perda de pressão nas telas instaladas na câmara de estabilização e, o limite de razão superior, evita a adoção de grande valores nas dimensões do projeto.

Adotando a razão de áreas igual a 6,93 a medida da aresta do bocal na entrada é $D_{be} = 1,00m$. O comprimento L_b do bocal deve satisfazer a condição (MEHTA; BRADSHAW, 1979, Vol. 73), (BELL; MEHTA, 1988).

$$0,667 < \frac{L_b}{D_{be}} < 1,79$$

a razão maior que 0,667 evita o desligamento do fluxo junto às paredes e, o valor 1,79 não propicia o aumento de espessura de contorno de camadas de fluxo. Adotando razão igual a um, resulta $L_t = 1,00m$.

Considerando um sistema de coordenadas com centro coincidente com o centro geométrico da secção de entrada do bocal e o eixo dos x sobre a linha de simetria do centro, como mostrado na Fig. 5, o polinômio de Bell-Mehta se escreve:

$$y(x) = 0,500 - 1,86x^5 + 4,65^4 - 3,10x^3 \quad (8)$$

satisfazendo às condições:

$$x = 0, y = 0,500 ; x = 1, y = 0,19$$

A declividade nula na entrada e saída implica $\frac{dy}{dx} = 0$ em $x = 0$ e $x = 1$

$$\frac{dy}{dx} = -9,3x^4 + 18,6x^3 - 9,3x^2 \quad (9)$$

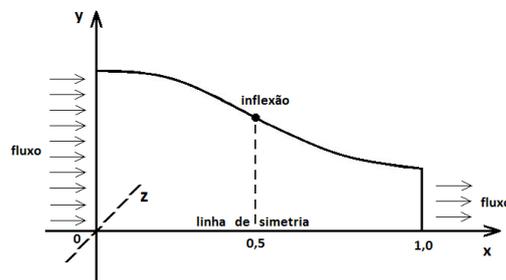
Anulando em $x_1 = x_2 = 0$ e $x_3 = x_4 = 1$.

A derivada segunda:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -37,2x^3 + 55,8x^2 - 18,6x \quad (10)$$

se anula em $x = 0$, $x = 0,5$ e $x = 1$. Sendo a derivada segunda negativa à esquerda de $x = 0,5$ e positiva à direita desse valor, a curva representativa de $y = f(x)$ apresenta inflexão passando de côncava a convexa (STEWART, 2010), (ALTAMIRO, 1962). Segundo Bell e Mehta(1988), o efeito desestabilizante sobre os contorno de camada na entrada do bocal é compensado pela passagem do fluxo após o ponto de inflexão devido ao forte gradiente de pressão favorável próximo à saída.

Figura 5 – Perfil gráfico do polinômio de quinta ordem de Bell-Mehta de acordo com a Eq. (8).

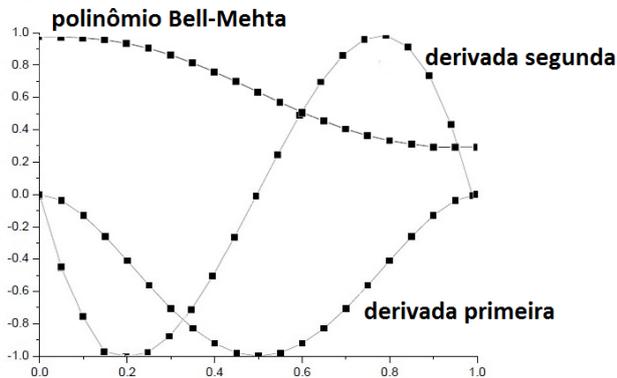


A Fig. 6 mostra a representação gráfica do polinômio de Bell-Mehta e das funções derivadas primeira e segunda, apresentando o ponto de inflexão, o qual ocorre em $x=L_t/2 = 0,500m$.

O comprimento da linha de silhueta do perfil, é calculado sobre a curva do contôrno da parede do bocal de contração (STEWART, 2010), (Dias, 1962).

$$L_{silhueta} = \int_{0,0}^{0,5} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} \right) dx \quad (11)$$

Figura 6 - Polinômio de quinta ordem de Bell-Mehta e suas funções derivadas primeira e segunda.



As perdas no bocal de contração são consideradas pequenas comparadas com as dos outros componentes, sendo aproximadamente 3% da perda total no túnel de vento de baixa velocidade. O coeficiente de perda é estimada pela expressão devida a F.L. Wattendorf (1938).

$$K_b = 0,32 \cdot f_m \cdot \left(\frac{L_b}{D_{ce}}\right) \quad (12)$$

sendo : L_b : o comprimento do bocal de contração
 D_{ce} : o diâmetro hidráulico da câmara de e estabilização
 f_m : o fator de atrito médio que se obtém usando a (4) com número de Reynold tomado como média de seus valores na entrada e na saída do bocal de contração, sendo cada um calculado segundo a (5), cujo valor, que levado em (4) resulta $f_m = 0,013$ e fornece $K_b = 0,00349$.

Usando em, (3) a velocidade média de entrada e saída do bocal de contração, resulta perda de 0,2449 Pa.

DIFUSOR

O comprimento do difusor é determinado em função das dimensões da secção de saída da câmara de teste e da secção circular da sucção de acordo com condição (MEHTA, 1979) :

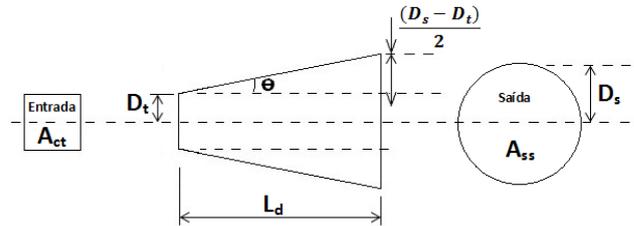
$$2 \leq \frac{A_{ss}}{A_{ct}} \leq 3 \quad (13)$$

A_{ss} = área circular da secção de sucção
 A_{ct} = área de secção da câmara de teste

Adotando a razão igual a dois, a área da secção circular de Sucção das hélices terá diâmetro de 0,60 m, resultando uma velocidade de ar $U_h = 10,2$ m/s na saída da hélice.

A Fig. 7 mostra esquematicamente o perfil longitudinal do difusor e as secções transversais na entrada e saída do mesmo.

Figura 7 - Secções esquemáticas longitudinais e transversais do difusor.



Estabelecendo o valor para o ângulo de cone Θ satisfazendo a condição (BARLOW; POPE, 1999), (ECKERT; MORT; POPE, 1976):

$$3 \leq \Theta \leq 6^\circ \quad (14)$$

calcula-se o comprimento L_d .

Adotando $\Theta = 3,1^\circ$, resulta $L_d = 1,60$ m.

A perda no bocal difusor K_d é devido ao atrito e à expansão do fluxo no mesmo, sendo dada pela equação (3), considerando as equações (ECKERT; MORT; POPE, 1976):

$$k_d = k_a + k_{exp} \quad (15)$$

$$K_a = \left(1 - \frac{1}{A_R^2}\right) \cdot \frac{f_{ct}}{8_{sen \theta}} \quad (16)$$

$$K_{exp} = \left(1 - \frac{1}{A_R}\right)^2 \cdot K(\theta) \quad (17)$$

Com A_R adotado igual a dois, o ângulo de cone é $3,1^\circ$ e, $K(\theta)$ em (17) dada pelo polinômio de grau seis, determinado por Eckert (1976), para ângulo de cone no intervalo $1,5^\circ$ a 5° :

$$K(\theta) = 0,1709 - 0,11700\theta + 0,0326\theta^2 + 0,001078\theta^3 - 0,0009076\theta^4 - 0,00001331\theta^5 + 0,0001345\theta^6 \quad (18)$$

Resultam: $K_a = 0,022141$, $K_{exp} = 0,041215$ e $K_d = 0,63356$

A perda de pressão resulta: $\Delta p = 8,8119$ Pa.

CÂMARA DE ESTABILIZAÇÃO

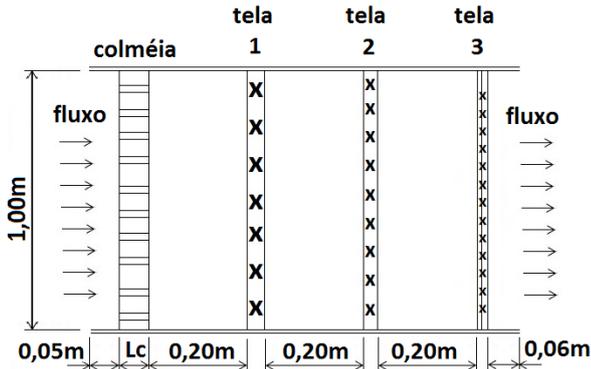
A câmara de estabilização é constituída por um painel contendo a colméia e um ou mais painéis com telas, de mesma forma geométrica e dimensões que a secção de entrada do bocal de contração.

A colméia é um dispositivo do tipo guia, através do qual, os filamentos de ar se tornam paralelos, com pequenas reduções na pressão de fluxo de entrada, com grande eficiência na remoção de redemoinhos e variações laterais médias da velocidade ao longo da direção de fluxo de ar, com a sua extinção pelas células da colméia, num comprimento equivalente de cinco a dez vezes o diâmetro

da célula. (PRANDTL, 1933), (MEHTA; BRADSHAW, 1979, Vol. 73).

A Fig. 8 representa a câmara de estabilização composta de uma colméia e três telas, com dimensões e forma idênticas à seção de entrada do bocal de contração, espaçadas entre si de uma distância 0,20 vezes o diâmetro hidráulico da área de sua seção transversal. A colméia deve conter no mínimo 25.000 células e ser instalada na entrada do fluxo na câmara de estabilização. (BARLOW; POPE, 1999), (MEHTA; BRADSHAW, 1979, Vol. 73).

Figura 8 – Câmara de estabilização.



Os parâmetros que definem o coeficiente da perda de pressão na colméia são o comprimento na direção do fluxo, o diâmetro hidráulico da célula individual e a porosidade. A forma da seção transversal da célula que compõe a colméia é usualmente hexagonal por apresentar menor coeficiente de perda em relação às formas de seção circular e quadrada. Segundo Mehta e Bradshaw (1979) no projeto da colméia, dois critérios de dimensionamento devem ser satisfeitos: o primeiro, diz respeito à porosidade da colméia, definida como a razão da área efetiva de fluxo pela seção transversal total:

$$\beta_c = \frac{A_{fluxo}}{A_{total}} \quad (19)$$

devendo satisfazer à condição de ser:

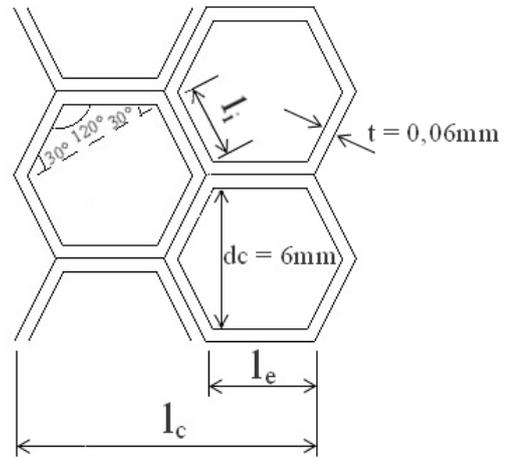
$$\beta_c \geq 0,8 \quad (20)$$

O segundo critério estabelece que a razão da largura L_c pelo diâmetro hidráulico da célula D_{hc} deve satisfazer à condição:

$$6 \leq \frac{L_c}{D_{hc}} \leq 8 \quad (21)$$

A Fig. 9 mostra a estrutura da colméia com células hexagonais, diâmetro d_c , espessura t e arestas internas l_i e externa l_e e o comprimento de divisão da colméia l_c .

Figura 9 – Estrutura da colméia com células hexagonais.



A seção transversal da colméia sendo a mesma que a de entrada do bocal de contração, tem dimensões (1,00m x 1,00m), cuja área deve conter no mínimo 25.000 unidades hexagonais, com área máxima de $4 \cdot 10^{-5} m^2$ cada, resultando um diâmetro da célula de valor máximo 6,3mm.

Adotando $d_c = 6mm$ e espessura de parede $t = 0,06mm$, com rugosidade = 15 (ECKERT; MORT; POPE, 1976), o diâmetro hidráulico é:

Área célula hexagonal = Área do círculo equivalente

$$\frac{3}{2} \cdot \frac{d_c^2}{\sqrt{3}} = \pi \cdot \frac{D_h^2}{4} \quad (22)$$

Resulta: $D_h = d_c \cdot \sqrt{\frac{6}{\pi\sqrt{3}}} = 6,30mm.$

As dimensões da célula são:

$$l_i = \frac{d_c}{2} \cdot \frac{1}{\sin 60^\circ} = 3,46mm;$$

$$l_e = l_i + 2 \cdot \frac{t}{\tan 60^\circ} = 3,53mm;$$

$$l_c = 2l_e + l_i = 10,52mm.$$

A área da célula unitária sendo igual a $3,862 \cdot 10^{-5} m^2$ resultam 25.896 células na área de seção transversal da colméia.

O número de divisões resulta:

$$n = \frac{\text{comprimento do lado da colméia}}{\text{comprimento de divisões da colméia}} = \frac{1}{0,01052} = 95$$

A área de seção do material na colméia é:

$$A_{material} = 2(\text{área da parede em uma célula}) \cdot n^2$$

$$A = 7,532 \cdot 10^{-3} m^2$$

A solidez da colméia é definida como sendo a razão entre a área ocupada pelo material e a área da secção transversal da câmara de estabilização:

$$\sigma_c = \frac{A_{material}}{A_{total}} = \frac{0,007532 \text{ m}^2}{1,000 \text{ m}^2} = 0,007532 \quad (23)$$

A solidez e a porosidade são grandezas complementares:

$$\sigma_c + \beta_c = 1 \quad (24)$$

Adotando a razão $\frac{L_c}{D_{hc}} = 7$, resulta $L_c = 44\text{m}$.

As dimensões do módulo que compõe a colméia são (1,00m x 1,00m x 0,44m).

RESUMO: Características principais da colméia

Diâmetro da célula $d_c = 6\text{mm}$;

Rugosidade $\Delta = 15\text{mm}$;

Essespura das paredes da célula $t = 0,06\text{mm}$;

Forma da placa que compõe a colméia: quadrada de lado igual a 1,00m e área igual a 1,00m²

Espessura da placa = 0,044m

Dimensões da célula hexagonal:

Aresta interna $l_i = 3,46\text{mm}$

Aresta externa $l_e = 3,53\text{mm}$

Comprimento de divisões = 10,52mm

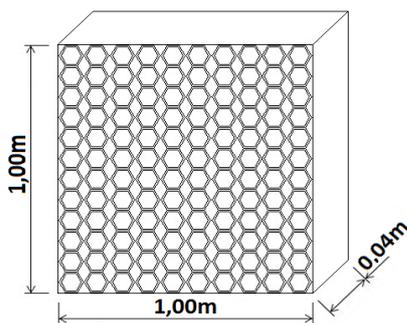
Solidez: $\sigma = 0,0075$; porosidade: $\beta = 0,9925$

Diâmetro hidráulico da célula $D_h = 6,30\text{mm}$

Uma vista espacial da colméia é mostrada na Fig.

10.

Figura 10 – Colméia que compõe a câmara de estabilização



A perda de pressão na colméia é função da razão dada em (21), a porosidade β_c (23) e o número de Reynolds baseado na rugosidade $Re(\Delta)$. Segundo Eckert (1976), para $Re(\Delta) \geq 275$, o coeficiente de perda de pressão na colméia é:

$$K_c = f_c \left(\frac{L_c}{D_h} + 3 \right) \left(\frac{1}{\beta_c} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_c} - 1 \right)^2 \quad (24)$$

Na qual:

$$f_c = 0,214 \left(\frac{\Delta}{D_{hc}} \right)^{0,4} \quad (25)$$

com os valores de projeto aplicados em (24) e (25) e usando (3), resultam $f_c = 0,0191$, $k_c = 0,19365$, e $\Delta p_c = 0,9854 \text{ Pa}$.

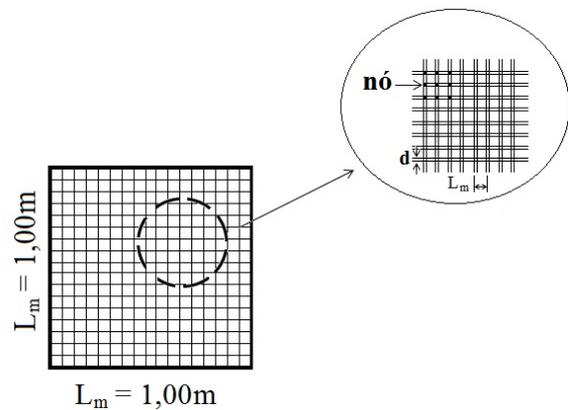
As telas reduzem as flutuações na velocidade de fluxo e não tem efeito na sua direção. São aplicadas em séries de três, telas T_1 , T_2 e T_3 , em módulos individuais e separadas entre si por distância de 0,20m. As telas apresentam malhas diferentes para produzir aumento de eficiência na redução de flutuação de fluxo, sem afetar à direção. A condição de eficiência na redução da turbulência deve satisfazer à condição de Prandtl (1933) e Mehta (1979):

$$0,5 \leq \beta_t \leq 0,8 \quad (26)$$

Porosidade $\beta_t \leq 0,8$ garante controle da turbulência e, $\beta_t \geq 0,5$ garante a estabilidade de fluxo.

Os painéis das telas instaladas no interior da câmara de estabilização, tem forma quadrada de lado $L_m = 1,00\text{m}$, com malhas quadradas de lado l_m e espessura de fio de diâmetro e “d”, como mostrado na Fig. 11.

Figura 11 – Pannel da tela e amostra da malha.



A densidade da malha é a razão entre o número de fios na malha(n) e a medida do lado L_m (BARLOW; POPE, 1999), (PRANDTL, 1933):

$$\rho_m = \frac{n}{L_m} \quad (27)$$

A divisão l_m é o inverso da densidade da malha:

$$l_m = \frac{1}{\rho_m} \quad (28)$$

Na figura 11, a tela tendo comprimento L_m e a divisão de malha medida l_m , o número de malha “n” é igual a $\frac{L_m}{l_m}$, e a área do fluxo é dada pela diferença da área da tela e a da área ocupada pelos fios. Assim:

Área dos fios = $2 n L_m d - n^2 d^2$, sendo $n^2 d^2$ a área ocupada pelos pontos de nós.

Resulta: Área de fluxo = $L_m^2 - (2 n L_m d - n^2 d^2)$

$$\text{A porosida é } \beta = \frac{A_{\text{fluxo}}}{A_{\text{tela}}} = \left(1 - \frac{n d}{L_m}\right)^2 \quad (29)$$

Em função da densidade da malha na tela, a porosidade é:

$$\beta_m = (1 - d_{\text{fio}} \rho_m)^2 \quad (30)$$

Adotando três painéis com telas de malhas decrescentes em tamanho de divisão até a entrada do bocal de contração, e satisfazendo a condição de Prandtl (1933) e Metha (1979), resultam os valores mostrados na Tab I.

Tabela I – Características principais das Telas

Descrição	Parâmetros	Unidade	Tela 1	Tela 2	Tela 3
Diâmetro do fio	d	mm	0,6	0,4	0,15
Divisão da malha	l_m	mm	3	2	0,80
Porosidade da tela	β_m	-	0,64	0,64	0,66

A solidez da tela é definida em função da porosidade, sendo complementares entre si, pois contendo o valor unitário, a porosidade β tende a zero, situação em que ela se torna sólida.

$$\sigma_t = 1 - \beta_t \quad (31)$$

O coeficiente de perdas da malha é dado pela relação empírica

$$K_t = K_m + k_{Rn} \cdot \sigma_t + \frac{\sigma_t^2}{\beta_t} \quad (32)$$

o fator de malha K_m é tomado igual a 1 para malhas de fios metálicos novos, sendo 1,3 para fios circulares e 2,1 para fibras sintéticas (ECKERT; MORT; POPE, 1976); (IDEL' CHICK, 1966). Na maioria das aplicações, o valor 1,3 tem sido usado com bons resultados.

O número de Reynolds referido ao diâmetro do fio é calculado usando a expressão:

$$Re_{\text{fio}} = \frac{\rho_m \cdot U \cdot d_{\text{fio}}}{\mu} \quad (33)$$

Definindo:

$$K_{Rn} = \left\{0,785 \left(1 - \frac{Re_{\text{fio}}}{354}\right)\right\}, \text{ para } 0 \leq Re_{\text{fio}} \leq 400$$

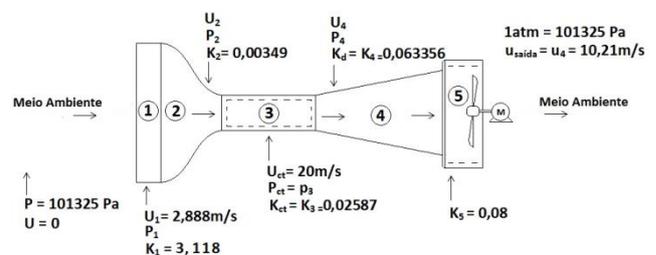
Resultam para telas T_1 , T_2 e T_3 , os valores: $K_{T1} = 1,0724$, $K_{T2} = 1,0724$, $K_{T3} = 0,9794$, $K_T = K_{T1} + K_{T2} + K_{T3} = 3,118 \text{ Pa}$ e a perda de pressão nas telas igual a $\Delta p_T = 15,42 \text{ Pa}$.

CÂMARA DE SUCCÃO

A potência exigida para manter um fluxo estacionário através do túnel de vento, é igual à perda total ocorrida nos componentes, inclusive na sucção, garantindo a velocidade pré-estabelecida na câmara de teste. As perdas em energia cinética dissipadas em vórtices e turbulências, as quais se apresentam como uma diminuição na pressão total, devem ser compensada pela elevação de pressão pelas pás da hélice do ventilador, cuja potência é gerada pelo eixo do motor instalado no exterior da câmara de sucção.

A fig. 12 apresenta o arranjo do fluxo de ar através dos componentes, com a hipótese de fluxo bi-dimensional, estacionário e incompressível, ao qual se aplica a equação de Bernoulli, tendo entrada do fluxo de ar na câmara de estabilização com pressão estática $P_1 = 101,325 \text{ Pa}$, $U_1 = 0$ e área $A_1 = 1,00 \text{ m}^2$ e, a saída de fluxo para o meio ambiente, sendo feita após a câmara de sucção tendo $P_5 = 101,325 \text{ Pa}$, $U_4 = U_5 = 10,21 \text{ m/s}$ e área $A_5 = 0,36 \text{ m}^2$.

Figura 12 – Representação do modelo de fluxo de ar no túnel de vento.

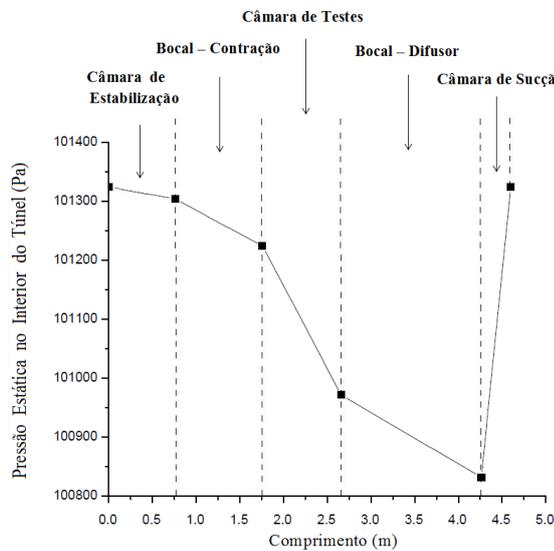


As pressões resultantes nas seções transversais de entrada e saída de cada componente, a partir da câmara de estabilização até a saída da câmara de sucção, são calculadas usando a equação de Bernoulli considerando as perdas em cada componente, segundo:

$$P_{\text{saída}} - P_{\text{entrada}} = \frac{1}{2} (U_{\text{entrada}}^2 - U_{\text{saída}}^2) - \Delta P_{\text{componente}} \quad (34)$$

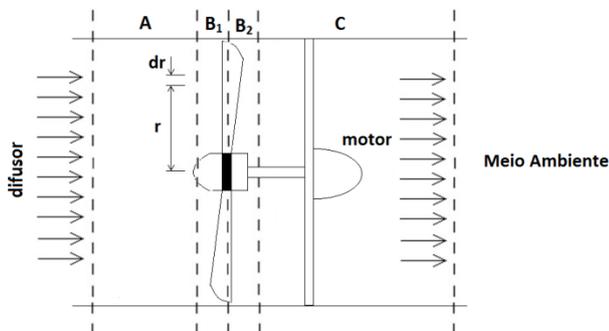
$\Delta P_{\text{componente}}$: perda de pressão cujos resultados são mostrados na Fig. 13.

Figura 13 – Variação da Pressão Estática Relativa ao longo do Túnel.



A figura 14 mostra a região de entrada do fluxo na câmara de sucção, região (A), a região planar (B₁) na anterior e a (B₂) posterior à passagem do fluxo pelas pás da hélice e, finalmente, a região (C) de saída para o meio ambiente, cujos resultados estão mostrados na Fig. 14.

Figura 14 – Unidade esquemática da sucção axial da hélice.



A ação da hélice sobre o fluxo de ar entrando axialmente em A, é a de gerar uma pressão total H_b constante em cada ponto do plano da secção B e os valores U_b e P_b, de modo que a pressão estática radial e a variação da aceleração centrífuga associada a U_b = ω·r, estejam balanceadas, resultando em um fluxo axial uniforme com velocidade U₃.

Aplicando a equação de Bernoulli às referidas secções, resultam:

$$H_A = P_A + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (35)$$

$$H_{B_1} = P_{B_1} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 + \frac{1}{2} \cdot \rho (\omega_{B_1}^2 \cdot r^2) \quad (36)$$

$$H_{B_2} = P_{B_2} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 + \frac{1}{2} \cdot \rho (\omega_{B_2}^2 \cdot r^2) \quad (37)$$

$$H_C = P_C + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (38)$$

Sendo:

H a altura de pressão total

P é a pressão estática

u é a componente da velocidade axial

ω · r é a componente da velocidade de rotação angular

O aumento da pressão estática através da hélice é:

$$P_{B_2} - P_{B_1} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 (K - K_{hélice} - \frac{\omega^2 \cdot r^2}{u^2}) \quad (39)$$

A impulsão que a hélice transfere ao fluxo no elemento circular infinitesimal dr é (WALLIS, 1993):

$$dT = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr (P_{B_2} - P_{B_1}) \quad (40)$$

A potência requerida da hélice é:

$$dP = (2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr) \cdot u \cdot (\Delta H) \quad (41)$$

Finalmente, o torque aplicado pela hélice sobre o fluxo é:

$$dQ = \rho (2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr) \cdot u \cdot \omega \cdot r^2 \quad (42)$$

Integrando as três últimas equações e aplicando os valores do projeto, determina-se a potência requerida do motor e a velocidade de rotação angular iguais a 972 W e 78,3 rad/s, respectivamente.

Adota-se um exaustor axial, com diâmetro 570 mm, seis a oito pás em nylon com núcleo em alumínio, operada por um motor de 1.5 HP, rotação 1150 rpm e vazão 11500 m³/h. Para dispor de um controle da velocidade do motor de zero a 11500 rpm, usa-se um inversor controlando a frequência de corrente e, desse modo, a velocidade de rotação, permitindo-se na câmara de teste, velocidades menores que 20m/s.

RAZÃO DE ENERGIA DO TÚNEL DE VENTO

A razão de energia do túnel de vento mede a eficiência do túnel (BARLOW; POPE, 1999), a qual pode variar de 3 a 9, e definida como a razão entre a potência de fluxo na câmara de teste e a potência perdida ao longo do trajeto, desde a câmara de estabilização até a saída da câmara de sucção para o meio ambiente, considerando as perdas de pressão em cada componente do túnel de vento.

A razão de energia é dada por:

$$E_R = \frac{1}{\sum_i [K_i \cdot (\frac{u_i}{u_{ct}})^2]} \quad (43)$$

Com os valores K_i e U_i dos componentes do túnel de vento.

Para o túnel de vento do presente projeto encontra-se $E_r = 6,88$, apresentando pois uma eficiência muito boa.

CONCLUSÃO

Este artigo apresenta a metodologia de projeto de um túnel de vento tipo Eiffel, de baixa velocidade, para estudos aerodinâmicos e análise em pás e turbinas eólicas, com aplicações em engenharia.

O procedimento de projeto consiste nas etapas ordenadas numa sequência tal, a permitir o desenvolvimento dos cálculos e parâmetros, inter-relacionando as grandezas, medidas e dimensões, a permitir obter-se baixo custo de construção e qualidade de fluxo uniforme na câmara de teste.

Definiu-se as dimensões da câmara de teste, com velocidade de fluxo igual a 20m/s, e os demais componentes em função desses parâmetros. As perdas de pressão foram calculadas para cada componente e em todo o túnel de vento, permitindo o dimensionamento e escolha do exaustor necessário à produção do fluxo com velocidade estabelecida na câmara de teste.

Ênfase especial foi dada ao projeto do bocal de contração, usando o procedimento estabelecido por Bell-Mehta, pois este componente é o mais crítico para a produção de fluxo de qualidade na câmara de teste.

O túnel pode operar com velocidade variável na câmara de teste de 0 a 20 m/s, por meio de controlador de velocidade(inversor).

Os dados de projeto do túnel de vento resultam em um valor da eficiência apresentada pela Razão de Energia, igual a 6,88 confirmando a utilidade e confiança no procedimento de projeto adotado.

REFERÊNCIAS

BARLOW, Jewel B.; RAE, WILLIAN H.; POPE, ALAN. **Low-Speed Wind Tunnel Testing**. John Wiley Inc, 1999.

PRANDTL, Ludwig. **Attaining a Steady Air Stream in Wind Tunnels**. Reprint from Handbuch der Experimental Physic-Vol.IV Part2, pp65-106, NACA TM 726, ect. Washigton:1933.

KRAUSE, Egon. **Fluid Mechanics**. Berlim: Springer-Verlag, 2005.

MEHTA, Ravi Datt; BRADSHAW, Peter. **Design Rules for Small Low-Speed Wind Tunnels**. Journal of Royal Aeronautical Society. 1979,Vol. 73.

BELL, James H.; MEHTA Ravi Datt. **Contraction Design for Small Low-Speed Wind Tunnels**. NASA-CR 182747, April 1988.

SHAMES, Irvin Herman. **Mechanics of Fluids**. 3rd Ed. New York: Mcgraw-Hill, 1992.

SCHLICHTING, Hermann. **Boundary Layer Theory**. McGraw Book Co, 1995.

STEWART, James. **Cálculo**. 6^a Ed. Cengage Learning, 2010.

DIAS, Altamiro Tibiriça. **Curso de Cálculo Infinitesimal**. Ouro Preto: Fundação Gorceix, 1962.

WATTENDORF, Frank L. **Factors Influencing the Energy Ratio of Return Flow Wind Tunnels**. Cambridge: Fift International Congress for Applied Mechanics. September 12-16, 1938

ECKERT W.; MORT, K. W.; POPE J.; **Aerodynamics Design Guidelines and Computer Program for Estimation of Subsonic Wind Tunnel Performance**. National Aeronautics and Space Administration, NASA TND-8543, Washington: 1976

IDEL'CHICK, I. E. **Handbook of Hydraulic Resistance**. The Israel Program for Scientific Translation, Tel Aviv: AEC TR 6630, 1966.

WALLIS, R. A. **Axial Flow Fans and Ducts**. Malabar FL, 1993.