



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DIMENSIONAMENTO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO

DAVI RIBEIRO LINS

FORTALEZA

2018

DAVI RIBEIRO LINS

DIMENSIONAMENTO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do Título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Claus Franz Wehmann

FORTALEZA

2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

L731d Lins, Davi Ribeiro.
Dimensionamento de um túnel de vento subsônico / Davi Ribeiro Lins. – 2018.
62 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia,
Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2018.
Orientação: Prof. Dr. Claus Franz Wehmann.

1. Mecânica dos fluidos. 2. Túnel de vento subsônico. 3. Dinâmica dos fluidos computacionais. I. Título.
CDD 620.1

DAVI RIBEIRO LINS

DIMENSIONAMENTO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: ___/___/_____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Claus Franz Wehmann (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Júnior
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr^a. Maria Aleksandra de Sousa Rios
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Aos meus pais, Rita e Darival.

A minha avó Ritinha (*in memoriam*).

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pelas oportunidades de crescimento humano, de aprendizado e por fazer-me corajoso com Sua presença nas coisas simples e inesperadas, tanto nos momentos bons como nos ruins. Agradeço aos meus pais pelo amor e pela dedicação e porque, ainda que estejam longe, são a minha maior segurança nessa vida.

Agradeço aos meus irmãos Juliana e Jorge, que fazem os meus passos pelo mundo muito mais felizes, tendo mérito em todas as etapas que já concluí. Em especial meu irmão Jorge pela revisão ortográfica nesse trabalho.

Agradeço ao Prof. Claus Wehmann pela orientação, ensinamento e por ter acreditado nesse trabalho até o final, e à Prof^a. Carla Freitas pelo apoio durante a graduação.

Agradeço aos meus colegas de curso e aos integrantes do Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos pela ajuda e por terem tornado a graduação um dos momentos mais especiais de minha vida, em especial aos meus colegas Diego Vidal e Victor Melos pelas dúvidas tiradas durante o trabalho.

“E aprendi que se depende sempre, de tanta,
muita, diferente gente.” (Gonzaguinha)

RESUMO

O Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos da Universidade Federal do Ceará utiliza o túnel de vento como uma ferramenta no estudo de escoamentos em objetos e na validação de simulações computacionais. As linhas de pesquisa atuais necessitam de um túnel de vento que atinja velocidades superiores às atingidas atualmente. Diante disso, esse trabalho teve como objetivo projetar um novo túnel de vento, calcular sua perda de pressão total, estimar a potência necessária para o ventilador e avaliar o resultado final do projeto com uma simulação computacional. Cada parte do túnel de vento, incluindo seção de testes, bocal de contração, difusor e câmara de estabilização, foi dimensionada e calculada sua perda de pressão. O resultado final foi um túnel de vento de 5,87 metros de comprimento, com uma seção de testes de área de seção quadrada de $0,25 \text{ m}^2$ e velocidade de 30 m/s. A perda de pressão total calculada foi de 173,2 Pascal e a potência estimada do ventilador foi de 3 cv. Uma simulação computacional para avaliar o projeto foi feita desconsiderando os efeitos da câmara de estabilização, que resulta em uma menor perda de pressão total no túnel de vento. Os resultados da simulação apresentaram divergências elevadas em relação aos valores calculados na seção de testes na ordem de 10% para a velocidade e 20% para a pressão dinâmica. De acordo com os gráficos fornecidos pela simulação a velocidade, a pressão dinâmica e a pressão estática se comportaram da forma esperada ao longo do túnel de vento. Apesar do aparecimento de uma pequena turbulência, foi verificado que não ocorre separação do escoamento e nem fluxos contrários nas paredes do difusor. Esses resultados da simulação mostram que o túnel de vento atendeu as expectativas iniciais do projeto.

Palavras chaves: Mecânica dos fluidos. Túnel de vento subsônico. Dinâmica dos Fluidos Computacionais.

ABSTRACT

The Laboratory of Aerodynamics and Fluid Mechanics of the Federal University of Ceará uses the wind tunnel as a tool in the study of flows in objects and in the validation of computational simulations. Current research lines require a wind tunnel that reaches speeds higher than currently attained. The objective of this work was to design a new wind tunnel, calculate its total pressure loss, estimate the power required for the fan and evaluate the final result of the project with a computational simulation. Each part of the wind tunnel, including test section, contraction nozzle, diffuser and settling chamber, was sized and calculated its pressure loss. The final result was a wind tunnel of 5.87 meters in length, with a test section of square section area of 0.25 m² and velocity of 30 m/s. The total pressure loss calculated was 173.2 Pascal and the estimated fan power was 3 cv. A computational simulation to evaluate the design was made disregarding the effects of the settling chamber, which results in a lower loss of total pressure in the wind tunnel. The results of the simulation presented high divergences in relation to the calculated values in the section of tests in the order of 10% for the speed and 20% for the dynamic pressure. According to the graphs provided by the simulation the velocity, the dynamic pressure and the static pressure behaved as expected along the wind tunnel. Despite the appearance of a small turbulence, it was verified that there is no separation of the flow and no counterflow on the walls of the diffuser. These simulation results show that the wind tunnel met the initial expectations of the project.

Keywords: Fluid mechanics. Subsonic wind tunnel. Computational Fluid Dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama de um Tubo de Pitot	16
Figura 2: Comportamento da camada limite em diferentes seções do túnel de vento.....	18
Figura 3: Túnel de vento de circuito aberto de sucção	20
Figura 4: Túnel de vento de circuito fechado	21
Figura 5: Modelo em escala do Cesna SkyCourier dentro da seção de testes de um túnel de vento	22
Figura 6: Representação em CAD de um bocal de contração	24
Figura 7: Esquema de contração do bocal	24
Figura 8: Geometria do difusor	26
Figura 9: Quatro tipos de colmeia	28
Figura 10: Geometria de uma tela	29
Figura 11: Câmara de estabilização.....	31
Figura 12: Ventilador axial (a) e ventilador centrífugo (b)	32
Figura 13: Perda de carga [Pa] x Vazão [m ³ /s]	33
Figura 14: Lei da conservação de massa aplicada ao elemento de fluido	35
Figura 15: Lei da conservação da quantidade de movimento na direção x do elemento de fluido.....	36
Figura 16: Componentes do fluxo de calor	37
Figura 17: Malha 2D em um perfil aerodinâmico NACA 2415.....	38
Figura 18: Malhas: (a) estruturada, (b) não estruturada, (c) não estruturada e (d) híbrida.....	39
Figura 19: Dimensões da câmara de estabilização, unidades em metros	42
Figura 20: Curvas de desempenho do ventilador ARF 1250 CLASSE I	44
Figura 21: Programa Vortex 1.3 – OTAM	45
Figura 22: Malha no túnel de vento em duas dimensões.....	46
Figura 23: Condições de contorno	47
Figura 24: Variação da velocidade ao longo do túnel de vento.....	50
Figura 25: Variação da pressão dinâmica ao longo do túnel de vento	51
Figura 26: Variação da pressão estática ao longo do túnel de vento.....	51
Figura 27: Camada limite na seção de testes	52
Figura 28: Contornos de turbulência	53
Figura 29: Detalhe do contorno de turbulência cinética.....	53

Figura 30: Contornos de velocidade.....	53
---	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Coeficientes de perda de carga para as geometrias de colmeia da Figura 9.....	28
Tabela 2: Perdas de pressão na seção de testes	40
Tabela 3: Perdas de pressão no bocal de contração.....	41
Tabela 4: Perdas de pressão na câmara de estabilização	42
Tabela 5: Perdas de pressão no difusor	43
Tabela 6: Porcentagem de perda de pressão de cada componente.....	43
Tabela 7: Parâmetros finais da seção de testes	48
Tabela 8: Parâmetros finais do bocal de contração	48
Tabela 9: Parâmetros finais do difusor	48
Tabela 10: Parâmetros finais da colmeia.....	49
Tabela 11: Dados do ventilador ARF 1250 CLASSE I.....	49

LISTA DE SÍMBOLOS

θ_e	Ângulo cônico equivalente
A	Área
k	Coefficiente de perda local
L_n	Comprimento do bocal
ρ	Densidade
dw	Diâmetro do arame da tela
Dh	Diâmetro hidráulico
D_{ts}	Diâmetro na saída do bocal
μ	Eficiência
Wm	Espaçamento entre os arames
f	Fator de atrito
K_{malha}	Fator de malha
$F.S.$	Fator de segurança
f_{av}	Fator médio de atrito local
M	Número de Mach
Re_w	Número de Reynolds do arame
Δp_{tot}	Perda de pressão total
β	Porosidade
P	Potência
q	Pressão dinâmica
AR	Razão entre áreas
σ_s	Solidez
Q	Vazão
V	Velocidade

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
2. OBJETIVOS.....	15
2.1 Objetivos Específicos	15
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
3.1 Mecânica dos Fluidos	16
3.1.1 Equação da Continuidade e Pressão Dinâmica.....	16
3.1.2 Número de Reynolds	17
3.1.3 Número de Mach	17
3.1.4 Camada Limite	18
3.1.5 Perdas de carga nos componentes de um túnel de vento.....	19
3.2 Classificação dos túneis de vento	20
3.2.1 Classificação em relação à geometria.....	20
3.2.1.1 Túnel de vento de circuito aberto	20
3.2.1.2 Túnel de vento de circuito fechado.....	21
3.2.2 Classificação em relação à velocidade	22
3.3 Componentes de um túnel de vento aberto.....	22
3.3.1 Seção de testes	22
3.3.1.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão na seção de testes.....	23
3.3.2 Bocal de contração.....	23
3.3.2.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão no bocal de contração	25
3.3.3 Difusor	25
3.3.3.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão no difusor	26
3.3.4 Colmeia.....	27
3.3.4.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão na colmeia.....	28
3.3.5 Telas	29
3.3.5.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão nas telas.....	30
3.3.6 Câmara de estabilização	31
3.3.7 Ventilador	32
3.3.7.1 Potência do ventilador	33

3.4 Dinâmica dos fluidos computacionais	34
3.4.1 Equações governantes.....	34
3.4.1.1 Lei da conservação de massa.....	34
3.4.1.2 Lei da conservação da quantidade de movimento (Segunda lei de Newton)	35
3.4.1.3 Lei da conservação de energia (Primeira lei da termodinâmica).....	36
3.4.2 Malha	37
3.4.3 Modelo de turbulência.....	39
3.4.4 Condições de contorno	39
4. PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO DE SUCCÃO	40
4.1 Dimensionamento do túnel de vento	40
4.1.1 Seção de testes	40
4.1.2 Bocal de contração.....	41
4.1.3 Câmara de estabilização	41
4.1.4 Difusor	43
4.1.5 Perda de pressão total	43
4.2 Potência do ventilador	44
4.3 Seleção do ventilador.....	44
4.4 Simulação computacional.....	46
4.4.1 Malha.....	46
4.4.2 Condições de contorno.	47
4.4.3 Método de solução e modelo de tubulência.....	47
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	48
5.1 Resultados da simulação computacional	50
6. CONCLUSÃO.....	55
7. SUGESTÕES DE FUTUROS TRABALHOS	56
REFERÊNCIAS	57
APÊNDICE A: Planta do Túnel de Vento.....	60
APÊNDICE B: Catálogo do Honeycomb.....	61
APÊNDICE C: Parâmetros utilizados na simulação computacional.	63

1. INTRODUÇÃO

Os túneis de vento são construídos para a realização de estudos aerodinâmicos com o objetivo de entender o comportamento do fluxo em torno de objetos. Eles consistem de uma combinação de dutos e um ventilador para fornecer um fluxo de ar na seção de testes. A grande vantagem dos túneis de vento é a possibilidade de utilizar modelos em escala reduzida, desde que o modelo atenda às condições de semelhança dinâmica necessárias (FOX *et al.*, 2011). Dessa forma, com a utilização do modelo em escala reduzida se tem um aumento na praticidade e uma diminuição dos custos do projeto.

Os primeiros experimentos de fluxo surgiram por volta de 1700 usando pequenos ventiladores com o objeto de testes montado na sua frente (POPE e HARPER, 1966). Os ventiladores se expandiram gradualmente com a adição de mais elementos ao projeto do túnel, como seções de teste fechadas e câmaras de estabilização do escoamento. No século 20, começou a serem adotadas as formas como são conhecidos hoje. Junto com os túneis de vento, os computadores começaram a ganhar popularidade nos anos 70 e 80. Esperava-se que as simulações computacionais substituíssem os experimentos em túnel de vento, no entanto, até hoje, a física dos escoamentos turbulentos ainda não é totalmente compreendida. Assim sendo, os resultados computacionais são simplificações da realidade e estudos no túnel de vento ainda se fazem necessários na validação dos modelos (BARLOW *et al.*, 1999).

O projeto de um túnel de vento é em geral baseado em relações empíricas para equações de perda de pressão. As equações são combinadas manualmente para representar o túnel de vento, tornando difícil observar a influência de um parâmetro variável na perda de pressão total de um túnel de vento.

O presente trabalho teve como objetivo projetar um túnel subsônico que atenda as futuras necessidades do Laboratório de Aerodinâmica e Dinâmica dos Fluidos da Universidade Federal do Ceará. Para tal fim, foi utilizado como ponto de partida as características desejadas na seção de testes, como também as limitações que são impostas pelas dimensões da sala onde o túnel será alocado. Cada parte do túnel foi individualmente dimensionada e calculada sua perda de pressão, que foi posteriormente utilizada para calcular a perda de pressão total. Com a perda de pressão total e a vazão foi calculada a potência necessária para o ventilador operar o túnel de vento de acordo com as especificações desejadas. A geometria final foi desenhada em um *software* de CAD e o resultado final foi avaliado utilizando um *software* de CFD.

2. OBJETIVOS

Projetar um túnel de vento subsônico de circuito aberto de sucção que contenha uma seção de testes quadrada com dimensões laterais de 50 centímetros e uma velocidade de escoamento igual a 30 m/s.

2.1 Objetivos Específicos

- a) Determinar as dimensões de cada parte integrante do túnel de vento;
- b) Calcular a perda de pressão em cada seção do túnel;
- c) Calcular a potência do ventilador a ser utilizado;
- d) Avaliar o resultado final através de uma simulação em CFD.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Mecânica dos Fluidos

Em um túnel de vento, a área de seção transversal varia ao longo do seu comprimento e essa característica causa uma variação na pressão e na velocidade do escoamento. Nesta parte do trabalho iremos apresentar os conceitos físicos relacionados a essas variações e as equações que são utilizadas no dimensionamento de um túnel de vento.

3.1.1 Equação da Continuidade e Pressão Dinâmica

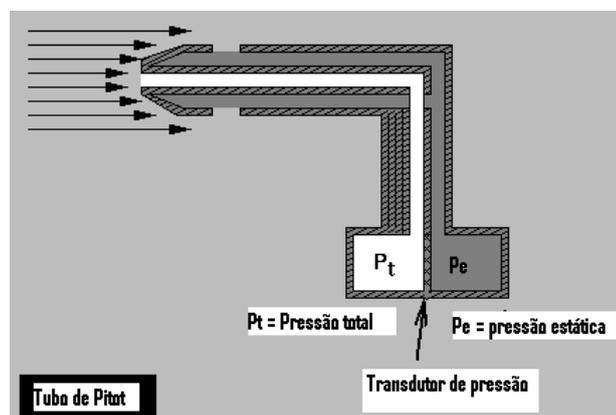
Quando um escoamento é considerado incompressível, o produto da velocidade V e da área A em uma seção transversal se torna constante ao longo do túnel, dessa forma a equação da continuidade adquire a seguinte forma:

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 = VA = cte \quad (1)$$

A pressão dinâmica q é definida como a diferença da pressão total menos a pressão estática. A sua medição é feita geralmente utilizando um Tubo de Pitot (Figura 1) e a massa específica ρ e a velocidade do escoamento são as informações necessárias para realizar seu cálculo através da equação 2 (FOX et al., 2011).

$$q = \text{Pressão Total} - \text{Pressão estática} = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2)$$

Figura 1: Diagrama de um Tubo de Pitot



Fonte: Wikipedia (2007)

3.1.2 Número de Reynolds

Segundo Fox *et al* (2011), o número de Reynolds (Re), calculado pela equação 3, é um parâmetro adimensional utilizado como critério para classificar o regime de escoamento e com ele é possível observar a razão entre as forças de inércia e viscosas. Escoamentos internos onde o número de Reynolds é menor do que 2300 são, geralmente, considerados laminares. Já os que o número de Reynolds é superior a 2300, as forças de inércia são consideráveis em relação às viscosas e são geralmente caracterizados como escoamentos turbulentos.

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (3)$$

Onde L é o comprimento característico descritivo da geometria em questão e μ é a viscosidade dinâmica do fluido em questão

3.1.3 Número de Mach

O número de Mach, calculado pela equação 4, é um parâmetro adimensional que pode ser interpretado como a razão entre as forças de inércia e de compressibilidade, sendo um parâmetro chave na caracterização dos efeitos da compressibilidade em um escoamento (FOX *et al.*, 2011). Calculado pela razão da velocidade do escoamento V pela velocidade local do som c .

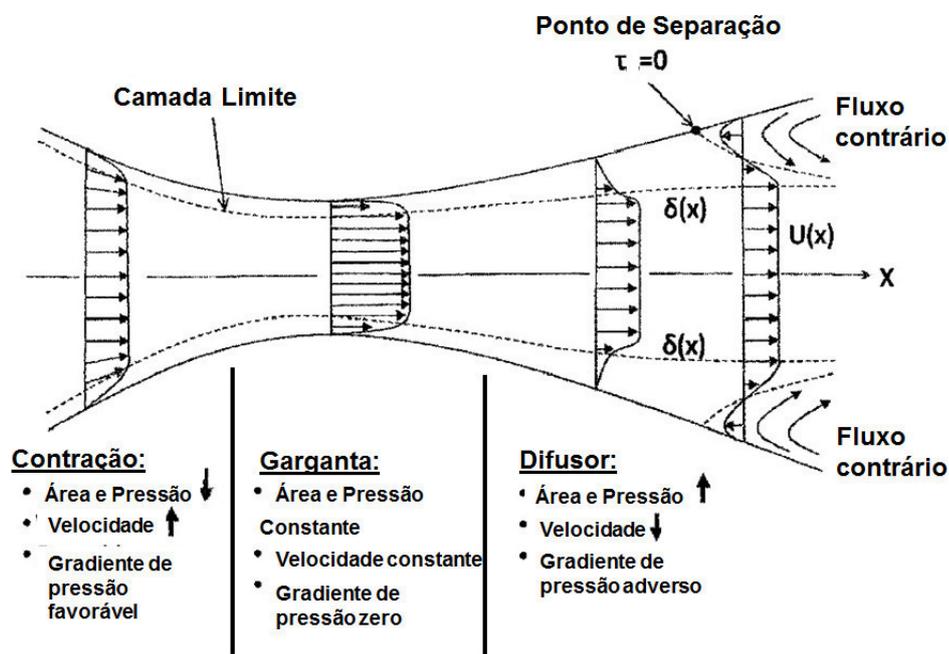
$$M = \frac{V}{c} \quad (4)$$

Quando o número de March é menor que 1 (um), o escoamento é considerado subsônico, e para ser considerado incompressível, a transferência de calor deve ser desprezível e o número de March menor que 0,3 (MUNSON *et al.*, 2009).

3.1.4 Camada Limite

A camada limite é a região do escoamento onde as forças de cisalhamento devido à viscosidade são sentidas (ÇENGEL e CIMBALA, 2012). Devido à condição de não escorregamento, a velocidade na parede é zero, aumentando à medida que se afasta da mesma. A espessura da camada limite é geralmente definida como a distância da superfície ao ponto em que a velocidade é 99% da velocidade de corrente livre (FOX *et al.*, 2011).

Figura 2: Comportamento da camada limite em diferentes seções do túnel de vento



Fonte: White *et al.*, 2002.

Na Figura 2 é possível observar as mudanças no perfil de velocidade e na camada limite devido às variações de área na seção transversal do túnel de vento. No bocal, onde ocorre a contração, o fluido é acelerado à medida que a área e a pressão diminuem. Na garganta, onde geralmente se localiza a seção de testes, a área, a pressão e a velocidade se mantêm constantes. No difusor, o fluido é desacelerado à medida que a área e a pressão aumentam, ocorrendo a recuperação de pressão. O ponto de separação do escoamento ocorre quando a tensão de cisalhamento do fluido é zero, acarretando o aparecimento de um fluxo contrário nas proximidades da parede. Quanto mais abrupto for o aumento da área no difusor maior será a probabilidade de o fenômeno da separação do escoamento acontecer.

3.1.5 Perdas de carga nos componentes de um túnel de vento

A perda de pressão total (Δp_{tot}), calculada pela equação 5, representa a soma das perdas de pressão individuais em cada componente do túnel de vento. Essas perdas de pressão são calculadas multiplicando o coeficiente de perda local (k_i) pela pressão dinâmica local (q_i).

$$\Delta p_{tot} = \sum_{i=1}^n k_i q_i \quad (5)$$

Onde o índice i identifica cada componente do túnel de vento.

De acordo com Fox *et al* (2011), o coeficiente de perda de carga local devido ao atrito é calculado utilizando a equação 6, onde f representa o fator de atrito, L e D_h são o comprimento e o diâmetro hidráulico do componente analisado, respectivamente.

$$k_i = f \frac{L}{D_h} \quad (6)$$

O fator de atrito pode ser obtido graficamente ou através de fórmulas teórico-experimentais e é, em geral, uma função do número de Reynolds e da rugosidade do material. A lei universal de Prandtl (equação 7), que é baseada na tensão de cisalhamento na parede, pode ser usada no cálculo do número do fator de atrito (MOHANTY, 1994).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} (R_e \sqrt{f}) - 0,8 \quad (7)$$

A equação 7 é implícita e pode ser aproximada com uma boa margem de exatidão para a seguinte equação:

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

Onde o número de Reynolds é calculado utilizando-se o diâmetro hidráulico.

3.2 Classificação dos túneis de vento

Existem diversos tipos de túneis de vento para variadas especificações e eles podem ser geralmente classificados com relação a sua geometria e a velocidade na seção de testes.

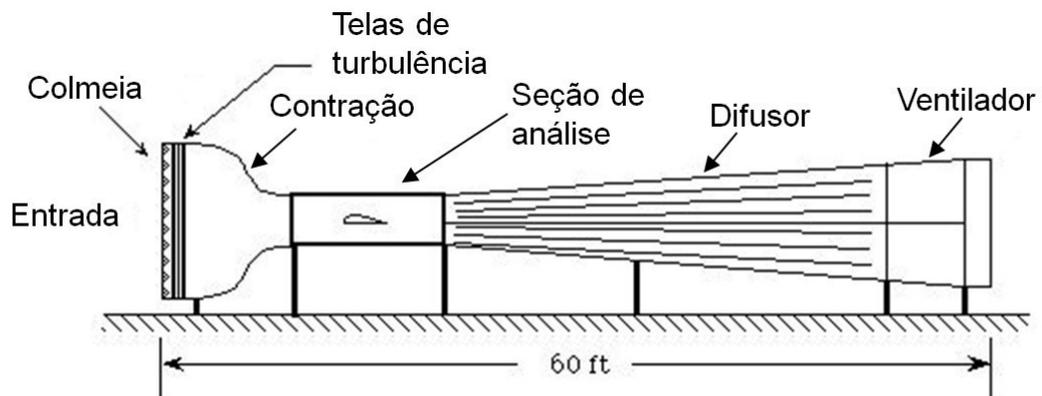
3.2.1 Classificação em relação à geometria

3.2.1.1 Túnel de vento de circuito aberto

No túnel de vento de circuito aberto temos uma montagem bem simples. Nele o ar vindo da atmosfera percorre uma trajetória essencialmente retilínea desde a entrada, passando respectivamente pela contração, pela seção de testes, pelo difusor e pela seção do ventilador, onde ocorre a exaustão do fluido.

Como vantagens podemos citar a simplicidade, o baixo custo inicial do projeto e a facilidade quando se tem interesse de usar fumaça para a visualização do escoamento, pois devido sua entrada e saída estarem para atmosfera não é preciso se preocupar com a purificação do ar, ao contrário do que ocorre com túneis de vento de circuito fechado. A Figura 3 mostra um exemplo de túnel de vento de circuito aberto.

Figura 3: Túnel de vento de circuito aberto de sucção



Fonte: Aerospace Illinois, 1995.

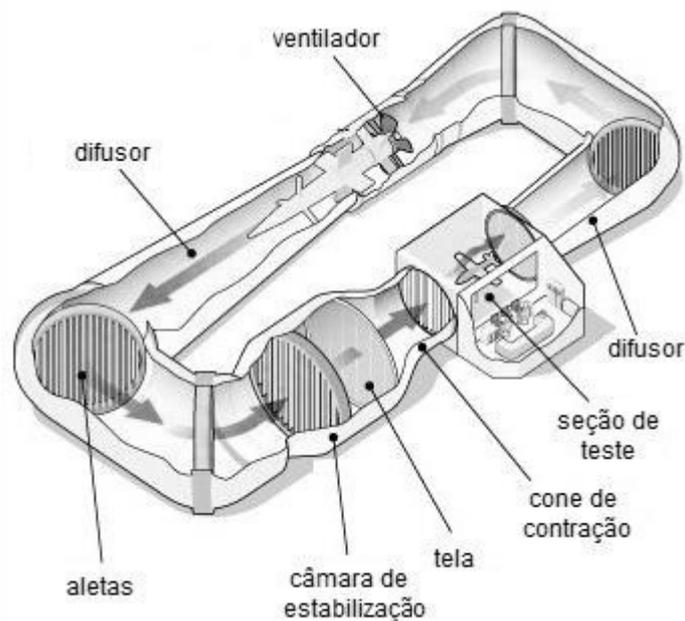
Túneis de vento de circuito aberto podem ser considerados do tipo soprador, quando o ventilador se encontra a montante da seção de testes, ou de sucção, quando o ventilador se encontra a jusante da seção de testes.

3.2.1.2 Túnel de vento de circuito fechado

Em um túnel de vento de circuito fechado temos um arranjo mais complexo comparado com o de circuito aberto, pois o ar circula continuamente por uma passagem de retorno, que pode ser vertical ou horizontal, com pouco ou quase nenhuma troca de ar com o exterior.

Entre as vantagens estão a facilidade para controlar a qualidade do escoamento e o menor consumo de energia comparado com um túnel de circuito aberto para uma mesma velocidade e tamanho. Como desvantagens, têm-se o alto custo inicial e a necessidade de um grande espaço para alocar o túnel de vento (BARLOW *et al.*, 1999). A Figura 4 traz a esquematização de um túnel de vento de circuito fechado.

Figura 4: Túnel de vento de circuito fechado



Fonte: Flatout, 2014.

3.2.2 Classificação em relação à velocidade

Túneis de vento podem ser classificados como subsônicos ou supersônicos, dependendo da velocidade em sua seção de testes. O parâmetro utilizado é o número de Mach, que é calculado pela equação 4. Quando a velocidade na seção de testes é superior à velocidade local do som ($M > 1$) o túnel de vento é supersônico, já quando a velocidade na seção de testes é menor que a velocidade local do som ($M < 1$), o túnel de vento é considerado subsônico.

3.3 Componentes de um túnel de vento aberto

3.3.1 Seção de testes

É na seção de testes onde são realizados os experimentos. O projeto dessa seção precisa ser pensado de uma forma que facilite acessibilidade e instalação do modelo, e que também permita que seja feita a instrumentação para a aquisição de dados. Uma iluminação adequada se faz necessária para uma boa visualização do escoamento no entorno do modelo. A Figura 5 ilustra um exemplo de uma seção de testes.

Figura 5: Modelo em escala do Cessna SkyCourier dentro da seção de testes de um túnel de vento



Fonte: Textron Aviation, 2018.

São possíveis variadas geometrias para essa seção, dependendo da finalidade do projeto, sendo mais comum a quadrada e a retangular, mas também com a possibilidade de outras formas, como a hexagonal, octogonal e a circular. Para minimizar os problemas com os fluxos secundários, que causam o crescimento da camada limite nos cantos da seção de testes, normalmente adicionam-se filetes em 45° nas seções retangulares e quadradas, resultando em uma seção de forma octogonal.

O dimensionamento da seção de testes deve ser feito tendo como base o tamanho dos modelos que serão utilizados, sempre tendo em mente que a área da seção utilizável é menor do que a área total da seção, pois é preciso levar em consideração a espessura e as interferências da camada limite. O comprimento mínimo necessário para gerar um escoamento suave e uniforme a níveis aceitáveis é de 0,5 - 3 vezes o diâmetro hidráulico da seção de testes, entretanto valores maiores podem ser utilizados em alguns casos.

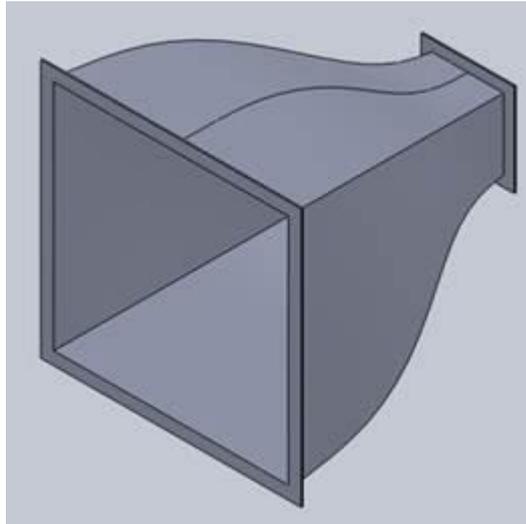
3.3.1.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão na seção de testes

As perdas na seção de testes são consideráveis devido ao fato de ser o componente onde a maior velocidade é atingida. O coeficiente de perda de carga e a perda de pressão são calculados utilizando as equações 6 e 5, respectivamente.

3.3.2 Bocal de contração

O fluido é acelerado ao longo do bocal de contração à medida que a área e a pressão diminuem. O bocal recebe o escoamento vindo da câmara de estabilização, podendo aumentar sua velocidade média em um fator de 20 ou até mais, apesar de valores típicos serem na faixa de 6 – 10 (BARLOW *et al.*, 1999).

Figura 6: Representação em CAD de um bocal de contração

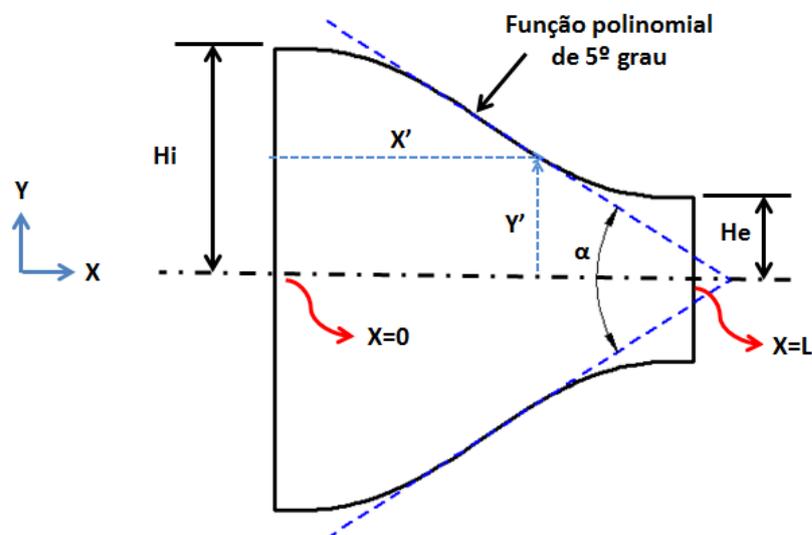


Fonte: Seminarsonly, 2017.

Não existe um método completamente satisfatório para projetos de um bocal de contração e muitos foram dimensionados apenas por observações visuais. Bell e Mehta (1988) realizaram estudos na área onde o perfil do bocal era a projeção de funções polinomiais de terceiro, quinto e sétimo grau. Os melhores resultados foram obtidos com as funções de quinto grau.

$$Y(X') = (H_i - H_e)[6(X')^5 - 15(X')^4 + 10(X')^3] \quad (9)$$

Figura 7: Esquema de contração do bocal



Fonte: Vicensi, 2014.

Sendo H_i e H_e as alturas da entrada e da saída da contração respectivamente, medindo da linha central de simetria, conforme mostrado na Figura 7. X' é a distância no eixo x medido a partir da entrada do bocal, sendo um valor adimensional, e Y' a posição no eixo y em função de X' .

3.3.2.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão no bocal de contração

As perdas no bocal de contração são basicamente devido ao atrito do escoamento com as paredes e representam aproximadamente 3% das perdas totais. Watenndorf (1938) formulou uma aproximação razoável para calcular o coeficiente de perda em bocais.

$$K_{nt} = 0,32 f_{av} \frac{L_n}{D_{ts}} \quad (10)$$

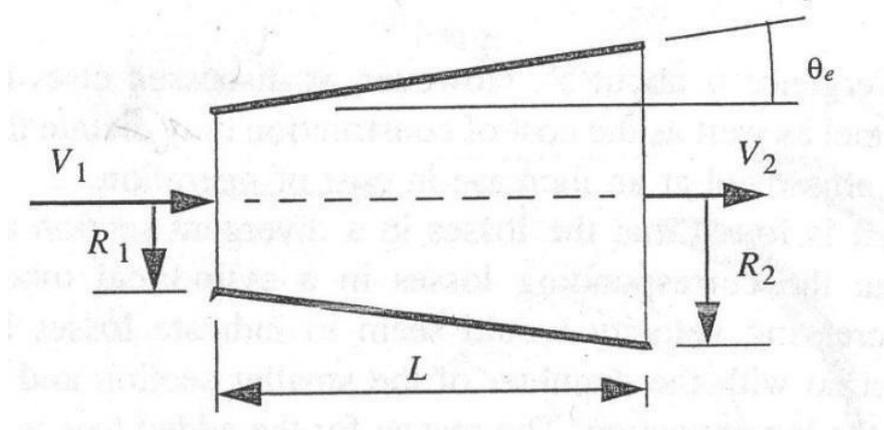
Onde f_{av} é o fator médio de atrito local, D_{ts} é o diâmetro na saída do bocal e L_n é o comprimento do bocal.

3.3.3 Difusor

Os difusores exercem função oposta a dos bocais de contração. Neles o escoamento é desacelerado ao longo do seu comprimento à medida que a área e a pressão aumentam. A perda de energia nesse componente deve ser a mínima possível para maximizar a recuperação de pressão. Trata-se de uma parte do túnel de vento bastante sensível a erros de projeto. Separações do escoamento no difusor podem causar vibrações, oscilações na velocidade da seção de testes e aumentos na perda de pressão.

Os principais parâmetros que caracterizam o difusor são a razão de área (AR) e o ângulo cônico equivalente (θ_e). As razões de área geralmente têm um valor entre 2 e 3, e os ângulos cônicos equivalentes utilizados estão, em geral, numa faixa de 3° e 7°, sendo 5° o ângulo usualmente mais utilizado (BARLOW et al, 1999).

Figura 8: Geometria do difusor



Fonte: Barlow *et al.*, 1999.

De acordo com Figura 8, o difusor tem um raio R_1 na entrada e um raio R_2 na saída, sendo R_1 metade do diâmetro hidráulico da entrada e R_2 metade do diâmetro hidráulico da saída. A razão de área AR é definida como A_2/A_1 . O ângulo cônico equivalente e o comprimento L são calculados pelas equações 11 e 12, respectivamente.

$$\theta_e = \arctan\left(\frac{R_2 - R_1}{L}\right) = \arctan\left(\frac{1}{2} \frac{\sqrt{AR} - 1}{L/D_1}\right) \quad (11)$$

$$L = (R_1) \left[\frac{AR^{1/2} - 1}{\tan(\theta_e)} \right] \quad (12)$$

3.3.3.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão no difusor

A perda de carga no difusor ocorre em função do atrito e da expansão. Dessa forma, o coeficiente de perda de carga (k_d) no difusor é a soma do coeficiente de perda devido ao atrito (k_f) e o coeficiente de perda devido à expansão (k_{ex}).

$$k_d = k_f + k_{ex} \quad (13)$$

O número de Reynolds é calculado utilizando-se o diâmetro hidráulico da entrada do difusor, e o fator de atrito é calculado pela equação 8. Assim, o coeficiente de perda devido ao atrito é dado pela equação 14 (BARLOW *et al.*, 1999).

$$k_f = \left(1 - \frac{1}{A^2_r}\right) \frac{f}{8\text{sen}\theta} \quad (14)$$

O coeficiente de perda por expansão é obtido através de uma correlação experimental devido a sua maior complexidade. O cálculo é feito a partir da equação 15, utilizando a razão de área AR e um fator $K_e(\theta)$, que é uma função do ângulo cônico equivalente (BARLOW *et al.*, 1999).

$$k_{ex} = K_e(\theta) \left(\frac{AR-1}{AR}\right)^2 \quad (15)$$

Dependendo da forma da seção transversal do difusor, diferentes equações são aplicadas para o cálculo do fator $K_e(\theta)$. São utilizados as seguintes equações, baseadas em dados experimentais de Eckert *et al* (1976), para calcular o fator $K_e(\theta)$.

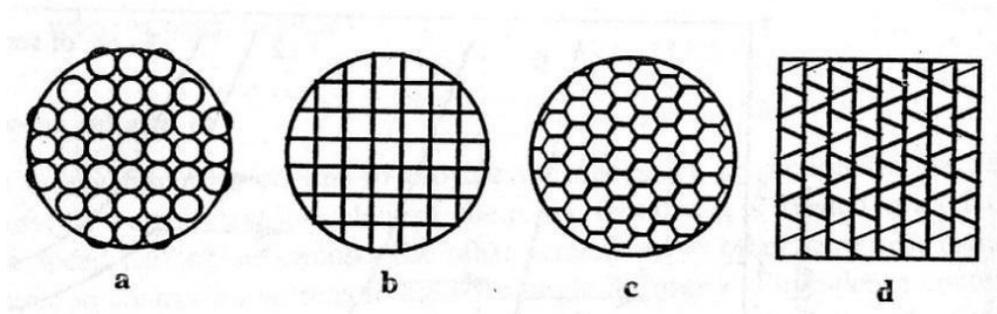
$$K_{e(circulo)} = \begin{cases} 0,1033 - 0,023890\theta \rightarrow 0 < \theta < 1,5^\circ \\ 0,1709 - 0,1170\theta + 0,03260\theta^2 + 0,001078\theta^3 \\ -0,009076\theta^4 - 0,00001331\theta^5 - 0,00001345\theta^6 \rightarrow 1,5^\circ \leq \theta \leq 5^\circ \\ -0,09661 + 0,04672\theta \rightarrow 5^\circ < \theta \end{cases} \quad (16)$$

$$K_{e(quadrado)} = \begin{cases} 0,09623 - 0,004152\theta \rightarrow 0 < \theta < 1,5^\circ \\ 0,1222 - 0,045900 + 0,02203\theta^2 + 0,003269\theta^3 - 0,0006145\theta^4 \\ -0,00002800\theta^5 + 0,00002337\theta^6 \rightarrow 1,5^\circ \leq \theta \leq 5^\circ \\ -0,01322 + 0,05866\theta \rightarrow 5^\circ < \theta \end{cases} \quad (17)$$

3.3.4 Colmeia

De acordo com Prandtl (1932), colmeias são dispositivos de orientação através do qual o filamento individual de ar é paralelizado. Sua principal função é a de remover vórtices e variações laterais da velocidade média. Um acidental efeito das colmeias é a redução da intensidade da turbulência no escoamento (MEHTA e BRADSHAW, 1979).

Figura 9: Quatro tipos de colmeia



Fonte: Barlow *et al.*, 1999.

A Figura 9 mostra diferentes geometrias de comeias e engloba a maioria utilizada ultimamente. A geometria hexagonal é usualmente a mais utilizada e a que tem o menor coeficiente de perda de carga, de acordo com a Tabela 1. As geometrias triangulares e quadradas também podem ser utilizadas para facilitar a construção. O comprimento da colmeia deve ser de seis a oito vezes o diâmetro hidráulico da célula, segundo Barlow *et al* (1999).

Tabela 1: Coeficientes de perda de carga para as geometrias de colmeia da Figura 9

Tipo de Colmeia	Coefficiente de Perda de Carga (k_i)
a	0,30
b	0,22
c	0,2

Fonte: Barlow *et al.*, 1999

3.3.4.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão na colmeia

De acordo com Eckert *et al* (1976), o coeficiente de perda de carga (k_h) na colmeia pode ser calculado com a equação 18.

$$k_h = \lambda_h \left(\frac{L_h}{D_h} + 3 \right) \left(\frac{1}{\beta_h} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1 \right)^2 \quad (18)$$

Onde o parâmetro λ_h é baseado no material de que é feita a colmeia, dado por:

$$\lambda_h = \begin{cases} 0,375 \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,4} Re_{e\Delta}^{-0,1} \rightarrow Re_{e\Delta} \leq 275 \\ 0,214 \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,4} \rightarrow Re_{e\Delta} > 275 \end{cases} \quad (19)$$

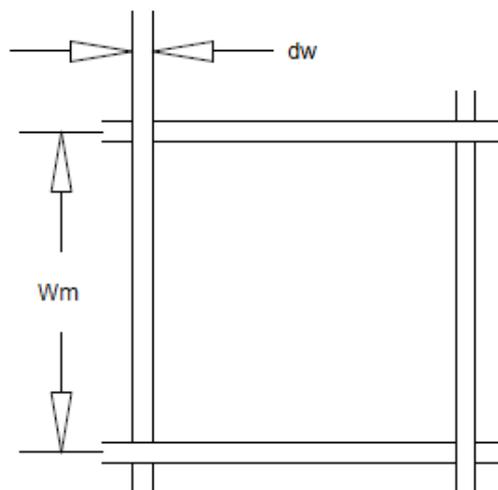
Nas equações 18 e 19, os parâmetros utilizados são a largura da colmeia na direção do fluxo (Lh), o diâmetro hidráulico da célula da colmeia (Dh), a porosidade do favo de mel (β), a rugosidade do material da colmeia (Δ) e o número de Reynolds baseado na rugosidade do material ($Re_{e\Delta}$).

Segundo Barlow *et al* (1999), a razão do comprimento da célula (Lh) pelo diâmetro hidráulico da célula (Dh) está numa faixa de valores de 6 a 8, e o valor da porosidade do favo de mel (β) é de 0,8.

3.3.5 Telas

As telas (Figura 10) deixam o perfil de velocidade do escoamento mais uniforme, impondo uma queda da pressão estática proporcional à velocidade, e dessa forma reduzindo a espessura da camada limite e aumentando a capacidade de resistir a um determinado gradiente de pressão. As telas também normalizam o fluxo incidente e reduzem a turbulência em todo o escoamento (MEHTA e BRADSHAW, 1979).

Figura 10: Geometria de uma tela



Fonte: Lindgren e Johansson, 2002.

Os dois parâmetros básicos utilizados na caracterização das telas, segundo Barlow *et al* (1999), são a porosidade (β_s) e o número de Reynolds da tela (Re_w), que é calculado utilizando o diâmetro do arame da tela (d_w). O fator de malha (K_{malha}) é um terceiro parâmetro utilizado para classificar o arame da tela como sendo liso ou rugoso. O fator de malha para um diâmetro médio de um arame de metal tem um valor de 1,3, de acordo com Idel'cik (1969).

A porosidade é calculada pela equação (20), onde ρ_w é a densidade do entrelaçado, definido como $\rho_w = 1/Wm$, onde Wm é o espaçamento entre os arames.

$$\beta_s = (1 - d_w \rho_w)^2 \quad (20)$$

A solidez, definida como $\sigma_s = 1 - \beta_s$, é o complemento da porosidade. Valores típicos de porosidades estão na faixa de 0,5 a 0,8.

3.3.5.1 Coeficiente de perda de carga e perda de pressão nas telas

O coeficiente de perda de carga da tela (k_m) é uma função do fator de malha (K_{malha}), do fator (K_{Rn}), da porosidade e da solidez.

$$k_m = K_{malha} K_{Rn} \sigma_s + \frac{\sigma_s^2}{\beta_s^2} \quad (21)$$

Para valores $0 < Re_w < 400$, temos:

$$K_{Rn} = \left[0,785 \left(1 - \frac{Re_w}{354} \right) + 1,01 \right] \quad (22)$$

Para de $Re_w = 400$

$$K_{Rn} = 1,0 \quad (23)$$

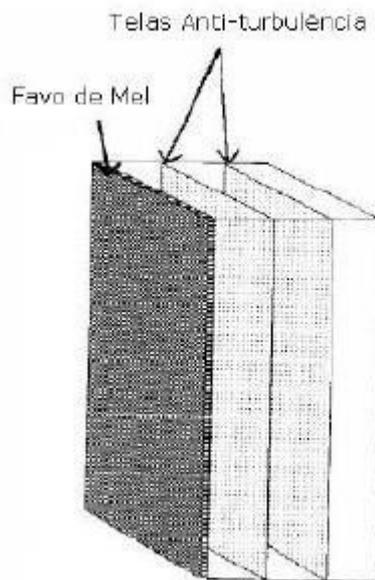
Nas telas usadas para o controle da turbulência, os valores típicos de (Re_w) são baixos e a interação entre os elementos da tela é elevada. É possível utilizar mais de uma tela e a perda de pressão é a soma das perdas em cada tela individualmente. De acordo com

Barlow *et al* (1999), é recomendado que as telas tenham um espaçamento de 30 vezes o tamanho do comprimento de malha ou 500 vezes o diâmetro do arame da tela. Para que o escoamento possa se estabilizar, a distância da tela até o início da contração da seção deve ser de pelo menos 0,2 vezes o diâmetro hidráulico da câmara de estabilização (MEHTA e BRADSHAW, 1979).

3.3.6 Câmara de estabilização

A câmara de estabilização é composta pela colmeia e pelas telas de controle de turbulência, como mostrado na Figura 11.

Figura 11: Câmara de estabilização



Fonte: Adaptado de Glenn Research Center – NASA, 1995.

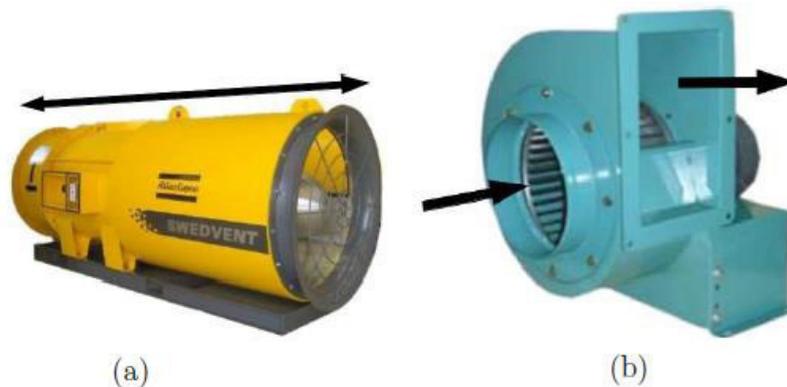
O arranjo usual consiste de uma colmeia seguida de duas telas, e as dimensões são baseadas no comprimento da colmeia e no número de telas que serão utilizadas (IDEL'CIK, 1969).

3.3.7 Ventilador

O ventilador é um elemento de extrema importância e representa uma boa parte do custo de construção de um túnel de vento. Tem como função superar as perdas de carga ao longo do túnel e fornecer a vazão esperada no projeto. Dessa forma, para definirmos a potência necessária é preciso, antes de tudo, quantificar as perdas em todos os elementos que constituem o túnel de vento.

Em túneis de vento de circuito aberto, ventiladores centrífugos ou radiais podem ser utilizados. Nos ventiladores centrífugos, o ar é girado e direcionado para fora, perpendicular à entrada (Figura 12(b)). São geralmente utilizados em túneis de vento do tipo soprador (GOUSSEAU, 2009). Nos ventiladores axiais, o ar é acelerado paralelamente à saída (Figura 12(a)), e são mais usados em túneis de vento de circuito fechado ou nos de circuito aberto de sucção.

Figura 12: Ventilador axial (a) e ventilador centrífugo (b)

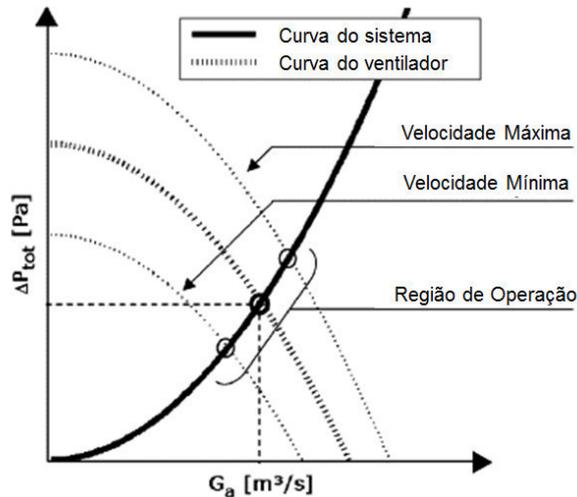


Fonte: Copco, 2013.

A curva de um ventilador apropriado para ser usado em um túnel de vento deve cruzar a curva do sistema, de acordo com a Figura 13. A curva do sistema mostra a perda de pressão para um aumento da vazão de escoamento. Quanto maior for a vazão, maior será a perda de pressão. A curva do ventilador mostra a vazão que ele pode gerar com a perda de pressão que ele tem que superar. Quanto maior for a perda de pressão no túnel de vento, menor será a vazão que o ventilador conseguirá fornecer.

Um ventilador com frequência variável tem várias curvas de desempenho. Quanto maior for a rotação, maior será a vazão fornecida. Um ventilador instalado em um túnel de vento deve operar em ponto onde a perda de pressão deva ser igual à pressão fornecida pelo ventilador.

Figura 13: Perda de carga [Pa] x Vazão [m^3/s]



Fonte: Adaptado de Moonen *et al.*, 2006.

3.3.7.1 Potência do ventilador

A potência necessária para operar um túnel de vento (P_t) é calculada multiplicando-se a perda total de pressão (Δp_{tot}) pela vazão na seção de testes (JOHL *et al.*, 2004):

$$P_t = Q \Delta p_{tot} \quad (24)$$

Um Fator de Segurança (FS) de 1,1 é utilizado para levar em consideração interações desconhecidas entre o escoamento e as partes do túnel. As eficiências do motor e do ventilador, (μ_{motor}) e (μ_{vent}) respectivamente, também devem ser levadas em consideração no cálculo da demanda de potência (P_{vent}) (GOUSSEAU, 2009, JOHL *et al.*, 2004):

$$P_{vent} = \frac{P_t FS}{\mu_{motor} \mu_{vent}} \quad (25)$$

3.4 Dinâmica dos fluidos computacionais

Na dinâmica dos fluidos computacionais ou CFD (em inglês *Computational Fluid Dynamics*), a análise dos sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferências de calor e seus fenômenos associados, é feita através de métodos numéricos, onde todos os cálculos são efetuados pelo computador. Seu uso permite uma grande redução no tempo e nos gastos demandados em um projeto (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

No mercado, podemos encontrar softwares com códigos bastante robustos, mas seu uso ainda requer muita habilidade e experiência para serem obtidos resultados significativos e confiáveis (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

3.4.1 Equações governantes

As equações a seguir, apresentadas na forma diferencial, são as governantes em um escoamento tridimensional para um fluido compressível e em regime transiente.

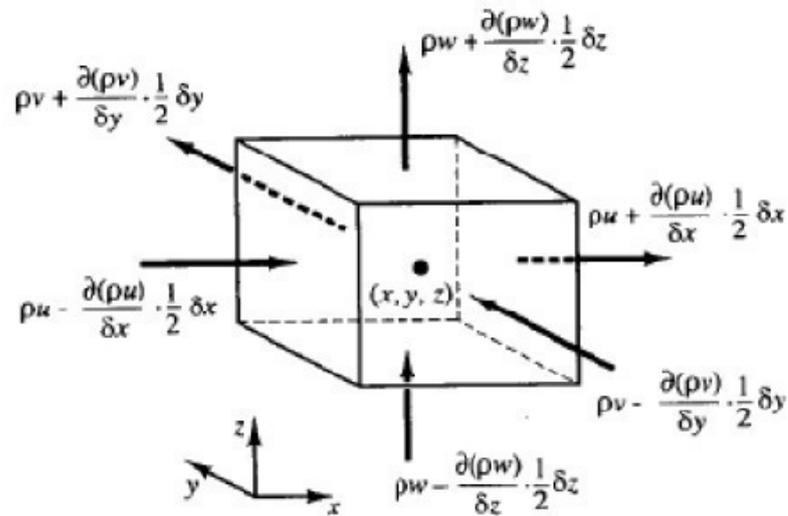
3.4.1.1 Lei da conservação de massa

De acordo com a lei da conservação de massa, a taxa de aumento de massa no elemento de fluido deve ser igual à taxa líquida de fluxo de massa para o fluido:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (26)$$

Onde ρ é a massa específica do fluido, t representa o tempo, e u , v e w representam as velocidades nas direções x , y e z respectivamente.

Figura 14: Lei da conservação de massa aplicada ao elemento de fluido



Fonte: Versteeg e Malalaskera, 1995.

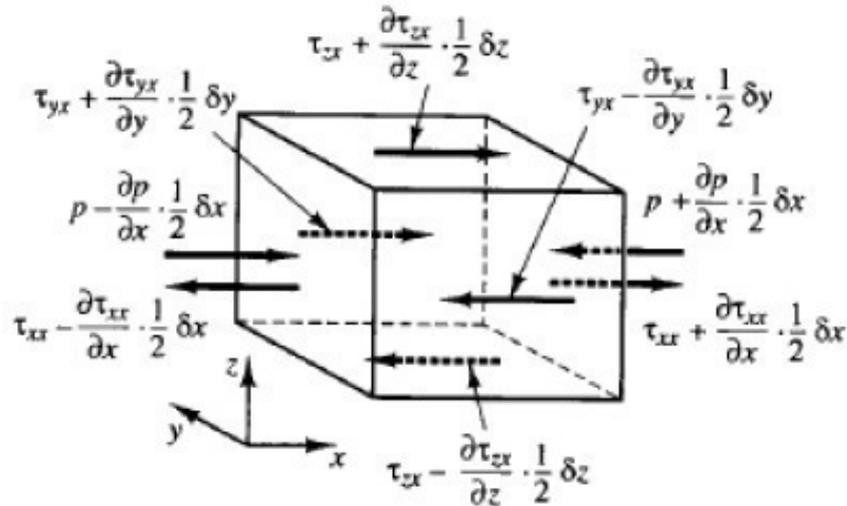
3.4.1.2 Lei da conservação da quantidade de movimento (Segunda lei de Newton)

Segundo a lei da conservação da quantidade de movimento, a taxa de aumento da quantidade de movimento na partícula de fluido deve ser igual à soma das forças que atuam sobre a partícula.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + SM_x \quad (27)$$

Onde p é a pressão, τ representa a tensão e SM_x a fonte de *momentum* na direção x em unidade de volume por unidade de tempo. As equações para as direções y e z são análogas à equação 27.

Figura 15: Lei da conservação da quantidade de movimento na direção x do elemento de fluido



Fonte: Versteeg e Malalaskera, 1995.

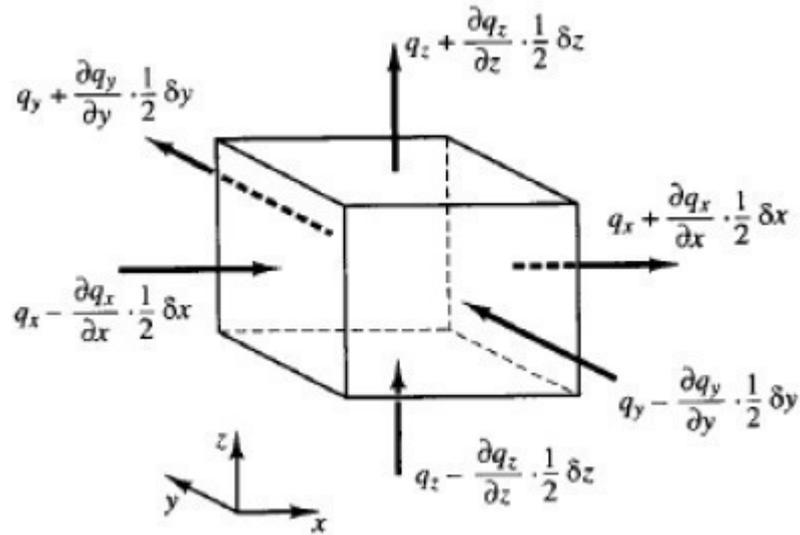
3.4.1.3 Lei da conservação de energia (Primeira lei da termodinâmica)

A lei da conservação de energia diz que o aumento de energia na partícula de fluido deve ser igual à soma da taxa líquida de calor adicionado a partícula com a taxa líquida de trabalho realizado sobre a partícula.

$$\rho \frac{DE_x}{Dt} = \left[\frac{\partial [u(-p + \tau_{xx})]}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} \right] \delta x \delta y \delta z - \frac{\partial q_x}{\partial x} \delta x \delta y \delta z + SE \quad (28)$$

Onde δx , δy e δz são as dimensões do elemento de fluido, q_x é o vetor de fluxo de calor na direção x e SE a fonte energia que inclui os efeitos da energia potencial. Novamente, as equações para as direções y e z são análogas à equação 28.

Figura 16: Componentes do fluxo de calor

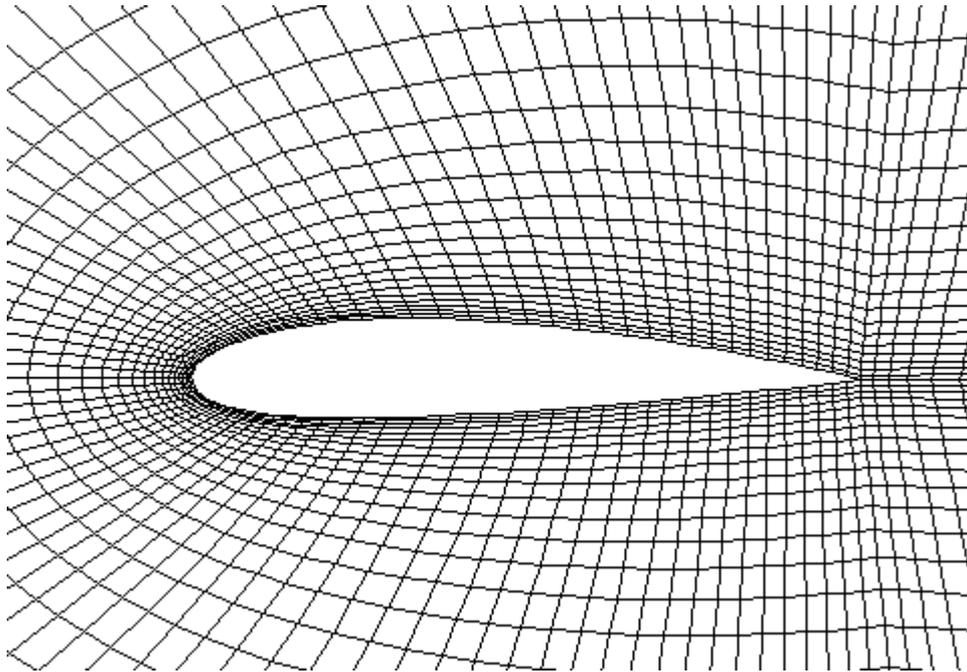


Fonte: Versteeg e Malalasekera, 1995.

3.4.2 Malha

Normalmente não é possível resolver analiticamente as equações diferenciais parciais que governam o escoamento de fluidos e a transferência de calor, exceto em casos muito simples. Portanto, os domínios do escoamento são divididos em subdomínios menores, compostos de células nas formas geométricas hexahedricas e tetraedricas em 3D ou quadriláteras e triângulares em 2D. As equações governantes são então discretizadas e resolvidas dentro de cada um desses subdomínios. Geralmente, um dos três seguintes métodos é usado para resolver aproximadamente o sistema de equações: volumes finitos, elementos finitos ou diferenças finitas. A continuidade adequada da solução nas interfaces comuns entre dois subdomínios é de fundamental importância, para que as soluções aproximadas dentro das várias células possam ser reunidas para fornecer um resultado fiel e completo do fluxo em todo o domínio. A Figura 17 mostra um exemplo de malha em duas dimensões aplicada em um perfil aerodinâmico.

Figura 17: Malha 2D em um perfil aerodinâmico NACA 2415

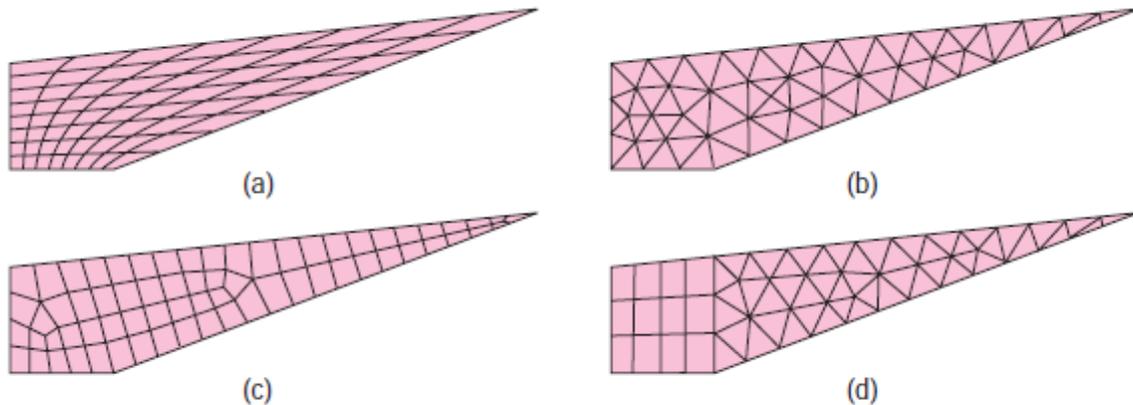


Fonte: Glenn Research Center – NASA, 1999.

O processo de geração da malha tem sido considerado um gargalo no processo de análise devido à falta de um procedimento de geração totalmente automático. Programas de software especializados foram desenvolvidos com a finalidade de geração de malha, e o acesso a um bom *software* e experiência no uso são vitais para o sucesso na modelagem.

Com o desenvolvimento do CFD, melhores algoritmos e maior poder computacional se tornaram disponíveis. Um dos resultados desses avanços é a variedade de tipos de malhas que podem ser utilizadas. A forma básica de classificação dessas malhas é a baseada na conectividade entre as células, podendo ser estruturadas, quando a malha é caracterizada por uma conectividade regular, não estruturadas, quando a malha é caracterizada por uma conectividade irregular, e a híbrida, que contém porções estruturadas e não estruturadas. Exmplo de diferentes tipos de malha são mostrados na Figura 18.

Figura 18: Malhas: (a) estruturada, (b) não estruturada, (c) não estruturada e (d) híbrida



Fonte: Çengel e Cimbala, 2006.

3.4.3 Modelo de turbulência

A turbulência é um estado de escoamento que é caracterizado por vórtices aparentemente caóticos e aleatórios, e seu aparecimento resulta em um aumento da dissipação de energia, da transferência de calor e do arrasto. Em nível de engenharia o objetivo é ter o entendimento dos efeitos causados pela turbulência, e para quantificar esses efeitos é utilizado o processo computacional de modelo de turbulência.

De acordo com Versteeg e Malalasekera (1995), os modelos de turbulência mais comuns são os de duas equações $k-\varepsilon$ e $k-\omega$. O modelo $k-\varepsilon$ é um modelo em que as equações de transporte são resolvidas para a energia cinética turbulenta (k) e sua taxa de dissipação (ε), esse modelo $k-\varepsilon$ se concentra nos mecanismos que afetam a energia cinética turbulenta. Já o modelo $k-\omega$ é uma alternativa ao modelo $k-\varepsilon$. Nesse caso as equações de transporte resolvidas são para a energia cinética turbulenta e para uma quantidade chamada ω , que é a taxa de dissipação por unidade de energia cinética turbulenta.

3.4.4 Condições de contorno

As condições de contorno são os dados de entrada que são adicionadas no *software* que executará a simulação, se tratam de todas as informações que temos a respeito do nosso sistema. Por exemplo, em simulações de túneis de vento as condições de contorno são as definidas na entrada e saída do túnel, e as características do escoamento na parede interna do túnel de vento.

4. PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO DE SUÇÃO

Para esse projeto foi escolhido um túnel de vento de circuito aberto devido a sua simplicidade e seu baixo custo de construção, e também devido às limitações físicas existentes no laboratório que impossibilitam a montagem de um túnel de vento de circuito fechado.

O túnel de vento foi dimensionado de acordo com a teoria apresentada anteriormente, tendo como parâmetros iniciais a área e a velocidade na seção de testes, e também as dimensões do laboratório. Os cálculos foram feitos tendo como objetivo a obtenção das menores perdas de pressão possíveis nos elementos do túnel de vento.

4.1 Dimensionamento do túnel de vento

As perdas de pressão nos elementos e a perda de pressão total a seguir foram calculadas utilizando a equação 5.

4.1.1 Seção de testes

A seção de testes é o primeiro elemento a ser dimensionado. Anteriormente definido, a seção de testes foi projetada com uma área de $0,25 \text{ m}^2$ e uma velocidade de 30 m/s . De acordo com Bradshaw e Mehta (1979), o comprimento da seção de testes se encontra entre 0,5-3 vezes o seu diâmetro hidráulico, dessa forma foi escolhido um comprimento de 1,5 metros, três vezes o diâmetro hidráulico, com a justificativa de uma maior disponibilidade no uso de modelos de diferentes tamanhos. No Apêndice A têm-se as dimensões da seção de testes e a Tabela 2 apresenta a sua perda de pressão.

Tabela 2: Perdas de pressão na seção de testes

Coeficiente de Perda	0,0348
Pressão Dinâmica [Pa]	551,25
Perda de Pressão [Pa]	19,192

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.2 Bocal de contração

O dimensionamento do bocal foi feito buscando uma boa razão de área para um comprimento não muito longo de bocal. A curvatura foi definida pela equação polinomial de quinto grau (equação 9), com os parâmetros H_i igual a 0,61 metros, H_e igual a 0,25 metros, um comprimento (L) de 0,54 metros e uma razão de área (AR) de aproximadamente 6. No Apêndice A têm-se as dimensões do bocal de contração a Tabela 3 apresenta a sua perda de pressão.

Tabela 3: Perdas de pressão no bocal de contração

Coefficiente de Perda	0,0043
Pressão Dinâmica [Pa]	15,552
Perda de Pressão [Pa]	0,0673

Fonte: Elaborado pelo autor.

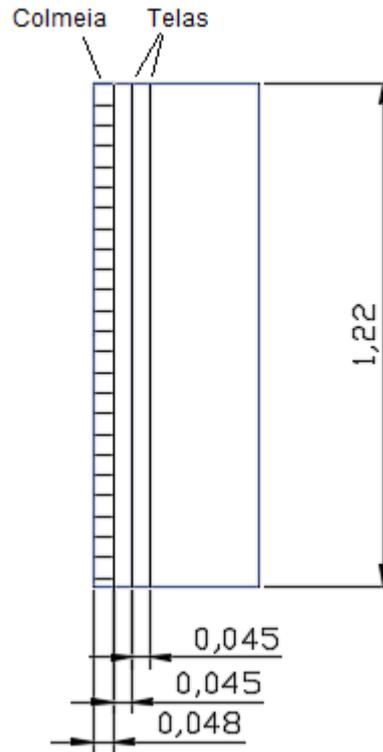
4.1.3 Câmara de estabilização

As perdas na câmara de estabilização são causadas pela colmeia, pelas duas telas e pelo comprimento de seção reta de área constante existente entre as telas e o início da contração. O dimensionamento da colmeia foi feito de acordo com as informações contidas no Apêndice B. Segundo Barlow *et al.*, (1999), uma boa escolha para o diâmetro da célula é aproximada dividindo o diâmetro hidráulico da seção onde se encontra a colmeia por 150, o que resulta em diâmetro de célula de 8 milímetros. O comprimento da célula foi definido como seis vezes o diâmetro da célula, levando a um comprimento de 48 milímetros. Foi utilizado o coeficiente de perda para colmeias hexagonais da Tabela 1.

Foi adotada para a câmara de estabilização a configuração mais usual, segundo Idel'cik (1969), de uma colmeia seguida de duas telas. As duas telas são idênticas e têm um diâmetro de arame de 0,5 milímetros e um espaçamento entre os arames de 1,5 milímetros. Barlow *et al* (1999) recomenda um espaçamento entre as telas de 30 vezes o espaçamento entre os arames, resultando em 45 milímetros. A distância da segunda tela para o início da contração é recomendado que seja no mínimo 0,2 vezes o diâmetro hidráulico da câmara de estabilização, que resulta numa distância de aproximada de 250 milímetros (MEHTA e

BRADSHAW, 1979). A Figura 19 mostra as dimensões da câmara de estabilização e a Tabela 4 as suas perdas de pressão.

Figura 19: Dimensões da câmara de estabilização, unidades em metros



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 4: Perdas de pressão na câmara de estabilização

Pressão Dinâmica [Pa]	15,552
Coefficiente de Perda na Colmeia	0,2
Perda de Pressão na Colmeia [Pa]	3,110
Coefficiente de Perda nas Telas 1 e 2	2,584
Perda de Pressão na Tela 1 [Pa]	40,191
Perda de Pressão na Tela 2 [Pa]	40,191
Coefficiente de Perda na Seção Reta	0,0039
Perda de Pressão na Seção Reta [Pa]	0,061
Perda de Pressão Total na Câmara de Estabilização [Pa]	83,620

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.4 Difusor

No difusor foi selecionado uma razão de área (AR) igual a 3, e para minimizar as chances de separação no escoamento foi utilizado um ângulo cônico equivalente (θ_e) de 3°. No Apêndice A tem-se as dimensões do difusor e a Tabela 5 apresenta a sua perda de pressão.

Tabela 5: Perdas de pressão no difusor

Coeficiente de Perda	0,1275
Pressão Dinâmica [Pa]	551,25
Perda de Pressão [Pa]	70,272

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.5 Perda de pressão total

A perda de pressão total (Δp_{tot}) no túnel de vento foi de 173,2 Pascal ou 17,7 mmca, esse valor foi obtido usando equação 5. A Tabela 6 mostra a porcentagem de contribuição na perda de pressão de cada elemento do túnel de vento. A maior contribuição vem da câmara de estabilização devido às duas telas de estabilização, que causam grande queda de pressão.

Tabela 6: Porcentagem de perda de pressão de cada componente

Componente	%
Seção de testes	11,08
Bocal de contração	0,039
Câmara de estabilização	48,31
Difusor	40,56

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2 Potência do ventilador

Utilizando a vazão na seção de testes de $7,5 \text{ m}^3/\text{s}$ e a perda de pressão total na equação 24 é possível calcular potência necessária para operar o túnel de vento, o valor obtido foi de 1299 Watts.

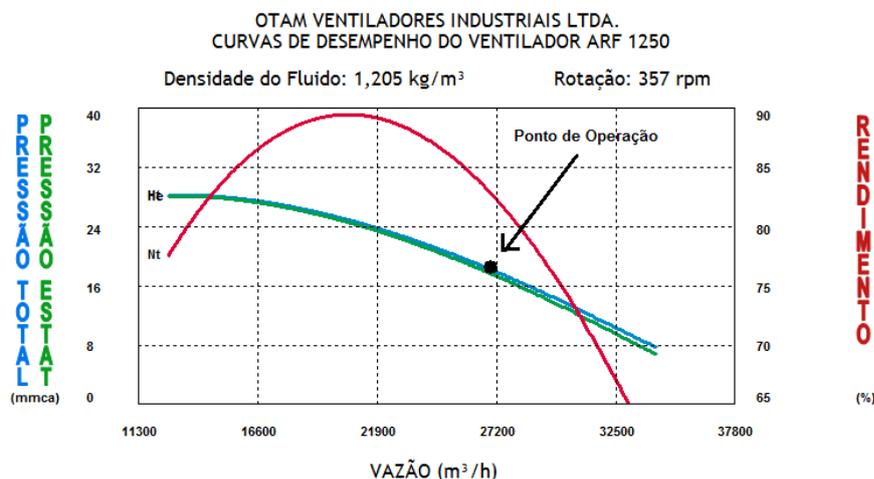
Pouco se tem conhecimento de algumas interações existentes no escoamento, então se faz necessário à utilização de um fator de segurança (FS), com um valor usual de 1,1, na equação 25 para calcular a potência do ventilador. Nesse cálculo também é utilizado um valor conservador de 0,8 para as eficiências do motor (μ_{motor}) e do ventilador (μ_{vent}). O valor obtido para a potência do ventilador foi de 2232,7 Watts ou aproximadamente 3 cv.

4.3 Seleção do ventilador

Utilizamos o programa Vortex 1.3® do fabricante de ventiladores OTAM, disponível no site (<http://www.solerpalau.com.br>), para selecionarmos o ventilador para o túnel de vento. Os dados de entrada foram a temperatura de $20 \text{ }^\circ\text{C}$, a pressão atmosférica de 760 mmHg , a vazão de $27000 \text{ m}^3/\text{h}$ e a pressão estática de $17,7 \text{ mmca}$.

O programa forneceu variadas opções de ventiladores. O ventilador com a eficiência que mais se aproxima da usada no tópico 4.2 é o axial de pás fixas ARF 1250 CLASSE I de 2,57 cv, onde a eficiência é de 82,22%. A Figura 20 mostra as curvas de desempenho do ventilador ARF 1250 CLASSE I. Na Figura 21 é possível ver a interface do programa com os dados de entrada e os ventiladores fornecidos.

Figura 20: Curvas de desempenho do ventilador ARF 1250 CLASSE I



Fonte: Vortex 1.3 ®.

Figura 21: Programa Vortex 1.3 – OTAM

VORTEX 1.3 - OTAM Ventiladores Industriais LTDA

Condições de Operação

Temperatura (°C): 20,00

Pressão Atmosférica (mmHg): 760

Tipo de Fluido: Ar Outros

Condições de Seleção

Vazão (m³/h): 27.000

Pressão Estática (mmca): 17,7

Linha do Ventilador: ARF

Calcular

Curva

Ruido

Rotação

Sair

	DIAM	VEL.DESC.(m/s)	REND.(%)	RPM	VEL.PERIF.(m/s)	POT.ABS.(cv)
1)	1800	1,45	86,12	199	18,79	2,40
2)	1600	1,83	89,63	233	19,54	2,31
3)	1400	2,39	87,81	289	21,19	2,38
4)	1250	3,00	82,22	357	23,41	2,57
5)	1120	3,74	74,77	451	26,46	2,87
6)	1000	4,69	66,51	587	30,75	3,32
7)	900	5,79	59,22	763	35,97	3,86

Ventilador: ARF 1250 CLASSE I

Temperatura de Operação: 20 °C

Pressão Barométrica: 760 mmHg

Densidade do Fluido: 1,205 kg/m³

Vazão: 27.000 m³/h

Pressão Estática (SE): 17,7 mmca

Pressão Total (SE): 18,3 mmca

Pressão Total (ST): 18,3 mmca

Pressão Estática (ST): 17,7 mmca

Velocidade de Descarga: 3,00 m/s

Rendimento: 82,22 %

Rotação: 357 rpm

Potência Absorvida (ST): 2,57 cv

Potência Absorvida (SE): 2,57 cv

Velocidade Periférica: 23,41 m/s

Pressão Sonora (1m) C.L.: 63 dBA

?

Fonte: Vortex 1.3 ®.

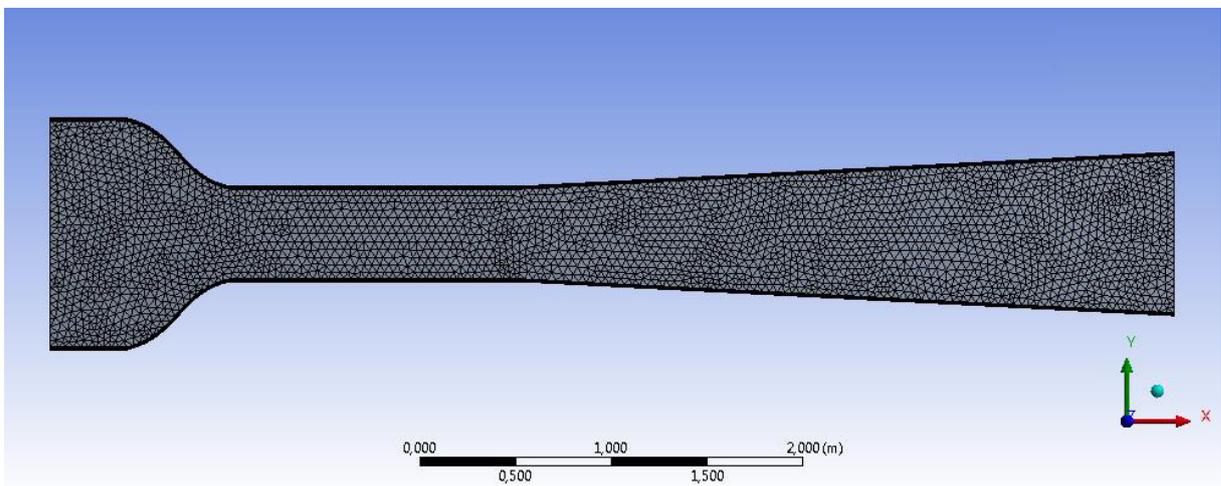
4.4 Simulação computacional

A simulação computacional foi feita utilizando programas que fazem parte do pacote ANSYS® na versão 17 com licença estudantil. Para desenhar a geometria foi utilizado o DesignModeler®, a geração da malha foi realizada no programa Meshing® e a simulação numérica e o processamento dos resultados no Fluent®.

4.4.1 Malha

O método de geração da malha foi interativo, resultando em uma malha final triangular com 5794 nós e 8172 elementos, e tamanho máximo de célula de 40 mm. Para captar os efeitos da camada limite foi aplicado um refinamento denominado *inflation* nas paredes internas do túnel de vento. A geração do *inflation* também foi interativa e suas características finais são uma espessura de 15 mm com 10 camadas, outros parâmetros do *inflation* são mostrados no Apêndice C. A malha gerada pode ser vista na Figura 22.

Figura 22: Malha no túnel de vento em duas dimensões

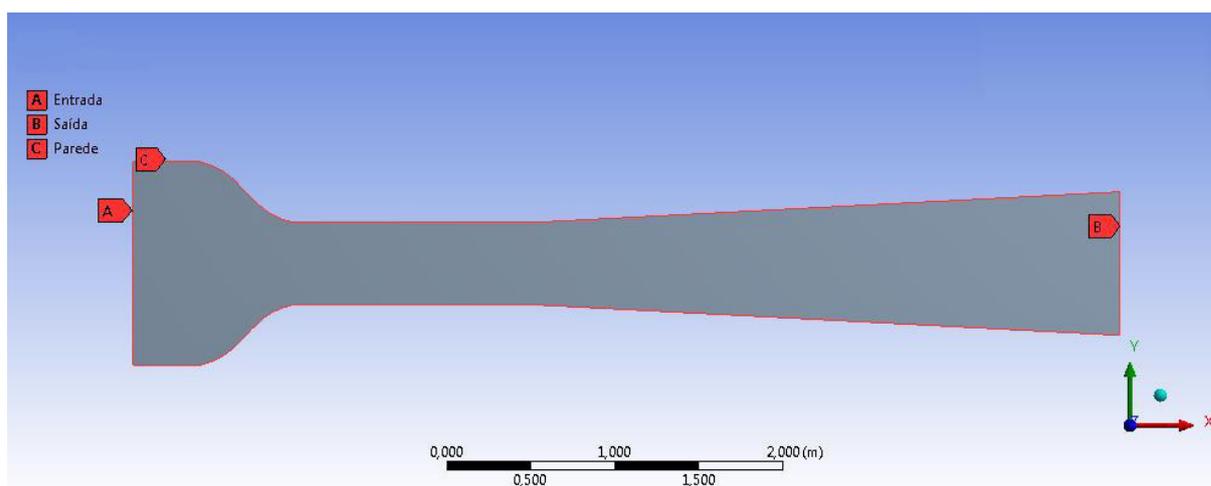


Fonte: Elaborado pelo autor/Ansys®.

4.4.2 Condições de contorno.

As condições de contorno foram escolhidas de acordo com as informações disponíveis a respeito do túnel de vento. No programa Fluent® as paredes internas foram definidas como *wall* (quando a fronteira do domínio é definida como uma parede) e estacionárias. A entrada foi definida como *pressure-inlet* (quando o valor de entrada é apenas a pressão) com uma pressão manométrica nula. A saída foi definida como *exhaust-fan* (indicando que existe um ventilador nessa fronteira do domínio) com um ganho de pressão igual a 90 pascal, pressão essa que foi calculada como a necessária para operar o túnel de vento sem a câmara de estabilização, que não foi levada em consideração nessa simulação. Na Figura 23 pode ser visto a esquematização das condições de contorno.

Figura 23: Condições de contorno



Fonte: Elaborado pelo autor/Ansys ®.

4.4.3 Método de solução e modelo de turbulência

O modelo de turbulência utilizado foi o k-epsilon *Standard* por apresentar boa convergência e baixo uso de memória. Nos métodos de solução foi utilizado o esquema *Coupled* devido a sua robustez e eficiência em simulações de escoamentos não transientes, e na discretização espacial da pressão foi utilizado o esquema *PRESTO!* por ser o mais indicado para domínios com curvaturas acentuadas. Outros parâmetros do modelo de turbulência e do método de solução podem ser vistos no Apêndice C.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O resultado final do projeto resultou em um túnel de vento com seções transversais de área quadradas, um comprimento total de 5,87 metros e uma largura máxima de 1,22 metros. O comprimento das instalações do laboratório é de 9,9 metros, o que resulta em 4 metros livres para o acoplamento de um ventilador e com ainda um bom espaçamento entre a entrada do túnel de vento e a parede da sala. As tabelas 7, 8, 9 e 10 apresentam os parâmetros finais de cada elemento do túnel de vento. As dimensões finais do túnel podem ser vistas no Apêndice A.

Tabela 7: Parâmetros finais da seção de testes

Dimensão Inicial [m]	0,5 x 0,5
Dimensão Final [m]	0,5 x 0,5
Comprimento [m]	1,5
Perda de Pressão [Pa]	19,192

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 8: Parâmetros finais do bocal de contração

Dimensão Inicial [m]	1,22 x 1,22
Dimensão Final [m]	0,5 x 0,5
Comprimento [m]	0,54
Perda de Pressão [Pa]	0,0673

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 9: Parâmetros finais do difusor

Dimensão Inicial [m]	0,5 x 0,5
Dimensão Final [m]	0,86 x 0,86
Comprimento [m]	3,43
Perda de Pressão [Pa]	70,272

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 10: Parâmetros finais da colmeia

Dimensão da Câmara de Estabilização [m]	1,22 x 1,22
Comprimento Total da Câmara de Estabilização [m]	0,4
Perda de Pressão na Câmara de Estabilização [Pa]	83,620
Geometria da Colmeia	Hexagonal
Comprimento da Colmeia [m]	0,048
Diâmetro de Célula da Colmeia [m]	0,008
Número de Telas	2
Diâmetro do Arame das Telas (d_w) [m]	0,0005
Espaçamento Entre os Arames das Telas (W_m) [m]	0,0015

Fonte: Elaborado pelo autor.

A soma das perdas em cada parte do túnel de vento resultou em uma perda de pressão total de 173,2 Pascal ou 17,7 mmca. Operando com uma vazão de 7,5 m³/s na seção de testes, utilizando uma eficiência de 0,8 e um fator de segurança de 1,1 a potência necessária para o ventilador é de aproximadamente 3 cv. Refazendo o cálculo anterior utilizando a eficiência do ventilador axial de pás fixas ARF 1250 CLASSE I de 2,57 cv, que é de 82,22%, e desconsiderando o fator de segurança de 1,1, foi conseguido uma potência para o ventilador de 2,65 cv. A diferença entre as potências é de aproximadamente 3%, um valor relativamente baixo e provavelmente devido a um método diferente de cálculo usado pelo programa Vortex 1.3®. Na Figura 24 é possível ver todas as informações do ventilador ARF 1250 CLASSE I fornecidas pelo programa.

Tabela 11: Dados do ventilador ARF 1250 CLASSE I

Ventilador	ARF 1250 CLASSE I		
Temperatura de Operação	20 °C	Velocidade de Descarga	3,00 m/s
Pressão Barométrica	760 mmHg	Rendimento	82,22 %
Densidade do Fluido	1,205 kg/m ³	Rotação	357 rpm
Vazão	27000 m ³ /h	Potência Absorvida (ST)	2,57 cv
Pressão Estática (SE)	17,7 mmca	Potência Absorvida (SE)	2,57 cv
Pressão Total (SE)	18,3 mmca	Velocidade Periférica	23,41 m/s
Pressão Total (ST)	18,3 mmca	Pressão Sonora (1m) C.L.	63 dBA
Pressão Estática (ST)	17,7 mmca		

Fonte: Vortex 1.3®.

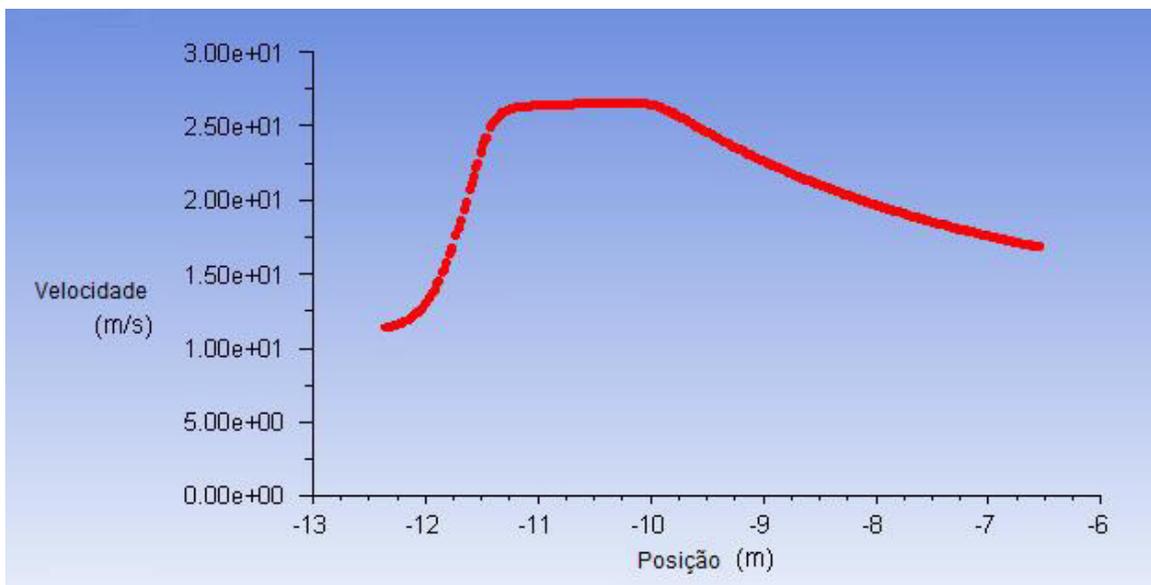
5.1 Resultados da simulação computacional

A simulação convergiu em aproximadamente 800 iterações. Os resíduos foram de valores de ordem bem baixa, os da equação da continuidade e das equações do modelo de turbulência apresentaram valores de aproximadamente 1×10^{-6} , enquanto que as equações da velocidade apresentaram resíduos de aproximadamente 1×10^{-5} .

Os resultados da simulação indicaram uma velocidade na seção de testes de aproximadamente 27 m/s, apresentando um desvio de 10% da velocidade de projeto que é de 30 m/s. Em relação à pressão dinâmica a simulação indicou um valor de aproximadamente 441 Pascal na seção de testes, apresentando um desvio de 20% da pressão dinâmica calculada no projeto que é de 551,25 pascal. Essas diferenças podem ser reduzidas com a utilização de uma malha mais refinada em um domínio tridimensional, e com métodos de solução e de turbulência mais precisos.

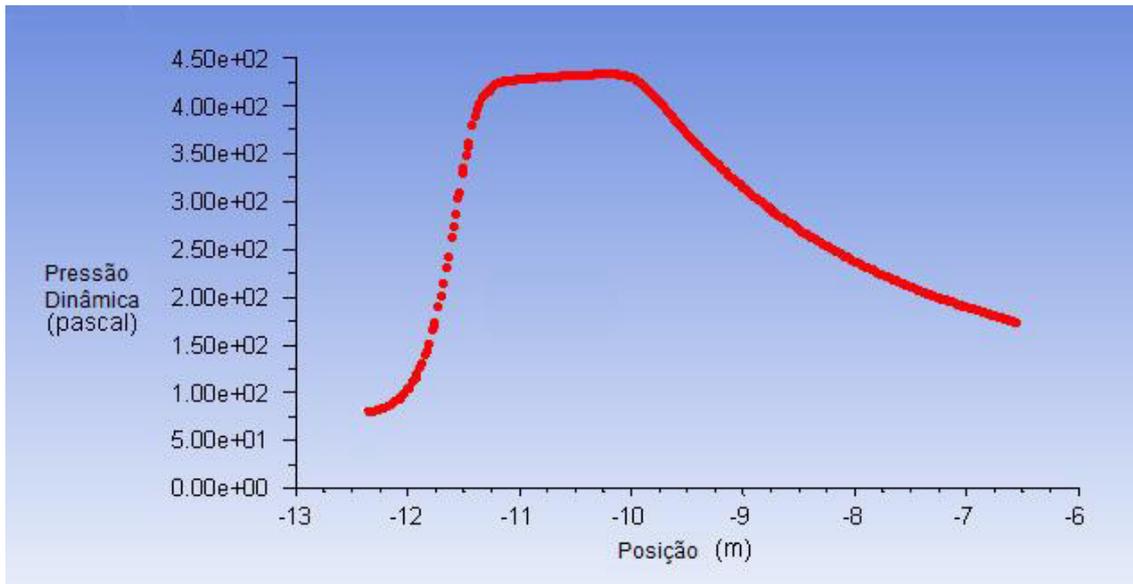
Nas Figuras 24, 25 e 26 é possível observar a variação da velocidade, da pressão dinâmica e da pressão estática ao longo do túnel de vento, as curvas foram plotadas usando a linha de centro do túnel como referência.

Figura 24: Variação da velocidade ao longo do túnel de vento



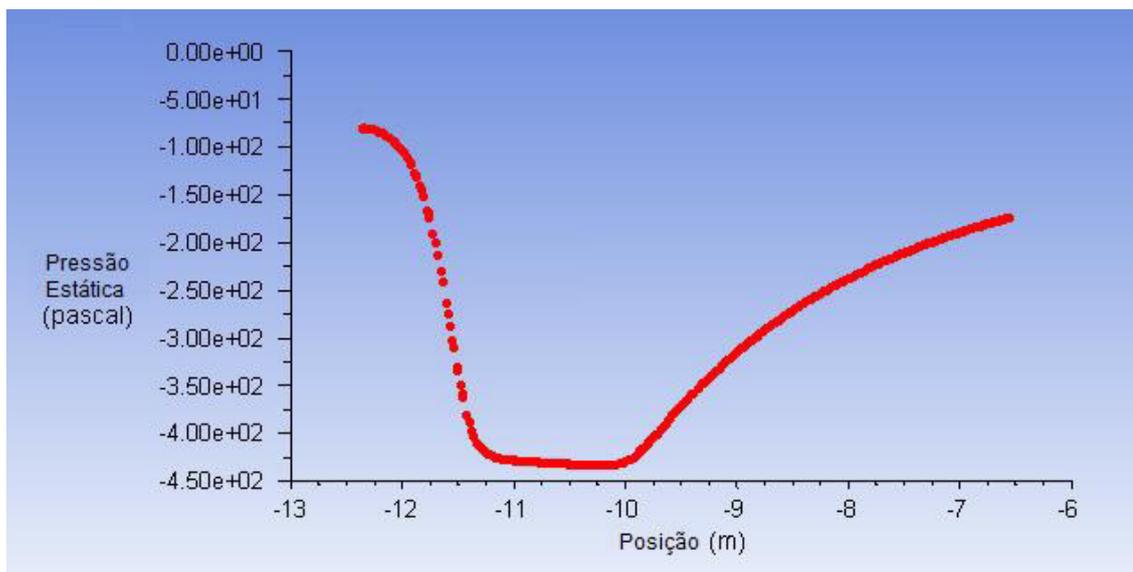
Fonte Elaborado pelo autor/Ansys ®.

Figura 25: Variação da pressão dinâmica ao longo do túnel de vento



Fonte: Elaborado pelo autor/Ansys ®.

Figura 26: Variação da pressão estática ao longo do túnel de vento

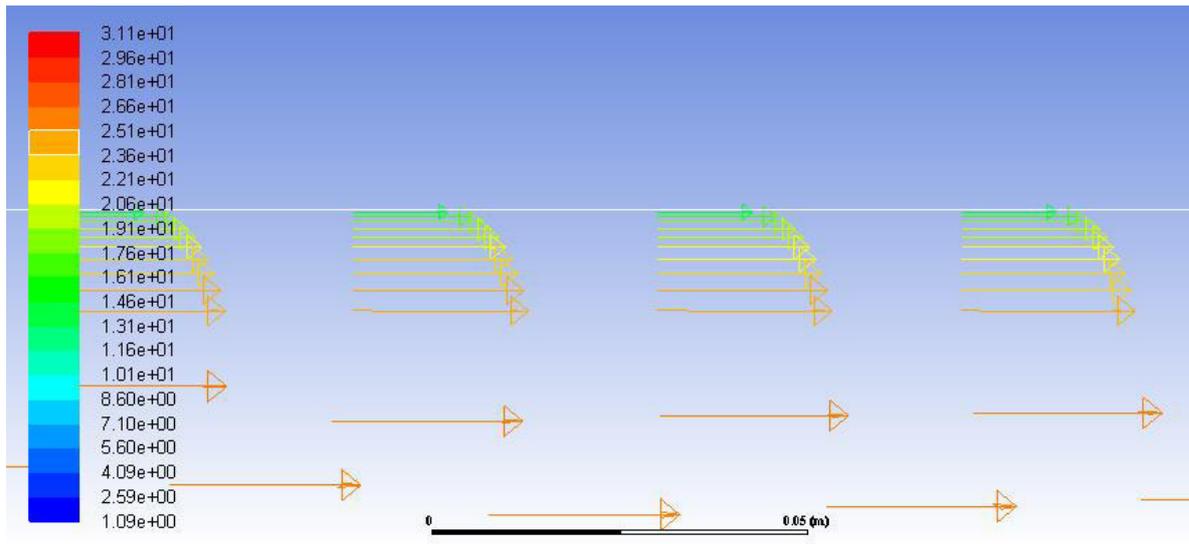


Fonte: Elaborado pelo autor/Ansys ®.

Nas figuras 25 e 26, como era esperado, é possível observar que a pressão dinâmica aumenta à medida que a velocidade do escoamento aumenta, o contrário acontece com a pressão estática que diminui com o aumento da velocidade. As pressões e a velocidade permanecem aproximadamente constantes no trecho da seção de testes, um comportamento que também era esperado.

De acordo com as medições foi feita uma estimativa da espessura da camada limite, o valor encontrado foi de 11 milímetros. Dessa forma constatamos que a espessura de 15 milímetros do *inflation* foi suficiente para quantificar os efeitos da camada limite. A Figura 27 mostra a representação da camada limite na seção de testes usando vetores de velocidade.

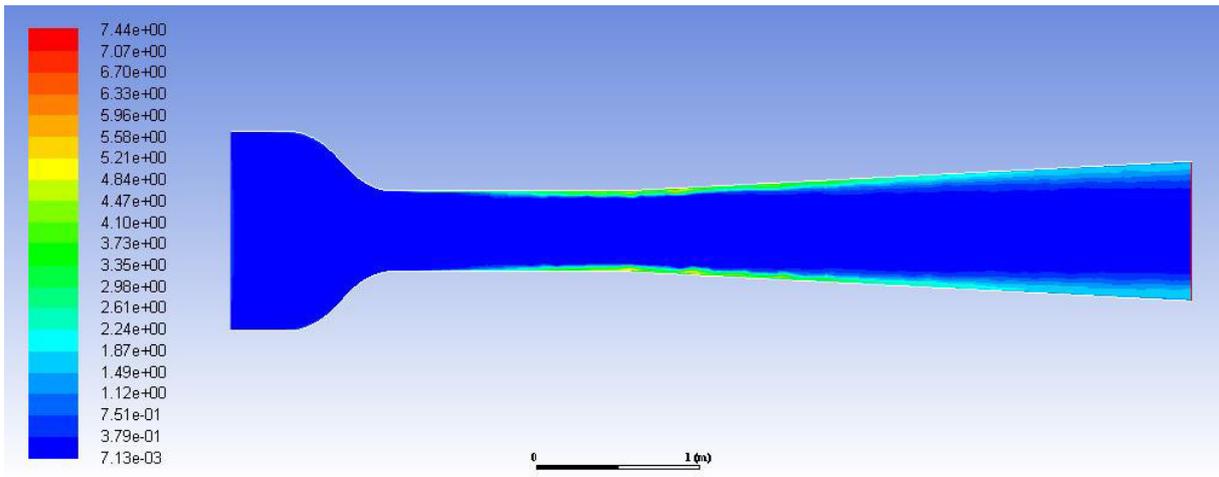
Figura 27: Camada limite na seção de testes



Fonte: Elaborado pelo autor/Ansys ©.

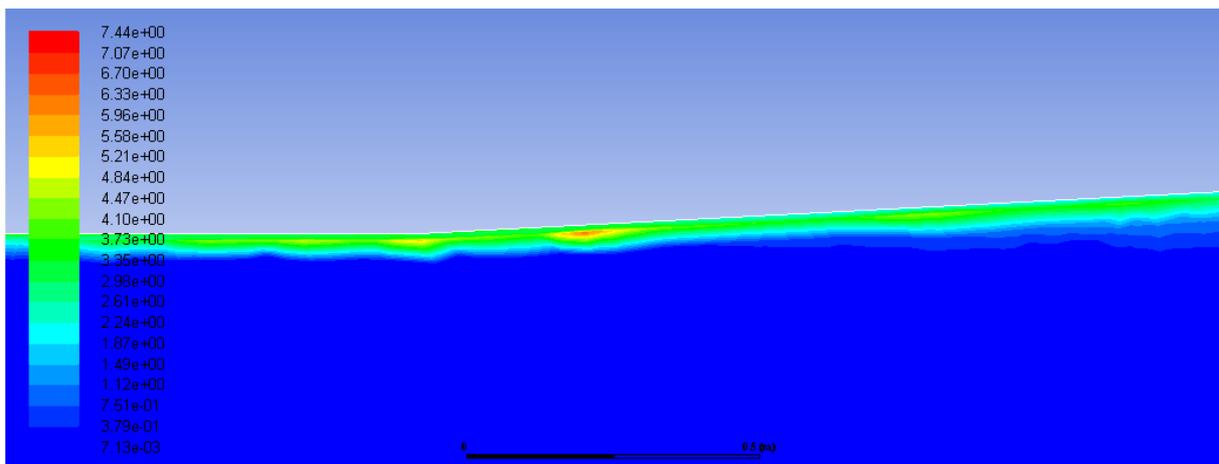
Na Figura 28 é possível observar os contornos da intensidade da turbulência no túnel de vento. A turbulência se mantém baixa, mas apresenta um gradual aumento nas proximidades das paredes perto do final da seção de testes e continua ao longo do difusor. Entretanto, inspecionando o escoamento nas proximidades das paredes do difusor verificou-se a não existência de separação do escoamento ou de fluxos contrários, demonstrando que o uso de um baixo valor de ângulo cônico foi eficaz. Na Figura 29 é possível observar o detalhe do aumento da turbulência na parede do túnel entre o final da seção de testes e o começo do difusor. A Figura 30 mostra os contornos de velocidade no túnel de vento.

Figura 28: Contornos de turbulência



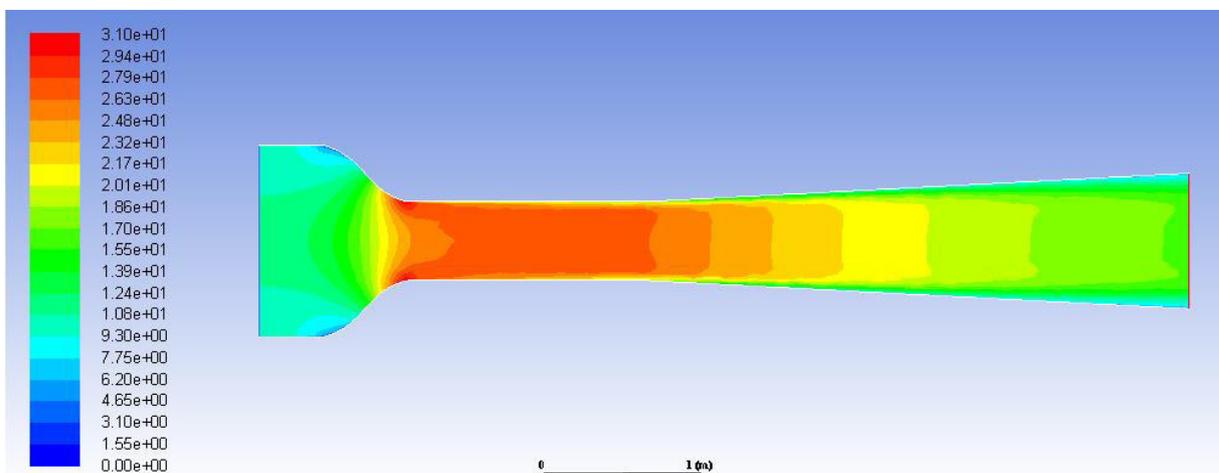
Fonte: Elaborado pelo autor/Ansys ®.

Figura 29: Detalhe do contorno de turbulência



Fonte: Elaborado pelo autor/Ansys ®.

Figura 30: Contornos de velocidade



Fonte: Elaborado pelo autor/Ansys ®.

Em relação ao atual túnel de vento do Laboratório de Aerodinâmica e Mecânica dos Fluidos foi conseguida uma redução de comprimento total de 6,9 metros para 5,87 metros. Na seção de testes houve uma redução no comprimento de 0,3 metros e a área da seção transversal foi mantida a mesma. No bocal de contração o comprimento foi mantido, mas a razão de área AR aumentou de 4 para 6 no novo projeto. O comprimento do difusor no antigo túnel era de 4,57 metros, no novo projeto esse comprimento passa a ser de 3,43 metros, demonstrando um provável excesso de comprimento no antigo projeto. Bezerra (2017) fez uma estimativa da espessura da camada limite no antigo túnel de vento através de uma simulação computacional. Seus resultados forneceram uma espessura de 15 milímetros na camada limite, uma diferença de 4 milímetros a mais em relação a encontrada no presente trabalho, que foi de 11 milímetros. Levando em consideração que as simulações foram feitas com parâmetros e métodos de solução e turbulência semelhantes, esses resultados indicam uma melhoria alcançada nesse trabalho.

6. CONCLUSÃO

Utilizando como base a fundamentação teórica apresentada no início do trabalho, foi dimensionado um túnel de vento subsônico de circuito aberto de sucção que possa ser montado nas dependências do Laboratório de Aerodinâmica e Dinâmica dos Fluidos da Universidade Federal do Ceará. Os parâmetros e as dimensões de cada elemento que compõe o túnel de vento foram determinados, junto com suas respectivas perdas de pressão.

Com a perda de pressão total do túnel de vento foi calculada a potência do ventilador necessária para seu funcionamento, que foi de 3 cv. O cálculo foi feito utilizando a eficiência do ventilador ARF 1250 CLASSE I de 2,57 cv, que foi indicado pelo programa Vortex 1.3®. A potência recalculada foi de 2,65 cv, divergindo aproximadamente 3% da potência fornecida pelo programa. Essa pequena divergência se deve provavelmente a uma diferente metodologia de cálculo utilizada pelo programa.

Uma simulação em CFD, desconsiderando os efeitos da câmara de estabilização, foi feita para avaliar o projeto do túnel de vento. As diferenças entre os valores calculados e os conseguidos pela simulação na seção de testes foram comparados, a divergência no valor da velocidade foi de 10%, enquanto que no valor da pressão dinâmica a divergência foi de aproximadamente 20%, com simulação apresentando sempre valores menores do que os calculados. Essas divergências podem ser diminuídas com a utilização de uma malha mais refinada em uma geometria de três dimensões e um modelo de turbulência mais preciso, o que não foi possível nesse trabalho devido a limitação no processamento da máquina utilizada.

Curvas demonstrando o comportamento da velocidade, da pressão dinâmica e da pressão estática ao longo do comprimento do túnel de vento foram apresentadas. Com elas foi observado que essas propriedades apresentaram o comportamento que era esperado no túnel de vento. Foi também observado que não ocorre separação do escoamento nas paredes do difusor, apesar de haver um aumento da turbulência nessa região.

7. SUGESTÕES DE FUTUROS TRABALHOS

Como trabalhos futuros, pode-se apontar:

- a) Uma simulação mais aprofundada, levando em consideração a câmara de estabilização e o túnel de vento em suas três dimensões, utilizando esquemas de solução e modelos de turbulência mais precisos;
- b) Construção do túnel de vento;
- c) Comparar o desempenho do atual túnel de vento com o do presente trabalho.

REFERÊNCIAS

Aerospace Illionois (1995). Open Wind Tunnel. Disponível em: < http://m-selig.ae.illinois.edu/uiuc_ls/tunnel.gif>. Acesso em: 01 de Junho 2018.

ANSYS. **ANSYS Fluent Theory Guide**. Disponível em: < <http://www.pmt.usp.br/ACADEMIC/martoran/NotasModelosGrad/ANSYS%20Fluent%20Theory%20Guide%202015.pdf>>. Acesso em: 20 de Julho de 2018.

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

BELL, J. H; MEHTA, R. D. **Contraction design for small low-speed wind tunnels**. Stanford: 1988.

BEZERRA. Francisco Diego Vidal. **Otimização e instrumentação de um túnel de vento**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2017.

ÇENGEL, A. Y.; CIMBALA, M. J. **Fluid Dynamics: Fundamentals and Applications**. New York: McGraw-Hill, 2006.

Copco A.(2018). High pressure axial fan. Disponível em: <<https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/documents.pdf>>. Acesso em: 04 de Junho de 2018.

ECKERT, W.T.; MORT, K.W.; JOPE, J. **Aerodynamic design guidelines and computer program for estimation of Subsonic wind tunnel performance**. NASA, 1976.

Flatout (2014). Closed Wind Tunnel. Disponível em: < <https://www.flatout.com.br/wp-content/uploads/2014/07/illustration-wind-tunnels-1.jpg> >. Acesso em: 02 de Junho 2018.

FOX, R.W.; MCDDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7ª ed. LTC, 2011.

GOUSSEAU P. **The future tu/e, boundary layer wind tunnel design proposal of the individual parts of the tunnel.** Presentation TU/e (2009).

GRC Nasa (1995). Settling Chamber. Disponível em: < <https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/WindTunnel/images/tunfig3.jpg>>. Acesso em: 03 de Junho 2018.

GRC Nasa (1999). 2D Airfoil. Disponível em: <https://www.grc.nasa.gov/WWW/Acoustics/code/adpac/sample/airfoil.2d/2415_2.gif>. Acesso em: 04 de Junho 2018.

IDEL'CIK. I.E., **Memento des pertes de charge: Coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement**, Eyrolles Editeur, Paris (1969).

Johl G., Passmore M., and Render P.M. Design methodology and performance of an indraft wind tunnel. **Royal Aeronautical Society**, (2004).

LINDGREN B. AND JOHANSSON A.V. **Design and evaluation of a low-speed windtunnel with expanding corners.** Flow Facility Design and Experimental Studies of Wall-Bounded Turbulent Shear-Flows, page 63 (2002).

MEHTA, R. D.; BRADSHAW, P. **Tecnical notes: design rules for small low speed wind tunnels.** The Aeronautical Journal of The Royal Aeronautical Society, November 1979.

MOHANTY A. K. **Fluid mechanics.** 2nd edition. New Delhi. Prentice-Hall of India, 1994.

Moonen P., Blocken B., Roels S., and Carmeliet J. Numerical modeling of the flow conditions in a closed-circuit low-speed wind tunnel. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, (2006).

MUNSON B.R., OKIISHI T.H., AND HUEBSCH W.W. **Fundamentals of Fluid Mechanics.** John Wiley & Sons, Inc., 6th edition (2009).

POPE A. and HARPER J.J. **Low-speed sind tunnel testing.** John Wiley & sons, inc. (1966).

PRANDTL, L. 1932 **Herstellung einwandfreier lufstome (windkanale)**. Handbuch der Experimentalphysik, Leipzig, Germany, vol 4, part 2,p.73. Naca Tech. Mem. 726.

Seminaronly (2017). Nozzle. Disponível em: http://www.123seminaronly.com/Seminar-Reports/2017-03/Wind-Tunnel_clip_image010.jpg. Acesso em: 02 de Junho 2018.

SOLDER&PALAU Disponível em: <<http://www.solerpalau.com.br>> Acesso em: 10 de Junho de 2018.

Textron Aviation (2018). Test Section. Disponível em: < https://airway.uol.com.br/wp-content/uploads/2018/03/SkyCourier_tv_02-750x500.jpg>. Acesso em: 02 de Junho 2018.

VERSTEEG, H. AND MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics**. Harlow: Longman, 1995.

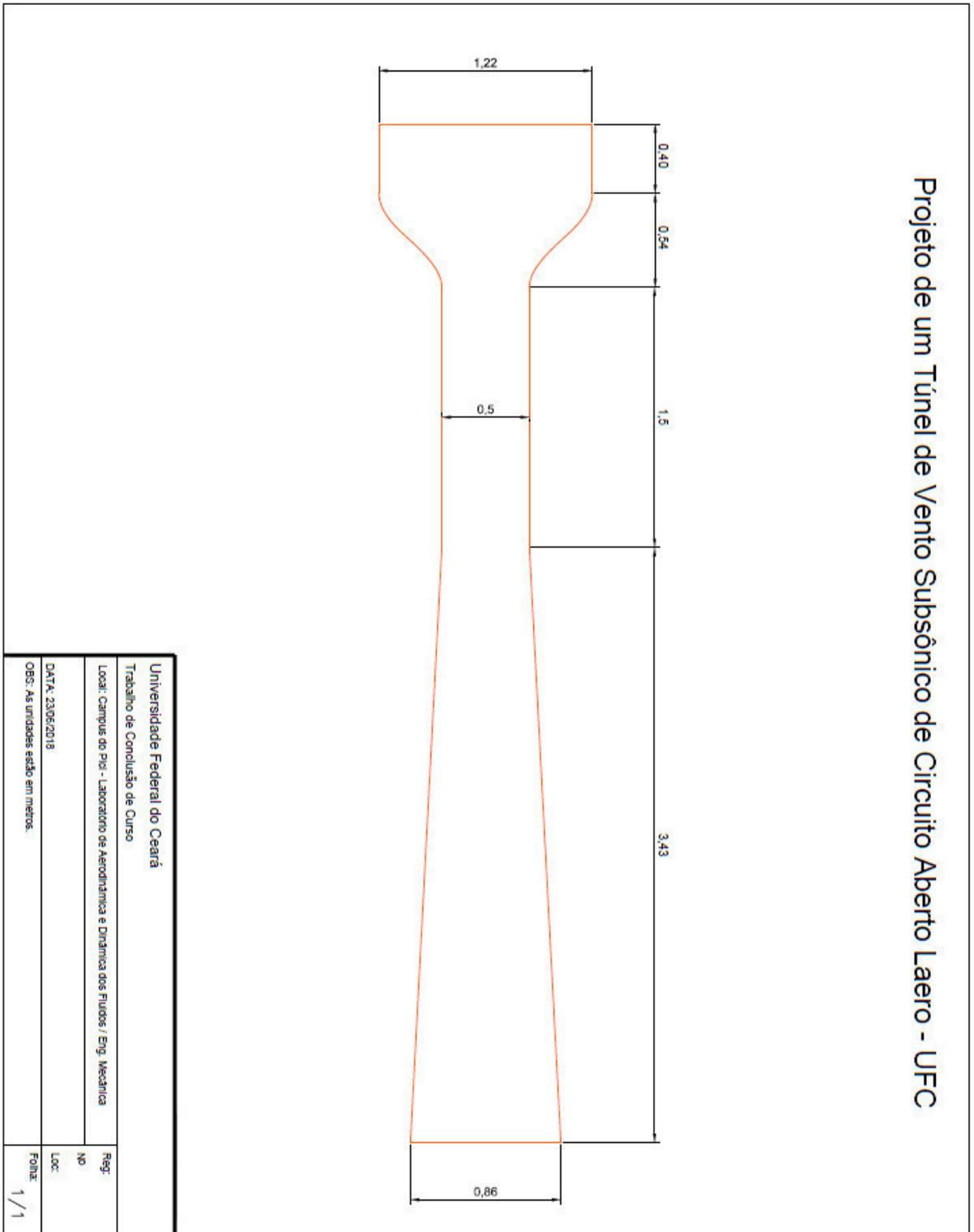
VICENSI, A. **Dimensionamento de um túnel de vento subsônico**. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento de Ciências Exatas e Engenharias, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi, 2014.

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

WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos**. Tradução de José Carlos Cesar Amorim; Nelson Manzanares Filho e Waldir de Oliveira. 4ª. ed. Rio de Janeiro: McGraw-Hill, 2002.

Wikipedia (2007). Tubo de pitot. Disponível em: < https://pt.wikipedia.org/wiki/Tubo_de_Pitot#/media/File:Diagrama_do_Tubo_de_Pitot.PNG>. Acesso em: 01 de Junho 2018.

APÊNDICE A: Planta do Túnel de Vento.



APÊNDICE B: Catálogo do Honeycomb.



PCGA-XR2 3003 Aluminum Honeycomb



Description:

PCGA-XR2 3003 commercial grade aluminum honeycomb is a lightweight core material offering excellent strength and good corrosion resistance for industrial applications at low cost. PCGA-XR2 3003 honeycomb is made from 3003 aluminum alloy foil.

Applications:

PCGA-XR2 3003 honeycomb uses include air/light directionalization, energy absorption, tooling, ceiling and floor panels, counter tops and other applications for which elevated physical and mechanical properties are not required.

Features:

- High thermal conductivity
- Flame resistant
- Good moisture and corrosion resistance
- Fungi resistant
- Low weight / High strength

Availability:

PCGA-XR2 3003 honeycomb is available in four forms: unexpanded blocks, unexpanded slices, untrimmed expanded sheets and cut to size expanded sheets. It is also available with or without cell perforations to facilitate cell venting for certain applications.

Cell Sizes:	1/4" - 1.0"
Densities:	1.4 pcf - 5.2 pcf
Sheet "Ribbon" (L):	48" typical - 72" max
Sheet "Transverse" (W):	96" typical - 200" max
Sheet Thickness (T):	35" max
Tolerances:	Length: +6", -0" Width: +6", -0" Thickness: ± 0.008" (under 4" thick) ± 0.062" (over 4" thick)
	Density: ± 15%
	Cell Size: ± 15%

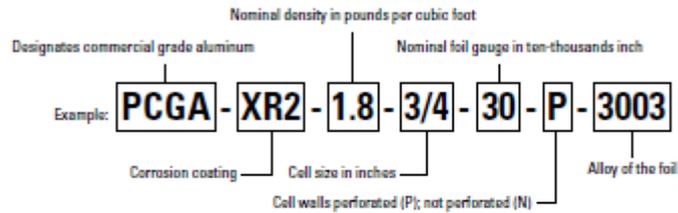
NOTE: Special dimensions, sizes, tolerances, CNC machining and die cut to size can be provided upon request.

Corrosion Resistance:

The XR2 corrosion coating offers a chrome-free clear protective film, providing good corrosion resistance.

PCGA-XR2 3003 commercial grade aluminum honeycomb is specified as follows:

Trade Name - Corrosion Coating - Density - Cell Size - Foil Gauge - Perforation - Alloy



PCGA-XR2 3003 Mechanical Properties								
			Bare Compressive - typical*		Plate Shear - typical*			
CELL SIZE inch	NOMINAL FOIL GAUGE inch	NOMINAL DENSITY PCF	STRENGTH PSI	MODULUS KSI	STRENGTH PSI		MODULUS KSI	
					"L"	"W"	"L"	"W"
1/4	.003	5.2	620	148	345	215	63	31
3/8	.003	3.6	325	92	210	130	40	20
1/2	.003	2.5	165	40	130	70	25	15
3/4	.003	1.8	110	24	95	55	16	8
1.0	.003	1.2	75	16	55	40	14	7

Note: Lighter foil gage versions available upon request: 1/4 - 3.4, 3/8 - 2.3, 1/2 - 1.8, 3/4 - 1.2, 1.0 - 1.0

Mechanical property values were derived from testing according to AMS STD 401 and are for reference only. Certificates of conformance are not provided unless specifically requested.

*Minimum values may be up to 25% lower than typical values.

Plascore, Inc., employs a quality management system that is Nadcap, AS9100, ISO 9001 and ISO 14001 certified.

IMPORTANT NOTICE: The information contained in these materials regarding Plascore's products, processes, or equipment, is intended to be up to date, accurate, and complete. However, Plascore cannot warrant that this is always the case. Accordingly, it is a purchaser's or user's responsibility to perform sufficient testing and evaluation to determine the suitability of Plascore's products for a particular purpose. Information in these materials and product specifications does not constitute an offer to sell. Your submission of an order to Plascore constitutes an offer to purchase which, if accepted by Plascore, shall be subject to Plascore's terms and conditions of sale. PLASCORE MAKES NO WARRANTIES OF ANY KIND REGARDING THESE MATERIALS OR INFORMATION, EITHER EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING WITHOUT LIMITATION THE IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY AND FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE. Plascore owns and shall retain all worldwide rights in its intellectual property, and any other trademarks used in these materials are the property of their respective owners. The information in these materials shall not be construed as an inducement, permission, or recommendation to infringe any patent or other intellectual property rights of any third parties.



Corporate Headquarters

Plascore Incorporated

615 N. Fairview St.
Zeeland, MI 49464-0170

Phone (616) 772-1220

Toll Free (800) 630-9257

Fax (616) 772-1289

Email sales@plascore.com

Web www.plascore.com

Europe

Plascore GmbH&CoKG

Feldborn 6
D-55444 Waldlaubersheim
Germany

Phone +49(0) 6707-9143 0

Fax +49(0) 6707-9143 40

Email sales.europe@plascore.com

Web www.plascore.de

© 2018 Plascore, Inc. All Rights Reserved. Rev 4.2.18

APÊNDICE C: Parâmetros utilizados na simulação computacional.

Task Page

Solution Methods

Pressure-Velocity Coupling
Scheme
Coupled

Spatial Discretization

Gradient
Least Squares Cell Based

Pressure
PRESTO!

Momentum
Second Order Upwind

Turbulent Kinetic Energy
First Order Upwind

Turbulent Dissipation Rate
First Order Upwind

Transient Formulation

Non-Iterative Time Advancement

Frozen Flux Formulation

Pseudo Transient

Warped-Face Gradient Correction

High Order Term Relaxation [Options...](#)

[Default](#)

Viscous Model

Model

Inviscid

Laminar

Spalart-Allmaras (1 eqn)

k-epsilon (2 eqn)

k-omega (2 eqn)

Transition k-k-omega (3 eqn)

Transition SST (4 eqn)

Reynolds Stress (5 eqn)

Scale-Adaptive Simulation (SAS)

Detached Eddy Simulation (DES)

k-epsilon Model

Standard

RNG

Realizable

Near-Wall Treatment

Standard Wall Functions

Scalable Wall Functions

Non-Equilibrium Wall Functions

Enhanced Wall Treatment

Menter-Lechner

User-Defined Wall Functions

Options

Curvature Correction

Production Kato-Launder

Production Limiter

Model Constants

Cmu
0.09

C1-Epsilon
1.44

C2-Epsilon
1.92

TKE Prandtl Number
1

User-Defined Functions

Turbulent Viscosity
none

Prandtl Numbers

TKE Prandtl Number
none

TDR Prandtl Number
none

Details of "Inflation" - Inflation

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Face
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	12 Edges
Inflation Option	Total Thickness
<input type="checkbox"/> Number of Layers	10
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
<input type="checkbox"/> Maximum Thickness	1,5e-002 m
Inflation Algorithm	Pre