



PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO DO TIPO SOPRADOR

Felipe Rodrigues Coutinho

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Gustavo César Rachid Bodstein, Ph.D.

RIO DE JANEIRO
AGOSTO DE 2014



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ



PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO DO TIPO SOPRADOR

Felipe Rodrigues Coutinho

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Gustavo César Rachid Bodstein, Ph.D.

Prof. Albino José Kalab Leiroz, Ph.D.

Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
AGOSTO DE 2014

Coutinho, Felipe Rodrigues

Projeto de um túnel aberto subsônico / Felipe Rodrigues
Coutinho – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2014.

XII, 70 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Gustavo César Rachid Bodstein, Ph.D.

Projeto de Graduação – UFRJ/ POLI/ Engenharia
Mecânica, 2014.

Referências Bibliográficas: p. 68-69.

1. Mecânica dos Fluidos. 2. Ventiladores. 3. Pressão. 4.
Túnel de Vento. I. Bodstein, Gustavo César Rachid. II.
Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Engenharia
Mecânica. III. Projeto de um túnel aberto subsônico.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, pois sem Ele nada seria possível.

A minha família, por me incentivar, apoiar e orientar em todas as etapas da minha vida.

Aos meus avós, que sempre me apoiaram e me incentivaram.

Ao professor Gustavo César Rachid Bodstein, pela paciência, dedicação e experiência na orientação deste trabalho.

Aos professores Manuel Ernani de Carvalho Cruz e Albino José Kalab Leiroz pela participação na Banca.

Aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos.

Resumo do projeto de graduação apresentado ao DEM/UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO DO TIPO SOPRADOR

Felipe Rodrigues Coutinho

Agosto/2014

Orientador: Gustavo César Rachid Bodstein, Ph.D.

Curso: Engenharia Mecânica

Este trabalho descreve o projeto de um túnel de vento subsônico do tipo soprador, para fins acadêmicos. Objetiva-se calcular para cada componente do túnel, a geometria, o coeficiente de perda de carga e a perda de pressão, tendo como dados de projeto a velocidade e a área da seção de teste pretendida, os dados do fabricante do ventilador centrífugo já existente no laboratório (*LabMFA- Laboratório de Mecânica dos Fluidos e Aerodinâmica- UFRJ*), pode-se a partir desses cálculos, verificar se o ventilador do laboratório irá atender a demanda de carga do projeto, apresentar, caso exista, outra opção de um ventilador centrífugo que sirva ao propósito estabelecido e por fim, estimar o custo do projeto.

Planilhas foram desenvolvidas no software Microsoft Office Excel para a realização desses cálculos. O Software *AutoCad 2012* foi utilizado para desenhar os componentes do túnel de vento, o software *Matlab R2012a* foi utilizado para o cálculo da curva do bocal e para a seleção de um outro ventilador centrífugo foi utilizado o software *Vortex 1.3- OTAM*.

Palavras- chaves: Mecânica dos fluidos, Túnel de vento.

Abstract of Undergraduate Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

DESIGN OF A WIND TUNNEL SUBSONIC TYPE BLOWER

Felipe Rodrigues Coutinho

August / 2014

Advisor: Gustavo César Rachid Bodstein, Ph.D.

Course: Mechanical Engineering

This paper describes the design of a subsonic wind tunnel blower type, for academic purposes. The objective is to calculate for each component of the tunnel, the geometry, the coefficient of load loss and the pressure loss, with the design data speed and the area of the intended test section, the data of the existing centrifugal fan manufacturer in the laboratory (LabMFA- laboratory of Fluid Mechanics and Aerodinâmica- UFRJ), one can from these calculations, make sure the fan's lab will meet the demand load of the project, submit, if any, choice of centrifugal fan that serves the purpose established and finally, estimate the cost of the project.

Spreadsheets were developed in Microsoft Office Excel software to perform these calculations. The AutoCad 2012 Software was used to design the components of the wind tunnel, Matlab R2012a software was used to calculate the curve of the nozzle and the selection of another centrifugal fan Vortex 1.3- OTAM software was used.

Keywords: Fluid Mechanics, Wind Tunnel.

SUMÁRIO

1-INTRODUÇÃO	11
1.1- Motivação.....	11
1.2- Objetivos	12
2- EQUAÇÕES NECESSÁRIAS PARA O PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO	13
2.1- Número de Mach	13
2.2- Número de Reynolds.....	13
2.3- Pressão dinâmica e a velocidade do escoamento	14
2.3 – Camada limite e a separação da camada limite	15
2.4- Perdas de carga nos componentes do túnel de vento	16
3- TÚNEL DE VENTO.....	17
3.1- Tipos de túneis de vento	17
4- COMPONENTES DE UM TUNEL DE VENTO ABERTO	21
4.1-Seção de teste.....	21
4.1.1- Geometria da seção de teste	22
4.1.2- Coeficiente de perda de carga e perda de pressão na seção de teste	22
4.2- Difusores	22
4.2.1- Geometria do difusor	23
4.2.2- Coeficiente de perda de carga e perda de pressão no difusor.....	24
4.3-Telas.....	26
4.3.1- Geometria das telas	26
4.3.2. Coeficiente de perda de carga e perda de pressão nas telas	27
4.4- Difusor grande angular	28
4.5- Colmeias	29
4.5.1- Geometria da colmeia	30
4.5.2- Coeficiente de perdas de carga e perda de pressão na colmeia	31
4.6-Câmara de estabilização.....	32
4.7-Cone ou bocal de contração	32
4.7.1- Dimensionamento do bocal.....	33
4.7.2- Coeficiente de perda no bocal	34
5- VENTILADOR	35
5.1- Classificação dos ventiladores	35
5.1.1- Tipos de ventiladores radiais ou centrífugos.....	35
5.2- Levantamento da curva característica de ventiladores.....	36
6-PROJETO DE UM TUNEL DE VENTO SUBSÔNICO DO TIPO SOPRADOR	37
6.1 – Túnel de vento subsônico do tipo soprador.....	37
6.2- Ventilador centrífugo	39
6.3 – Dimensionamentos das partes do túnel de vento.....	40
6.3.1- Seção de teste.....	40

6.3.2- Bocal	42
6.3.3- Colmeia	44
6.3.4- Telas	46
6.3.5- Câmara estabilização	47
6.3.6- Difusor grande angular	49
6.3.7- Difusor	51
6.4- Contribuição de cada componente na perda de pressão total.....	53
6.5- Curva característica do sistema.....	54
6.6- Cálculo potência necessária do motor.....	54
6.7- Conclusão sobre a utilização do ventilador do laboratório	55
6.8 – Inversor de frequência.....	56
6.8.1- Seleção do inversor de frequência para o ventilador do laboratório	56
6.9- Seleção de um ventilador centrífugo novo para o laboratório	58
7-ORÇAMENTO DO PROJETO	60
7.1- Difusor grande angular	60
7.2- Câmara de estabilização.....	61
7.3- Bocal	62
7.4- Seção de teste.....	63
7.5- Difusor	64
7.7- Telas.....	65
7.8- Inversor de frequência.....	65
7.9 – Resumo do orçamento.....	66
7.10- Contatos dos estabelecimentos	66
8 – CONCLUSÕES.....	67
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68
APÊNDICE A: Planta baixa do túnel de vento do LabMFA –UFRJ.....	70
APÊNDICE B: Esquema CFW 09 – Modelo Mecânica 1.	71
APÊNDICE C: Dimensões do ventilador centrífugo RLS 1400 OTAM.	72
APÊNDICE D: Curva do ventilador centrífugo RLS 1400 OTAM.....	73
APÊNDICE E: Exemplo de catálogo de telas.....	74
APÊNDICE F: Exemplo de catálogo de Honeycombs.	75
APÊNDICE G: Resultados dos cálculos usando o software Microsoft Excel.	77

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Tubo de Pitot 1.....	14
Figura 2.2: Escoamento em um túnel de vento.	15
Figura 2.3: Esquema de um Túnel de Vento Circuito Fechado.	17
Figura 2.4: Túnel de vento circuito fechado Red Bull – F1 – UK.	18
Figura 2.5: Esquema de um túnel de vento circuito aberto de sucção.	18
Figura 2.6: Túnel de vento circuito aberto de sucção.....	19
Figura 2.7: Túnel aberto ventilador centrífugo tipo soprador	19
Figura 2.8: Túnel de vento circuito aberto tipo soprador.	19
Figura 4.1: Modelo avião KC-390 Embraer dentro da seção de teste de um túnel de vento.	21
Figura 4.2: Geometria de um Difusor.	23
Figura 4.3: Geometria de uma tela.	26
Figura 4.4: Tela na Seção de Entrada.....	26
Figura 4.5: Projeto do difusor grande angular com telas.	29
Figura 4.6: Colmeia.....	29
Figura 4.7: Quatro tipos de colmeias.	30
Figura 4.8: Coeficiente de perdas de quatro tipos de colmeias.	30
Figura 4.9: Câmara de estabilização.	32
Figura 4.10: Foto túnel aberto e no detalhe o bocal.	32
Figura 4.11: Esquema contração do bocal.....	33
Figura 5.1: Esquema para levantar a curva característica de um ventilador.	36
Figura 5.2: Curva característica de um ventilador.	36
Figura 6.1: Túnel de vento subsônico do tipo soprador.	37
Figura 6.2: Vista lateral túnel de vento subsônico do tipo soprador.	38
Figura 6.3: Detalhe ventilador radial.....	39
Figura 6.4: Vistas da seção de teste.....	40
Figura 6.5: Vistas flange da câmara de teste.	41
Figura 6.6: Vistas do bocal.....	42
Figura 6.7: Vistas flange bocal.....	43
Figura 6.8: Vistas Colmeia.....	44
Figura 6.9: Honeycomb de canudo de plástico.	45
Figura 6.10: Tela e detalhe da malha.	46
Figura 6.11: Vistas câmara de estabilização.	47
Figura 6.12: Vistas flange câmara estabilização.	48
Figura 6.13: Vista difusor grande angular.....	49
Figura 6.14: Vista flange difusor grande angular.....	50
Figura 6.15: Vistas do difusor.	51
Figura 6.16: Vistas do flange difusor.	52
Figura 6.17: Inversor de frequência CFW09.....	56
Figura 6.18: Kit interface Serial Superdrive CFW09.....	57
Figura 6.19: Software Vortex 1.8 - OTAM.....	58
Figura 6.20: Curvas ventilador centrífugo RLS 1400.	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1: Dados iniciais de projeto túnel de vento.	38
Tabela 6.2: Dados do ventilador centrífugo.	39
Tabela 6.3: Dados geometria do ventilador centrífugo.	39
Tabela 6.4: Geometria da câmara de teste.	41
Tabela 6.5: Geometria do flange da câmara de teste.	41
Tabela 6.6: Perdas na câmara de teste.	42
Tabela 6.7: Geometria bocal.	43
Tabela 6.8: Geometria do flange do bocal.	43
Tabela 6.9: Perdas no bocal.	44
Tabela 6.10: Geometria Colmeia.	45
Tabela 6.11: Perdas Colmeia.	45
Tabela 6.12: Geometria telas.	46
Tabela 6.13: Perdas telas.	46
Tabela 6.14: Geometria câmara de estabilização.	47
Tabela 6.15: Geometria flange difusor da câmara de estabilização.	48
Tabela 6.16: Perdas na câmara de estabilização.	48
Tabela 6.17: Geometria difusor grande angular.	50
Tabela 6.18: Geometria flange difusor grande angular.	50
Tabela 6.19: Difusor Grande Angular.	51
Tabela 6.20: Geometria difusor.	52
Tabela 6.21: Geometria do flange do difusor.	52
Tabela 6.22: Perdas no difusor.	53
Tabela 6.23: Resumo dos valores das perdas de pressão em porcentagem.	53
Tabela 6.24- Perdas de Pressão.	54
Tabela 6.25: Potência requerida do motor do ventilador.	55
Tabela 6.26: Especificações dos inversores.	57
Tabela 7.1: Detalhes do valor estimado para construção difusor grande angular.	60
Tabela 7.2: Detalhes do valor estimado para construção câmara de estabilização.	61
Tabela 7.3: Detalhes do valor estimado para construção do bocal.	62
Tabela 7.4: Detalhes do valor estimado para construção seção de teste.	63
Tabela 7.5: Detalhes do valor estimado para construção difusor.	64
Tabela 7.6: Detalhes do valor estimado para colmeia.	64
Tabela 7.7: Detalhes do valor estimado para construção das telas.	65
Tabela 7.8: Detalhes do valor estimado do inversor.	65
Tabela 7.9: Resumo do orçamento do projeto.	66
Tabela 7.10: Lista de fabricantes.	66

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 6.1: Coeficiente de perda pressão em porcentagem.	53
Gráfico 6.2: Curva característica do sistema.	54
Gráfico 6.3: Mínima vazão.....	55

1-INTRODUÇÃO

O túnel de vento tem por objetivo simular os efeitos do fluido ao redor ou sobre os objetos, fornecendo informações importantes para solução de problemas aerodinâmicos. Os túneis de vento são chamados de subsônico quando a velocidade do vento é menor que a velocidade do som e de supersônico quando a velocidade do ar é superior a do som, além desses, também existem os túneis hipersônicos onde a velocidade do vento é de cinco vezes ou mais que a do som. Os túneis de vento se dividem em duas configurações básicas, a de circuito aberto e a de circuito fechado, sendo suas principais utilizações nas áreas de projeto de aviões, automóveis, construção civis e até para teste de queda para paraquedistas. Em alguns túneis são estipuladas temperaturas muito baixas a fim de simular condições de grande altitude e outros túneis a temperatura é muito elevada para simular condições suportadas por um míssil em voo através da atmosfera. Existem túneis de vento que possui seção de teste grande o suficiente para acomodar em escala real pequenos aviões e automóveis e realizar testes de V/STOL (decolagem e aterrissagem verticalmente ou em pistas curtas). O tamanho de um túnel de vento é determinado pelos objetivos a serem obtidos, levando em conta os indicativos econômicos.

1.1- Motivação

Esse projeto surgiu da necessidade de se ter mais um túnel de vento subsônico no LabMFA (Laboratório de Mecânica dos Fluidos e Aerodinâmica –UFRJ), mas com uma seção de teste maior que a do túnel já existente. A opção da escolha da configuração de um túnel de vento do tipo soprador, para esse projeto deve-se ao fato de que o laboratório já possui um ventilador do tipo centrifugo que está desativado, desta forma, o custo de construção iria diminuir consideravelmente, adicionalmente, o laboratório não teria espaço suficiente para a instalação de um túnel de vento fechado, que seria uma primeira opção de escolha. Este equipamento compreende uma ótima ferramenta para o desenvolvimento de aulas práticas, experimentos, simulações e análises em mecânica dos fluidos, possibilitando futuras pesquisas e projetos, além de ser mais um complemento ao túnel já existente no laboratório.

1.2- Objetivos

O objetivo deste trabalho é projetar um túnel de vento subsônico do tipo soprador tendo como dados de projeto a velocidade que se quer obter na seção de teste, a área de seção da mesma e os dados fornecidos pelo fabricante do ventilador já existente no LabMFA (Laboratório de Mecânica dos Fluidos e Aerodinâmica –UFRJ) .

Existem duas configurações básicas para o túnel de vento, o de circuito fechado e de circuito aberto, que serão apresentadas neste trabalho.

Apresentaremos os conceitos e equações que servirão como base para esse trabalho. Cada componente do túnel de vento será analisado separadamente, nessa análise de cada componente do túnel de vento, serão calculadas, a geometria, as velocidades de entrada e saída, os coeficientes de perda de carga, e a perda de pressão ao longo de todo túnel. Pode-se, a partir desses cálculos, verificar se o ventilador do laboratório atende a essa demanda.

Como a velocidade do ventilador do laboratório não varia, iremos selecionar um inversor de frequência, a fim de ter uma variação da velocidade contínua.

Iremos apresentar, se existir, outra opção de ventilador centrífugo, que sirva ao propósito estabelecido deste trabalho e, por fim,

Por meio de tabelas, apresentaremos o orçamento desse projeto, que dependerá de vários fatores como, por exemplo, o dimensionamento de cada componente e o local da compra do material. Para esse orçamento não serão incluídas despesas quanto à mão de obra.

2- EQUAÇÕES NECESSÁRIAS PARA O PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO

Neste tópico serão apresentados equações e conceitos que servirão de base para o desenvolvimento da teoria do projeto de um túnel de vento do tipo soprador.

2.1- Número de Mach

O número de Mach (M) é a razão entre a velocidade do escoamento (V) e a velocidade local do som (c), que pode ser interpretado também como a razão entre as forças de inércia e as forças devidas à compressibilidade (Fox *et al.*, 1999). Para o escoamento ser incompressível, o número Mach deve ser menor que 0,3 e a transferência de calor desprezível, que é definido pela equação

$$M = \frac{V}{c}. \quad (2.1)$$

Para valores do número de Mach menor que um, temos um escoamento subsônico.

2.2- Número de Reynolds

Um parâmetro importante para o projeto de um túnel de vento é o número de Reynolds (Re), definido como a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. O número de Reynolds permite inferir as velocidades que podem ser alcançadas no túnel de vento.

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu}, \quad (2.2)$$

onde ρ é massa específica, V é a velocidade escoamento, L é um comprimento característico e μ viscosidade do ar ambiente.

2.3- Pressão dinâmica e a velocidade do escoamento

Considerando o escoamento como sendo incompressível, a equação da continuidade fica definida como o produto da velocidade do escoamento V pela área da seção A , sendo esse valor constante para as demais seções do túnel de vento, ou seja,

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 = VA = cte. \quad (2.3)$$

A pressão dinâmica q é definida como sendo a diferença entre a pressão total e a pressão estática, que são medidas pelo Tubo de Pitot estático (Figura 2.1). A pressão dinâmica pode ser calculada diretamente com os valores da massa específica ρ e da velocidade do escoamento, pela equação

$$q \equiv \text{Pressão Total} - \text{Pressão Estática} = \frac{1}{2} \rho V^2, \quad (2.4)$$

$$q = \frac{1}{2} \rho V^2. \quad (2.5)$$



Figura 2.1: Tubo de Pitot 1.
Fonte: Túnel de vento subsônico- CTA- ITA.

2.3 – Camada limite e a separação da camada limite

A camada limite é uma região adjacente a uma superfície sólida na qual as forças viscosas são importantes. A espessura da camada limite é usualmente definida como a distância da superfície ao ponto em que a velocidade é 99% da velocidade de corrente livre (Fox *et al.*, 1998).

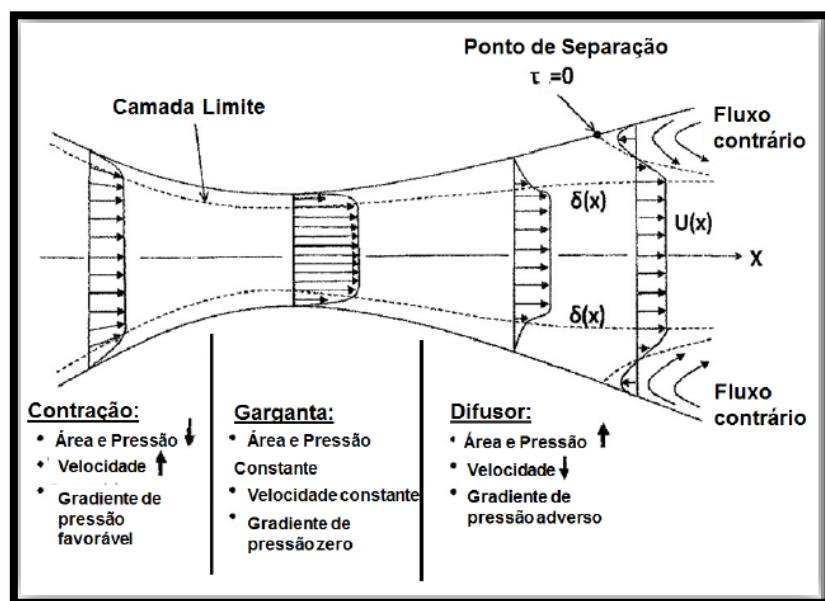


Figura 2.2: Escoamento em um túnel de vento.

Fonte: White *et al.*, 2002

A Figura 2.2 exemplifica a mudança da espessura da camada limite ao longo dos componentes do túnel de vento e a mudança do perfil de velocidade em um escoamento subsônico. Na contração existe uma redução de área da seção, reduzindo a pressão e aumentando a velocidade média do fluido. Na garganta, a área e a pressão são mínimas, enquanto que a velocidade é máxima. Por fim no difusor a área é incrementada e a velocidade reduzida, obtendo-se uma recuperação da pressão. Observa-se também nesta figura um ponto de separação onde a tensão cisalhante do fluido é zero. Nesta região, devido à baixa velocidade do escoamento, existe um fluxo contrário. Quanto maior o ângulo de abertura do difusor maior a possibilidade de separação.

2.4- Perdas de carga nos componentes do túnel de vento

A perda de pressão total (Δp_{tot}) é calculada somando as perdas de pressão de cada componente do túnel de vento. A perda de pressão de cada componente é obtida multiplicando o coeficiente de perda de carga local (k_i) pela pressão dinâmica local (q_i), onde o índice i varia para cada componente do túnel de vento.

$$\Delta p_{tot} = \sum_{i=1}^n k_i q_i, \quad (2.6)$$

onde coeficiente de perda de carga é calculado pela Eq.(2.7), sendo f é o fator de atrito, L é o comprimento do componente a ser analisado e D_h é o diâmetro hidráulico associado ao comprimento do túnel.

$$k_i = f \frac{L}{D_h} \quad (2.7)$$

O fator de atrito é obtido através de fórmulas teórico-experimentais ou gráficos e é uma função do numero de Reynolds, uma expressão que pode ser utilizada para determinação de f vem da lei universal de Prandtl (Shames, 2002)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} (R_e \sqrt{f}) - 0,8. \quad (2.8)$$

A equação implícita (2.8) é aproximada quase exatamente pela seguinte expressão explícita:

$$f = [2 \log_{10} (R_e \sqrt{f}) - 0,8]^{-2}, \quad (2.9)$$

onde o numero de Reynolds é baseado no diâmetro hidráulico.

3- TÚNEL DE VENTO

Túneis de vento são instrumentos de pesquisa utilizados com a finalidade de estudar o movimento do ar através de objetos sólidos, onde seus componentes são arranjos de tal maneira a fornecer condições de escoamento com velocidade aproximadamente constante e com baixa turbulência na seção de teste.

As características do túnel de vento dependerão da finalidade para qual o túnel será solicitado. Barlow *et al.*, (1999) cita diversos tipos de túneis de ventos com diferentes finalidades, como por exemplo, na área aeronáutica, automobilística, acústica, construção civil.

3.1- Tipos de túneis de vento

Existem duas configurações básicas de túnel de vento: circuito fechado e circuito aberto.

a) Túnel de vento de circuito fechado

Um túnel de vento de circuito fechado (Fig. 2.3) é aquele em que o fluido circula por uma passagem de retorno, que pode ser horizontal ou vertical, mas devido ao fácil acesso aos componentes, é utilizado, normamente a horizontal (Barlow *et al.*, 1999).

Os túneis de vento fechado possuem uma grande vantagem em relação aos túneis de vento aberto, pois necessitam de uma energia menor para movimentar o fluido no circuito. Normalmente o tipo de ventilador utilizado para essa configuração é o ventilado axial. A Figura 2.4 ilustra o túnel de vento de circuito fechado.

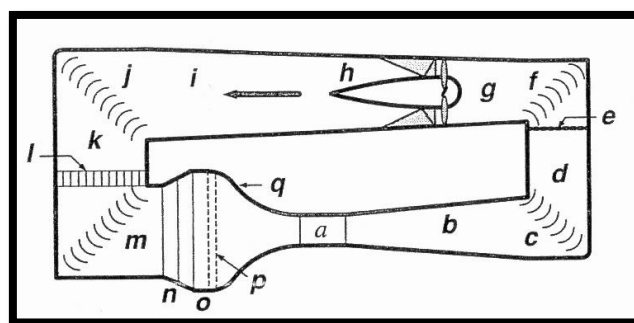


Figura 2.3: Esquema de um Túnel de Vento Circuito Fechado.
Fonte: Barlow et al., 1999.



Figura 2.4: Túnel de vento circuito fechado Red Bull – F1 – UK.
Fonte: Red Bull – F1.

b) Túnel de vento circuito aberto de sucção

Um túnel de circuito aberto é aquele em que o fluido não circula, ou seja, não possui passagem de retorno. Este tipo de túnel é amplamente utilizado para fins de instrução e para investigações de fenômenos de fluxo fundamentais (Barlow *et al.*, 1999).

Os túneis de vento de circuito aberto do tipo sugador (Fig. 2.5) possuem um custo de construção relativamente mais baixo. Para esses tipos de túneis, usa-se o ventilador do tipo axial na saída do difusor. A Figura 2.6 ilustra o túnel de vento do tipo sucção.

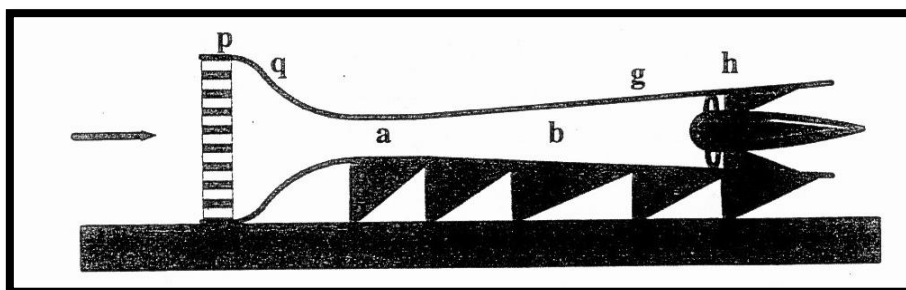


Figura 2.5: Esquema de um túnel de vento circuito aberto de sucção.
Fonte: Barlow *et al.*, 1999.



Figura 2.6: Túnel de vento circuito aberto de sucção.
Fonte: Armfield.

c) Túnel de vento de circuito aberto do tipo soprado

Um túnel de circuito aberto é aquele em que o fluido não circula, ou seja, não possui passagem de retorno, são amplamente utilizados para fins de instrução e para calibração de dispositivos de fluxo (Barlow *et al.*, 1999).

A vantagem desse túnel de vento (Fig. 2.7) em relação ao aberto de sucção é de ter a capacidade de trabalhar com maior demanda de carga do sistema, pois utiliza um ventilador centrífugo. A Figura 2.8 ilustra o túnel de vento do tipo soprador.

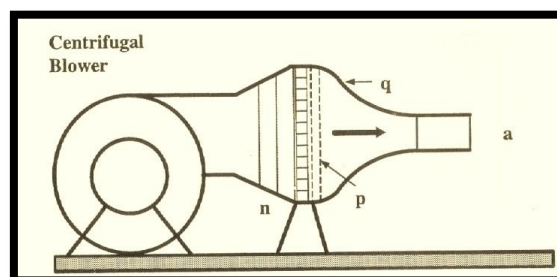


Figura 2.7: Túnel aberto ventilador centrífugo tipo soprador
Fonte: Barlow *et al.*, 1999.



Figura 2.8: Túnel de vento circuito aberto tipo soprador.
Fonte: ITA.

As Figuras 2.3, 2.5 e 2.7 ilustram exemplos dos túneis de vento de circuito fechado, circuito aberto de sucção e do tipo aberto do tipo soprador, respectivamente, nessas figuras cada túnel possui diferentes seções, que estão enumeradas. A lista abaixo mostra o detalhe dessa enumeração:

- (a) a seção de teste pode ser aberta, fechada, parcialmente aberta ou conversível;
- (b) o difusor possui área transversal de no mínimo 3-4 vezes o tamanho da área de seção de teste. Seu formato é cônico, de ângulo variando de 2-3,5°, com os menores ângulos desejáveis, típicas razões de áreas estão na faixa de 2-3, sendo os menores valores desejáveis;
- (c) primeira curva, incorporando as palhetas;
- (d) segunda curva que pode ser continuação do difusor ou com área constante;
- (e) tela de segurança serve como proteção, caso pedaços ou objeto soltem do modelo, não atinjam o ventilador;
- (f) segunda curva, cópia da primeira;
- (g) transição da seção retangular para seção circular;
- (h) seção do ventilador;
- (i) retorno ou segundo difusor, similar ao primeiro;
- (j) terceira curva;
- (k) terceira curva pode ser de área constante;
- (l) trocador de calor;
- (m) quarta curva, cópia da terceira curva;
- (n) difusor Grande Angular com telas de controle de separação. Ângulos de cerca de 45° e razão de área de 2-4;
- (o) câmara de Estabilização;
- (p) Condicionadores de fluxos, normalmente incluindo um direcionador de fluxo e telas de controle de turbulência;
- (q) Contração ou bocal. Típicas razões de área na faixa 7-12, embora valores menores ou maiores sejam utilizados.

4- COMPONENTES DE UM TUNEL DE VENTO ABERTO

Segundo Wattendorf (1938) o túnel de vento deve ser analisado em partes, componente a componente, calculando sua geometria e suas perdas de pressão. A precisão nesses cálculos é crucial para a construção de um túnel de vento preciso e eficaz que atenda os propósitos de projeto.

4.1-Seção de teste

A seção de teste é a região do túnel de vento onde os corpos a serem testados são posicionados para os experimentos. Suas paredes devem ser de tal forma que facilitem a visualização do experimento e o manuseio, sem que haja interferência, ou seja, que não perturbe o escoamento.

A geometria da seção de teste pode variar conforme o propósito do projeto, sendo a mais comum quadrada, mas podem ter outras formas geométricas como, por exemplo, a retangular, a hexagonal e a octogonal.

Uma iluminação adequada deve ser instalada para o trabalho no modelo e fotos que por ventura será tirada. A Figura 4.1 ilustra um exemplo de uma seção de teste.



Figura 4.1: Modelo avião KC-390 Embraer dentro da seção de teste de um túnel de vento.
Fonte: NLR e DNW – Alemanha.

4.1.1- Geometria da seção de teste

O ar que percorre o túnel faz “engrossar” a camada limite. Essa ação faz com que diminua a área efetiva da seção de teste. Para minimizar problemas dos fluxos secundários nos cantos de contrações é frequente a construção de adoçamentos nos cantos com filetes de forma que a seção tenha a forma octogonal. Esses adoçamentos são feitos em muitos tuneis, para impedir o crescimento da camada limite nos cantos da seção de teste.

A seção de teste deve possibilitar que o escoamento se desenvolva e se comporte de maneira adequada ao experimento, sendo que sua seção terá dimensões iguais à da garganta do bocal. Uma seção de teste é projetada de acordo com as necessidades dos experimentos. As dimensões e formatos são projetados de maneira que as interferências no corpo de prova sejam mínimas. Geralmente, o comprimento mínimo necessário para suavizar o escoamento a níveis aceitáveis deve equivaler a 0,5-3 vezes seu diâmetro hidráulico, mas existem casos onde são utilizados mais do que três vezes deste diâmetro (Bradshaw e Mehta, 2008).

4.1.2- Coeficiente de perda de carga e perda de pressão na seção de teste

As perdas de carga na seção de teste são consideráveis, devido à alta velocidade. A perda de pressão na seção de teste é calculada pela Eq. (2.6), com base no valor do coeficiente de perda de carga, que é calculado pela Eq. (2.7).

4.2- Difusores

O propósito do difusor é de reduzir a velocidade com perdas pequenas, tanto quanto possível. A mínima perda de energia corresponde a máxima recuperação de pressão. É necessário geralmente, reduzir a velocidade em uma curta distância quanto possível sem ocorrer separação. Difusores são sensíveis aos erros de projeto que pode causar separação intermitente ou separação estável da camada limite. Cada separação pode ser de difícil localização, mas pode causar vibrações, oscilações no carregamento do ventilador, oscilação na velocidade na seção de teste (chamada de “surging”) e aumento das perdas.

4.2.1- Geometria do difusor

Difusores são geralmente empregados com a função oposta dos bocais, sendo chamado também de bocal divergente, pois convertem energia cinética em energia de pressão. Segundo Bradshaw e Mehta (2008) uma das funções preconizadas para túneis de vento abertos é que os difusores também servem para se evitar problemas de arrastão nos laboratórios por causa dos jatos de ar. Os principais parâmetros para um difusor são o ângulo cônico equivalente (θ_e) e a razão de área (AR). As razões de área estão na faixa de 2-3 (Barlow *et al*, 1999), e geralmente, os ângulos cônicos utilizados encontram-se num intervalo de 3° a 7° , onde é possível encontrar uma eficiência de 90%. A tendência atual é empregar ângulos de cone de divergência da ordem de 5° (GROFF *et al*, 2000).

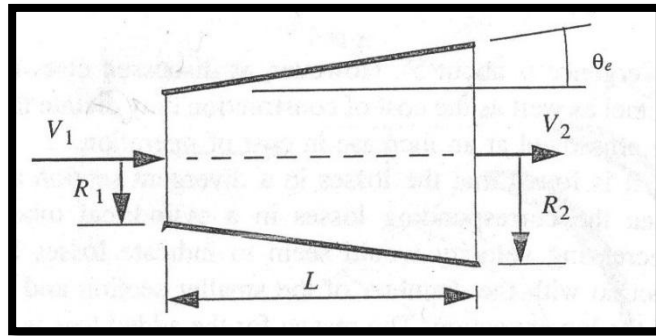


Figura 4.2: Geometria de um Difusor.
Fonte: Barlow *et al*, 1999.

Consideremos um difusor cônico com raio R_1 na entrada, R_2 saída e comprimento L , como mostra a figura 4.2, onde R_1 é a metade do diâmetro hidráulico D_1 , R_2 metade diâmetro hidráulico de saída D_2 e a razão de área AR definida como A_2/A_1 . Para esta geometria, podemos escrever que

$$\theta_e = \arctan\left(\frac{R_2 - R_1}{L}\right) = \arctan\left(\frac{1}{2} \frac{\sqrt{AR} - 1}{L/D_1}\right), \quad (4.1)$$

e

$$L = (R_1) \left[\frac{AR^{\frac{1}{2}} - 1}{\tan(\theta_e)} \right]. \quad (4.2)$$

O risco de separação é dependente do ângulo do cone e razão de área. Uma camada limite espessa na entrada do difusor irá aumentar o risco de separação.

4.2.2- Coeficiente de perda de carga e perda de pressão no difusor

O coeficiente de perda de carga do difusor (k_d) pode ser decomposto como uma soma do coeficiente perda devido ao atrito (k_f) e um coeficiente de perda devido à expansão (k_{ex}).

$$k_d = k_f + k_{ex}, \quad (4.3)$$

supondo que o coeficiente de atrito e a massa específica são constantes ao longo do percurso. O fator de atrito é calculado usando a Eq. (2.9). O valor do número de Reynolds é baseado no diâmetro hidráulico da entrada do difusor. Assim, o coeficiente de perda devido ao atrito é dado por (Barlow *et al.*, 1999)

$$k_f = \left(1 - \frac{1}{A_R^2} \right) \frac{f}{8 \sin \theta}. \quad (4.4)$$

A perda devido à expansão é mais difícil, e é obtida por correlação experimental. O coeficiente de perda carga de expansão é representado como um produto de dois fatores. Um fator é uma função de um ângulo cônico ($k_e(\theta)$) e o outro é uma função da razão de área difusor. O coeficiente k_{ex} pode ser calculado de acordo com (Barlow *et al.*, 1999)

$$k_{ex} = K_e(\theta) \left(\frac{AR - 1}{AR} \right)^2. \quad (4.5)$$

O fator $K_e(\theta)$ depende significativamente da forma da seção transversal do difusor. O valor de $K_e(\theta)$ é baseado em dados experimentais de Eckert *et al.*, (1976):

$$K_{e(circulo)} = \begin{cases} 0,1033 - 0,023890\theta \rightarrow 0 < \theta < 1,5^0 \\ 0,1709 - 0,1170\theta + 0,03260\theta^2 + 0,001078\theta^3 \\ - 0,009076\theta^4 - 0,00001331\theta^5 + 0,00001345\theta^6 \rightarrow 1,5^0 \leq \theta \leq 5^0 \\ - 0,09661 + 0,04672\theta \rightarrow 5^0 < \theta \end{cases} \quad (4.6)$$

$$K_{e(quadrad)} = \begin{cases} 0,09623 - 0,004152\theta \rightarrow 0 < \theta < 1,5^0 \\ 0,1222 - 0,04590\theta + 0,02203\theta^2 + 0,0032690\theta^3 \\ - 0,0006145\theta^4 - 0,00002800\theta^5 + \\ + 0,00002337\theta^6 \rightarrow 1,5^0 \leq \theta \leq 5^0 \\ - 0,01322 + 0,05866\theta \rightarrow 5^0 < \theta \end{cases} \quad (4.7)$$

$$K_{e(retangulo)} = \begin{cases} 0,1 - 0,005333333(\theta) \rightarrow 0 < \theta < 1,5^0 \\ 0,323334 - 0,0582939(\theta) - 0,0497151(\theta)^2 + 0,019909(\theta)^3 \\ - 0,0019863(\theta)^4 - 0,0000206857(\theta)^5 + \\ + 0,00000381387(\theta)^6 \rightarrow 1,5^0 \leq \theta \leq 4,5^0 \\ 5,72853 - 1,21832(\theta) + 0,0708483(\theta)^2 \rightarrow 4,5 < \theta \leq 5 \\ - 1,36146 + 0,198646(\theta) \rightarrow 5^0 < \theta \end{cases} \quad (4.8)$$

4.3-Telas

As telas tem por objetivos fornecer a proteção necessária para o ventilador, controlar a separação do fluxo no difusor e também é usada para controle de turbulência (Figs. 4.3 e 4.4).

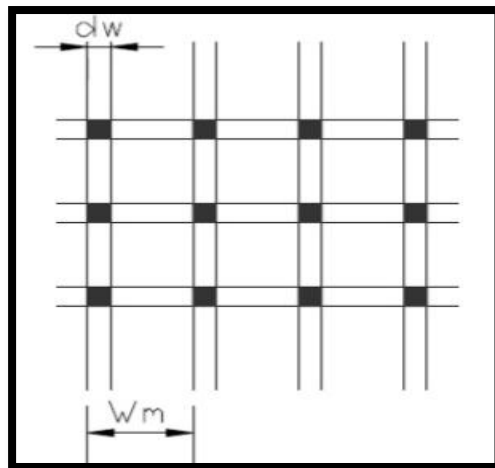


Figura 4.3: Geometria de uma tela.
Fonte: Catálogo telas novo horizonte.



Figura 4.4: Tela na Seção de Entrada.
Fonte: Túnel aberto - CTA – ITA.

4.3.1- Geometria das telas

Segundo Barlow *et al.*, (1999) dois parâmetros básicos são usados para caracterizar uma tela, são eles, a porosidade (β_s) e o número de Reynolds ($R_{ew} \equiv \rho V d_w / \mu$), que é calculado com o valor do diâmetro do arame da tela (d_w) e as

propriedades do fluido do escoamento ρ e μ . Um terceiro parâmetro, o fator de malha (K_{mesh}) é usado para diferenciar o arame da tela como sendo liso ou rugoso (ou qualquer outro material da tela que possa ser), segundo dados de Idel'chik (1966) o fator de malha para um diâmetro médio de um arame de metal tem o valor de 1,3, esse valor será usado nesse presente trabalho.

A porosidade é uma função do diâmetro do arame e da densidade do entrelaçado. A densidade da malha é definida como $\rho_m \equiv 1/w_m$, onde w_m é a largura de uma célula, e β_s pode ser calculado por

$$\beta_s = (1 - d_w \rho_m)^2. \quad (4.9)$$

O complemento da porosidade é a solidez, $\sigma_s = 1 - \beta_s$. Valores típicos das porosidades para as telas estão na faixa de 0,5-0,80.

O valor do número de Reynolds das telas é tipicamente muito baixo comparado com outros números de Reynolds encontrados no trabalho do túnel de vento.

4.3.2. Coeficiente de perda de carga e perda de pressão nas telas

O coeficiente de perda de carga da tela (k_m) é dependente do fator de malha, do fator (K_{Rn}), que tem seu valor baseado no valor do número de Reynolds, porosidade e a solidez, i.e.,

$$k_m = K_{mesh} K_{Rn} \sigma_s + \frac{\sigma_s^2}{\beta_s^2}. \quad (4.10)$$

Para valores de $0 \leq R_{ew} < 400$, temos

$$K_{Rn} = \left[0,785 \left(1 - \frac{R_{ew}}{354} \right) + 1,01 \right], \quad (4.11)$$

para $R_{ew} \geq 400$,

$$K_{Rn} = 1,0. \quad (4.12)$$

Para telas usadas como segurança, a porosidade é bastante alta (a solidez correspondente é baixa) o número de Reynolds baseado no arame (R_{ew}) é grande, e o coeficiente de arrasto é quase o mesmo que de um cilindro isolado. Para as telas usadas para controle de turbulência, os valores típicos de R_{ew} são baixos e as interações entre os elementos da tela são muito grande. A perda de pressão é a soma de perda de cada tela individualmente. Barlow *et al.*, (1999) recomenda que cada tela tenha um espaçamento de 30 vezes o tamanhos do comprimento de malha ou 500 vezes o diâmetro do arme da tela. De acordo com Bradshaw e Mehta (1979) a distância entre a última tela e o início da contração da secção deve ser de pelo menos 0,2 vezes o diâmetro hidráulico da câmara de estabilização. Esta distância permite ao escoamento estabilizar.

4.4- Difusor grande angular

Um difusor é classificado como grande angular quando sua seção transversal aumenta rapidamente com a distância axial. Devido à rapidez no aumento da área de seção transversal com a distância axial há uma grande perda de pressão e o risco de separação da camada limite, para evitar a separação usa-se telas de malhas finas. Bradshaw e Mehta (1979) tem dado tabelas (Fig. 4.5) para o projeto difusor grande angular em termos de quatro parâmetros: razão de área AR , ângulo de cone do difusor ($2\theta_e$), numero de telas (n) e coeficiente de perda total (K_{sum}). Segundo Barlow *et al.*, (1999) valores típicos para o ângulo de cone e da razão área são respectivamente 45° e estão na faixa de 2-4. O contorno é dado pela equação

$$K_{sum} > \frac{AR - 1}{1,14} \quad (4.13)$$

onde $K_{sum} \equiv \sum \Delta p/q$

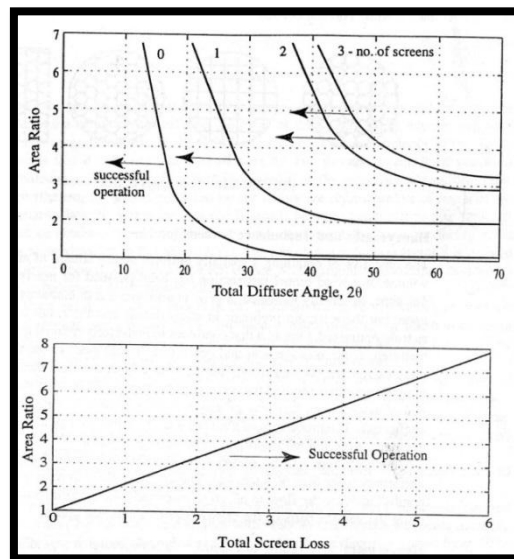


Figura 4.5: Projeto do difusor grande angular com telas.
Fonte: Metha e Bradshaw.

4.5- Colmeias

Segundo Barlow *et al.*, (1999) a colmeia é um dispositivo de guia que através pelo qual os filamentos de ar individuais se tornam paralelos. Em outras palavras, a colmeia tem a função de corrigir a direção de escoamento.

A colmeia possui este nome devido a sua estrutura, pois todas as células são justapostas lado a lado com certo comprimento. Existem vários tipos de geometria das células de uma colmeia, as mais comuns são as hexagonais, as quadradas, as circulares e as triangulares (Fig. 4.6).

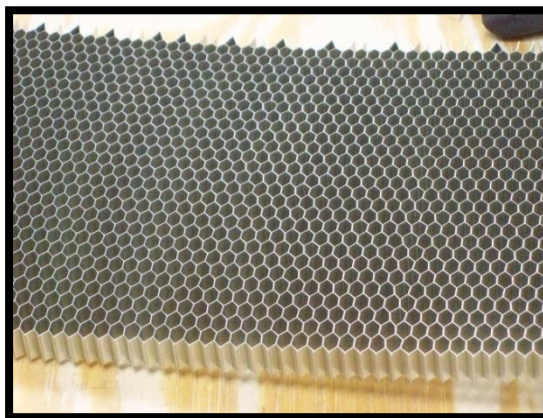


Figura 4.6: Colmeia.
Fonte: Plascore.

Apesar de fornecer um direcionamento no escoamento, a colmeia traz alguma turbulência em suas proximidades, por isso, é necessário um comprimento maior da câmara de estabilização, para suavizar o escoamento, que pode ser auxiliado por telas de controle de turbulência, melhorando a qualidade do escoamento na seção de teste.

4.5.1- Geometria da colmeia

Segundo Barlow *et al.*, (1999) o comprimento da colmeia deve ser de seis a oito vezes o diâmetro médio da célula. Segundo Groff (2000) a espessura da parede das células devem estar entre 0,5 e 2,0 mm.

As figuras 4.7 e 4.8 mostram os resultados do estudo de Scheiman *et al.*, (1981), eles sugerem que o valor do comprimento da colmeia, seja seis vezes o diâmetro hidráulico da célula, e observaram que forma a hexagonal possui o menor coeficiente de perda de carga.

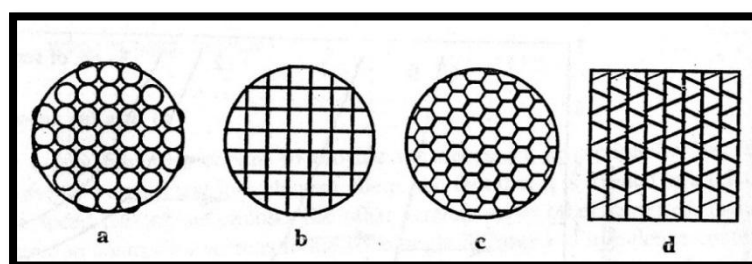


Figura 4.7: Quatro tipos de colmeias.
Fonte: Barlow, Jewel B. et al., 1999.

Honeycomb Type:	Loss Coefficient (K_i):
a	0.30
b	0.22
c	0.2

Figura 4.8: Coeficiente de perdas de quatro tipos de colmeias.
Fonte: Barlow, Jewel B. et al., 1999.

4.5.2- Coeficiente de perdas de carga e perda de pressão na colmeia

Uma expressão para o cálculo do coeficiente perda (k_h) através da colmeia é dada por (Eckert *et al.*, 1976)

$$k_h = \lambda_h \left(\frac{L_h}{D_h} + 3 \right) \left(\frac{1}{\beta_h} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1 \right)^2, \quad (4.14)$$

onde λ_h é um parâmetro baseado no material da colmeia, dado por

$$\lambda_h = \begin{cases} 0,375 \left(\frac{\Delta}{D_h} \right)^{0,4} R_{e\Delta}^{-0,1} \rightarrow R_{e\Delta} \leq 275 \\ 0,214 \left(\frac{\Delta}{D_h} \right)^{0,4} \rightarrow R_{e\Delta} > 275 \end{cases}. \quad (4.15)$$

Segundo Barlow *et al.*, (1999) os valores da razão, comprimento da célula (L_h) pelo diâmetro da célula (D_h), está na faixa de 6-8 e o valor de 0,8 para porosidade do favo de mel (β_h).

Os parâmetros usados nas Eq. (4.14) e (4.15) são o diâmetro hidráulico da célula da colmeia (D_h), o número de Reynolds baseado na rugosidade do material ($R_{e\Delta}$), a rugosidade do material da colmeia (Δ), a porosidade do favo de mel (β_h) e a largura da colmeia na direção fluxo, (L_h).

4.6-Câmara de estabilização

A câmara de estabilização é composta pela colmeia seguida da(s) tela(s) de controle de turbulência (Fig. 4.9).

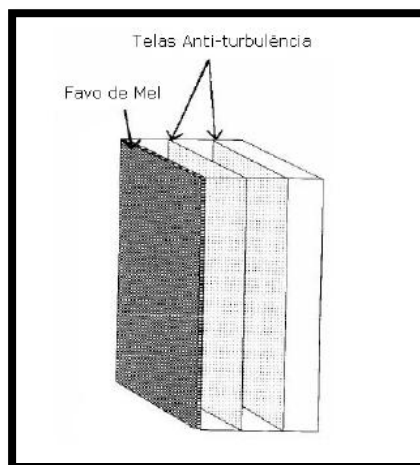


Figura 4.9: Câmara de estabilização.
Fonte: GRC.NASA.

A geometria da câmara de estabilização é baseada no comprimento da colmeia, e no número de telas que serão usadas.

4.7-Cone ou bocal de contração

Cone ou bocal de contração converte o fluxo a partir da câmara de estabilização para seção de teste enquanto aumenta a velocidade média por fator até 20 ou mais, embora valores típicos sejam na faixa de 6 -10 (Barlow *et al.*, 1999).



Figura 4.10: Foto túnel aberto e no detalhe o bocal.
Fonte: CTA – ITA.

4.7.1- Dimensionamento do bocal

Segundo Groff (2000) o principal parâmetro de um bocal é a razão de contração entre a entrada e a garganta (seção de área mínima). Nos túneis modernos varia entre 2 a 25. Outro parâmetro de vital importância para o bocal é o seu formato, para que ocorra uma contração com um mínimo de perdas em função de choques nas paredes do bocal.

Bell e Mehta (1988) realizaram trabalhos sobre as contrações nos bocais, utilizando equações do terceiro, quinto e sétimo grau. Foi a equação do quinto grau que apresentou o resultado mais satisfatório (Fig. 4.11)

$$Y(X') = H_i - (H_i - H_e) \left[6(X')^5 - 15(X')^4 + 10(X')^3 \right]. \quad (4.16)$$

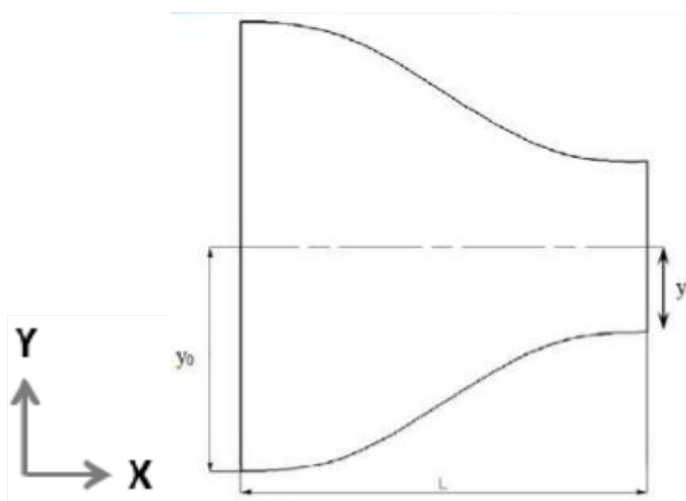


Figura 4.11: Esquema contração do bocal.
Fonte: Autoria própria.

Sendo y_i e y_e as alturas da contração da entrada e da saída respectivamente, medindo a partir do plano de simetria conforme Figura (4.11) X' é a distância no eixo X partindo na entrada da contração até sua saída, sendo um número adimensional e (Y') a coordenada do eixo Y em função de X' .

Outras regras de projeto aconselhadas são uma razão entre áreas de 6 a 10 e para o comprimento total deveria se utilizar uma razão de L/y_0 por volta de 0.89 (Bell e Mehta, 1988).

4.7.2- Coeficiente de perda no bocal

As perdas no bocal são consideradas serem somente devido ao atrito. Uma aproximação razoável para coeficientes de perdas dos bocais que foi originalmente dado por Wattendorf (1938), i.e.,

$$K_{nt} = 0,32 f_{av} \frac{L_n}{D_{ts}}, \quad (4.17)$$

onde f_{av} é o coeficiente médio de atrito do bocal, D_{ts} é o diâmetro de saída bocal, L_n é o comprimento do bocal. As perdas nos bocais são tipicamente na ordem de 3% das perdas totais no circuito.

5– VENTILADOR

5.1- Classificação dos ventiladores

O ventilador é um componente importante no projeto do tunel de vento, ele deve atender a demanda do sistema, superar as perdas geradas em cada componente e, assim, fornecer a vazão esperada. Existem dois tipos de ventiladores que são utilizados nos túneis de vento, do tipo centrífugo e do tipo axial. Muitos ventiladores ainda são acionados por acoplamentos de polias e correia. Com o desenvolvimento e a redução de custo dos controladores eletrônicos de rotação de motores elétricos de indução, os inversores de frequência, é cada vez mais usual encontrar sistemas de ventilação onde a rotação dos ventiladores é controlada por estes dispositivos.

5.1.1- *Tipos de ventiladores radiais ou centrífugos*

O ventilador centrífugo de pás retas é um tipo comum, geralmente de custo mais baixo. Desenvolve pressões razoavelmente elevadas e opera em altas temperaturas, e tem capacidade de exaurir ou insuflar material com particulado sólido (o canal reto entre aletas facilita o escoamento e a separação dos sólidos).

O ventilador centrífugo de pás ou aletas curvadas para trás é o mais eficiente entre os centrífugos. Como a velocidade do escoamento é a menor, e o canal formado pelas aletas tem a forma apropriada para o escoamento do gás através do rotor, é o que produz ruído menos intenso.

O ventilador centrífugo de aletas curvadas para a frente é utilizado com gases isentos de particulado sólido. Uma das particularidades de sua curva característica é uma extensa faixa de pressão *quase constante*, o que o torna particularmente adequado para aplicação em sistemas onde se deseja minimizar a influência de alterações de dispositivos, como os ‘dampers’ de controle de vazão; outra particularidade é o ramo instável da curva característica, na faixa das baixas vazões. A figura 4.4 abaixo mostra um esquema de tal ventilador, visto do lado da boca de sucção.

5.2- Levantamento da curva característica de ventiladores

Segundo Clezar *et al.*, (1999) o levantamento da curva do ventilador consiste em condicionar o ventilador num sistema acoplado a um duto o qual possui um homogeneizador (colmeia, por exemplo) de escoamento e no seu extremo uma válvula ou registro tipo cônico. No esquema mostrado na figura 5.1, onde d é o diâmetro hidráulico. Com uso de um tubo de Pitot pode-se determinar a pressão total no ventilador. Com o registro totalmente fechado (*shutoff*) a vazão é igual a zero e se obtém a pressão máxima que o ventilador pode liberar. Com o registro totalmente aberto (*free delivery*) a vazão será máxima e a pressão mínima. Para levantar a curva são levantados pontos intermediários entre a pressão máxima e a pressão mínima (Fig. 5.2).

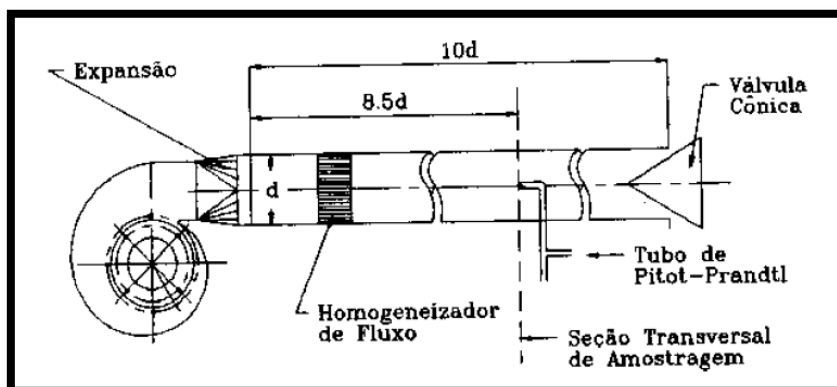


Figura 5.1: Esquema para levantar a curva característica de um ventilador.
Fonte: clezar *et al.*, 1999.

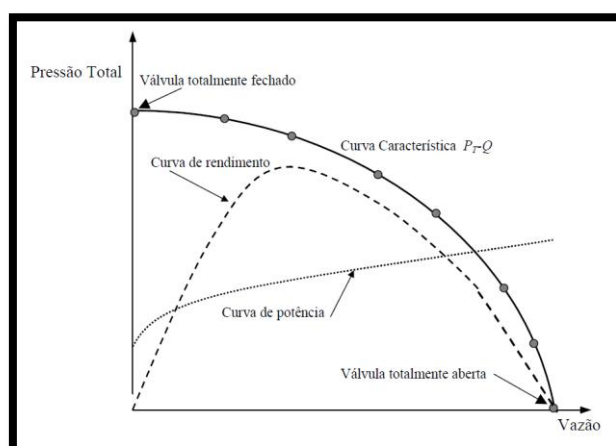


Figura 5.2: Curva característica de um ventilador.
Fonte: Clezar *et al.*, 1999.

6-PROJETO DE UM TUNEL DE VENTO SUBSÔNICO DO TIPO SOPRADOR

Dentre os diversos tipos de túneis de vento subsônicos, foi escolhido para esse projeto o do tipo soprador, devido já existir um ventilador centrífugo no laboratório, e devido o laboratório não ter espaço físico suficiente para um túnel de circuito fechado. Nesse tópico iremos calcular para cada componente do túnel de vento, a geometria, a perda de pressão, o coeficiente de perda carga, e por fim a perda de pressão total, tendo como ponto de partida as condições que queremos obter na seção de teste, levando em conta o espaço físico do laboratório e observar também, a pressão estática máxima especificada no ventilador centrífugo do laboratório, caso a pressão total do sistema ultrapasse essa pressão máxima, recalcular esses valores. Devido a natureza iterativa desse procedimento de cálculo e muitas possibilidades de variações dos valores dos parâmetros de cada componente, foram desenvolvidas planilhas de cálculo no software Microsoft Office Excel, no Apêndice G mostram os valores calculados.

6.1 – Túnel de vento subsônico do tipo soprador

As Figuras 6.1 e 6.2 mostram a forma de como deve ser o túnel de vento. O comprimento total do túnel de vento deve ter no máximo 11m devido ao espaço físico no laboratório, para não atrapalhar a passagem das pessoas no laboratório. O Apêndice A mostra a planta baixa do túnel de vento no laboratório.

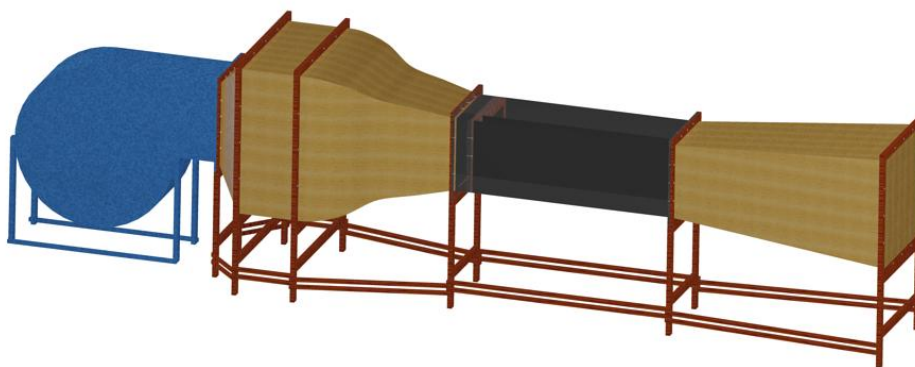


Figura 6.1: Túnel de vento subsônico do tipo soprador.
Fonte: Autoria própria.

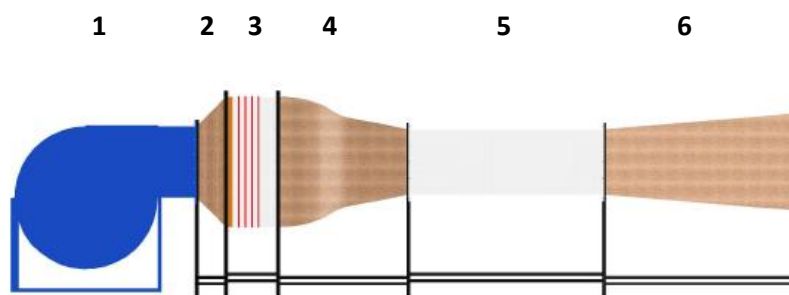


Figura 6.2: Vista lateral túnel de vento subsônico do tipo soprador.

Fonte: Autoria própria

Os componentes do túnel de vento mostrado na Figura 6.2 são:

- 1- Ventilador Centrífugo
- 2- Difusor Grande Angular (Com duas telas de controle de separação)
- 3- Câmara de Estabilização (Colmeia e quatro telas)
- 4- Bocal
- 5- Seção de Teste
- 6- Difusor

A Tabela 6.1 mostra os dados de projeto. Os valores da velocidade, da área seção de teste e da vazão volumétrica são os valores que queremos obter na seção de teste do túnel. Os demais valores são das propriedades físicas do ar ambiente.

Tabela 6.1: Dados iniciais de projeto túnel de vento.

Fonte: Autoria própria.

	Valores	Unidades
Velocidade	15	m/s
Pressão dinâmica	137,81	Pa
Massa específica do ar	1,225	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	$1,79 \times 10^{-5}$	Pa.s
Vazão volumétrica	15	m ³ /s
Área seção de teste	1	m ²
Pressão atmosférica	101,325	KPa
Temperatura	20	Celsius

6.2- Ventilador centrífugo

O ventilador disponível no LabMFA (Fig. 6.3) foi fabricado pela *Sociedade de Engenharia e Indústria*. Os dados do fabricante (Tabelas 6.2 e 6.3) mostram a pressão estática máxima, quando o ventilador está “todo fechado”, vazão igual a zero e a vazão máxima quando o ventilador está “todo aberto”, carga zero. Como não temos as curvas desse ventilador, podemos ter uma estimativa para vazão do sistema observando esses valores máximos. Uma boa estimativa seria que a pressão do sistema não ultrapasse a metade pressão estática máxima especificada no ventilador, pois valores próximos a pressão estática máxima do ventilador correspondem a vazão muito baixa.



Figura 6.3: Detalhe ventilador radial.
Fonte: LabMFA –UFRJ.

Tabela 6.2: Dados do ventilador centrífugo.
Fonte: Ventilador centrífugo SEI.

Tipo Ventilador	110 ST	-
Vazão	1025	m ³ /min
Pressão	45	mmH ₂ O
Motor	3	HP
Tensão	Trifásico	-

Tabela 6.3: Dados geometria do ventilador centrífugo.
Fonte: Ventilador centrífugo SEI.

Saída(Descarga)	1,095x0,865	m
Área	0,947	m ²

6.3 – Dimensionamentos das partes do túnel de vento

Com base nas teorias descritas nos tópicos anteriores, sobre cada componente do túnel de vento, iremos dimensionar cada componente do túnel de vento do tipo soprador, tendo com dados de projeto os valores das Tabelas (6.1, 6.2, 6.3).

6.3.1- Seção de teste

A seção de teste é o primeiro componente a ser dimensionado nesse projeto. Os dados que foram utilizados foram tirados da Tabela (6.1). Segundo Bradshaw e Metha (1979), os valores utilizados para o comprimento do túnel estão na faixa de 0,5-3 vezes o diâmetro hidráulico da seção de teste. Foi utilizado para esse projeto o valor de três vezes o diâmetro hidráulico da seção de teste (Fig. 6.4), a Tabela (6.4) mostra os valores da geometria para a seção de teste e a Tabela (6.5), a geometria do flange (Fig. 6.5), que serve para unir os componentes do túnel de vento. Os valores da pressão dinâmica e perda de carga estão na Tabela (6.6), as equações que foram usadas estão descritas ao lado de cada valor obtido.

As partes superior e inferior da câmara de teste serão feitas de compensado naval, por ter maior durabilidade, e as laterais de acrílico para a visualização dos experimentos.

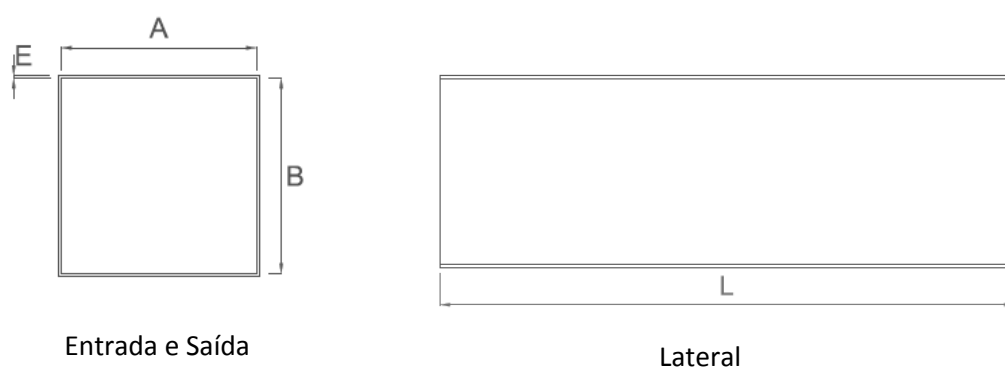


Figura 6.4: Vistas da seção de teste.
Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.4: Geometria da câmara de teste.

Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – largura	1,00	m
B – Altura	1,00	m
E- Espessura	0,15	m
L - Comprimento	3,00	m
Área Entrada	1,00	m ²
Área Saída	1,00	m ²
Material	Compensado/Acrílico	-

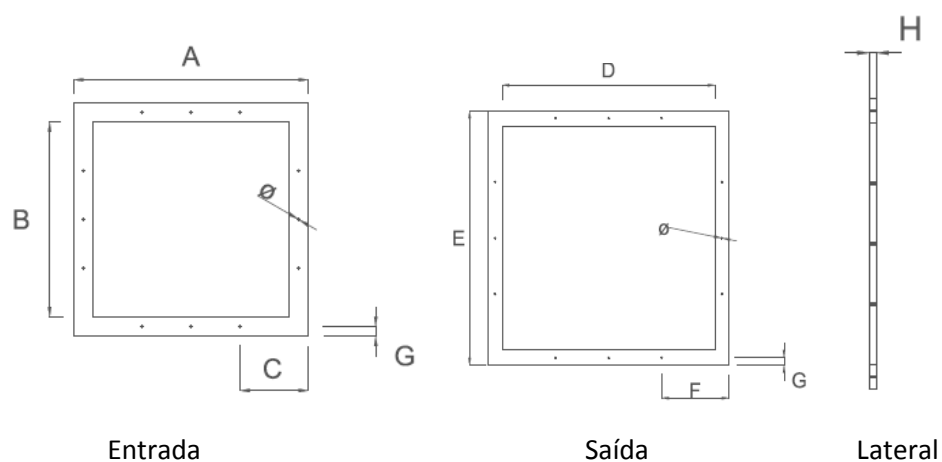


Figura 6.5: Vistas flange da câmara de teste.

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.5: Geometria do flange da câmara de teste.

Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura do flange	2,20	m
B – Altura	2,00	m
C – Distância entre furo e flange	0,55	m
D – Largura	2,00	m
E – Altura flange	2,20	m
H- Espessura flange	0,8	m
G – Distância entre furo e flange	0,05	m
F – Distância entre furo e flange	0,55	m
Ø - Diâmetro furo	0,05	m
Material	Madeira	-

Tabela 6.6: Perdas na câmara de teste.

Fonte: Autoria própria.

Pressão Dinâmica entrada	137,81	Pa	Eq. (2.4)
Pressão Dinâmica saída	137,81	Pa	Eq. (2.4)
Coefficiente de perda	0,0355	-	Eq. (2.7)
Perda carga	4,905	Pa	Eq. (2.6)

6.3.2- Bocal

Com os valores obtidos da entrada da seção de teste (Tabelas 6.4 e 6.6) foi dimensionado o bocal (Fig. 6.6). Foi fixado um valor de $CR = 4$, que seria um valor máximo para esse projeto, devido ao espaço físico no laboratório, esse valor estaria dentro da faixa de CR , que é de 2-25, segundo Groff (2000), um comprimento total do bocal o valor de 2m, que estaria próximo que Bell e Mehta (1988) aconselha, L/y_0 por volta de 0.89. A Tabela (6.7) mostra os valores da geometria do bocal e a Tabela (6.8), a geometria do flange (Fig. 6.7), que serve para unir os componentes do túnel de vento. A forma da curva do bocal é dada pela Eq. (4.16). Os valores da pressão dinâmica e perda de carga estão na Tabela (6.9), as equações que foram usadas estão discriminadas ao lado de cada valor obtido.

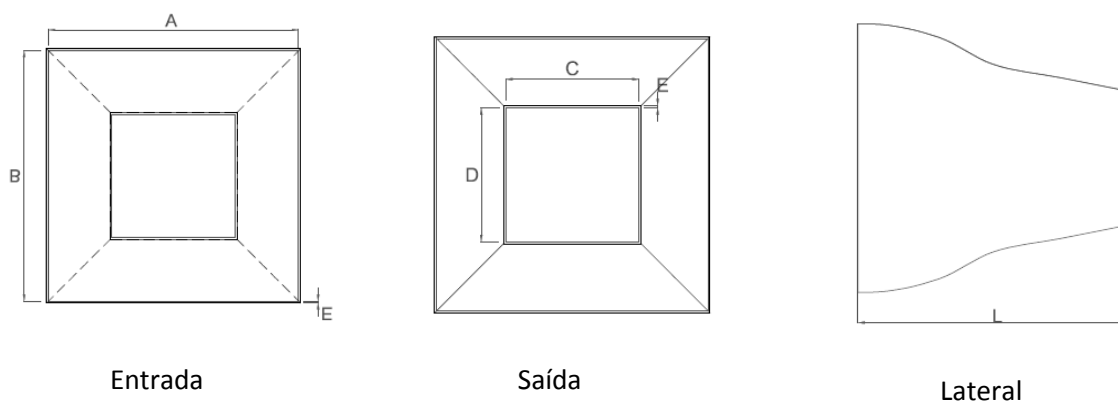


Figura 6.6: Vistas do bocal.

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.7: Geometria bocal.

Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura	2,00	m
B – Altura	2,00	m
C – Largura	1,00	m
D – Altura	1,00	m
E – Espessura	0,15	m
L - Comprimento	2,00	m
Área Entrada	4,00	m ²
Área Saída	1,00	m ²
CR – Razão de contração	4	-
Material	Compensado Naval	-

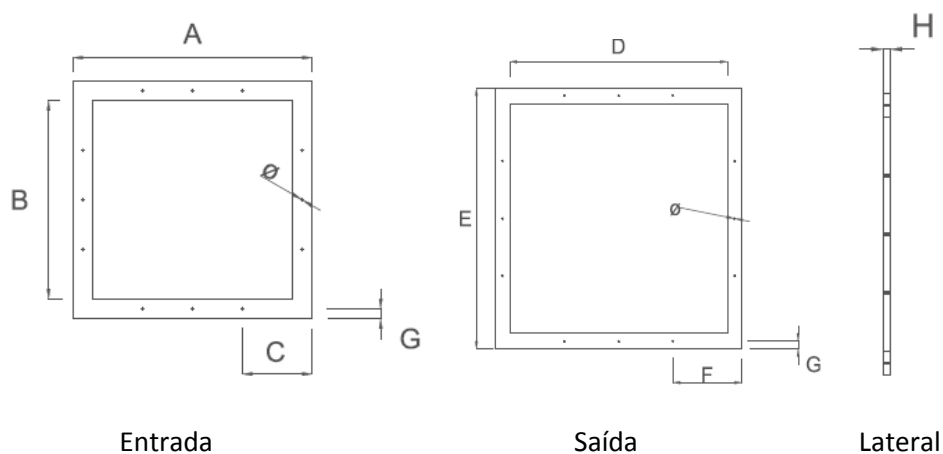


Figura 6.7: Vistas flange bocal.

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.8: Geometria do flange do bocal.

Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura do flange	2,20	m
B – Altura	2,00	m
C – Distância entre furo e flange	0,55	m
D - Largura	1,00	m
E – Altura flange	1,20	m
H – Espessura flange	0,8	m
G – Distância entre furo e flange	0,05	m
F – Distância entre furo e flange	0,3	m
Ø - Diâmetro flange	0,05	m
Material	Madeira	-

Tabela 6.9: Perdas no bocal.

Fonte: Autoria própria.

Pressão Dinâmica Entrada	8,61	Pa	Eq. (2.5)
Pressão Dinâmica Saída	137,81	Pa	Eq. (2.5)
Coefficiente de Perda	0,0070	-	Eq. (4.17)
Perda de carga	0,0611	Pa	Eq. (2.6)

6.3.3- Colmeia

Com os valores obtidos na entrada do bocal (Tabelas 6.7 e 6.9) foi dimensionada a colmeia (Fig. 6.8). Esses cálculos foram baseados nos dados do catálogo do fabricante, que estão no Apêndice F, a colmeia selecionada para esse projeto é feita em alumínio, mas existem colmeias de outros tipos de materias, a opção do alumínio é a durabilidade. Segundo os estudos de Scheiman *et al.*, (1981), eles sugerem que o valor do comprimento da colmeia, seja seis vezes o diâmetro hidráulico da célula, e observaram que forma a hexagonal possui o menor coeficiente de perda de carga. Segundo Barlow *et al.*, (1999) o valor para a porosidade é de 0,8. Os resultados estão na Tabela (6.10). Outra opção é construir a colmeia, fazendo um caixote e colocando os canudos justapostos, conforme Figura (6.9), isso acarretaria uma diminuição do custo final do projeto. Os valores da pressão dinâmica e perda de carga estão na Tabela (6.11), as equações que foram usadas estão descriminadas ao lado de cada valor obtido.

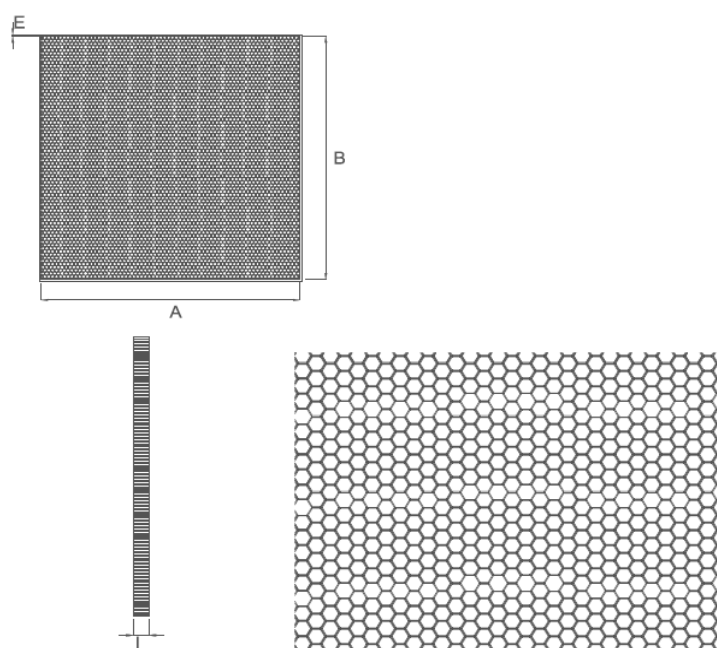


Figura 6.8: Vistas Colmeia.

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.10: Geometria Colmeia.

Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura	2,00	m
B - Altura	2,00	m
E – Espessura (Borda)	0,15	m
L - Comprimento	0,032	m
Forma	Hexagonal	-
Diâmetro Hidráulico da Célula	0,004	m
Porosidade	0,8	-
Rugosidade	0,000005	-
Material	Alumínio	-

Tabela 6.11: Perdas Colmeia.

Fonte: Autoria própria.

Pressão Dinâmica	8,613	Pa	Eq. (2.5)
Coeficiente de perda	0,279	Pa	Eq. (4.14)
Perda de carga	2,41	Pa	Eq. (2.6)

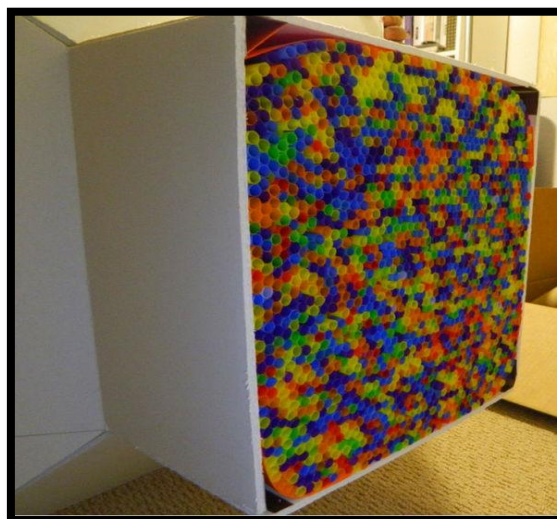


Figura 6.9: Honeycomb de canudo de plástico.

Fonte: Bengolberg – Wind tunnel.

6.3.4- Telas

Com os valores obtidos na entrada do bocal (Tabelas 6.7 e 6.9) foi dimensionada a tela (Fig. 6.10). Esses cálculos foram baseados nos dados do catálogo do fabricante, que estão no Apêndice E, Foram selecionadas quatro telas de 20x30 BWG ($d = 0,30$ mm e $l = 0,99$ mm. Os resultados estão na Tabela (6.12). Os valores da pressão dinâmica e perda de carga estão na Tabela (6.13) as equações que foram usadas estão discriminadas ao lado de cada valor obtido.

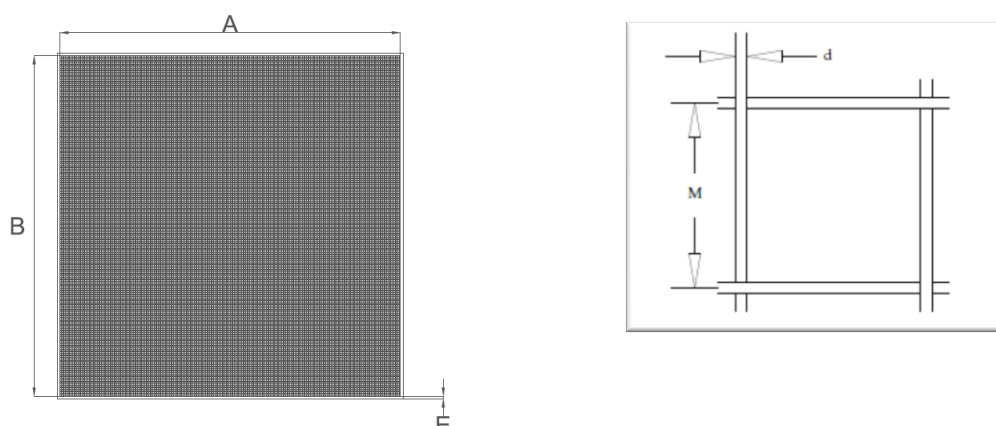


Figura 6.10: Tela e detalhe da malha.
Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.12: Geometria telas.
Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura	2,00	m
B – Altura	2,00	m
E – Espessura moldura	0,15	m
Forma	Quadrada	-
d- Diâmetro do arame 20x30 BWG	0,00030	m
M – Comprimento da malha 20x30 BWG	0,00099	m
Porosidade 20x30 BWG	0,8	-
Solidez 20x30 BWG	0,2	-
Número de telas	4	-
Material	Aço	-

Tabela 6.13: Perdas telas.
Fonte: Autoria própria.

Pressão Dinâmica	8,61	Pa	Eq. (2.5)
Coefficiente de perda de carga	1,93	-	Eq. (4.10)
Perda de carga	16,70	Pa	Eq. (2.6)

6.3.5- Câmara estabilização

Com os valores obtidos na entrada do bocal foi dimensionada a câmara de estabilização (Fig. 6.11). O comprimento da câmara de estabilização é baseado na soma do comprimento da colmeia, e das distâncias entre as telas e mais a distância de 0,2 vezes o diâmetro hidráulico da entrada do bocal (Barlow *et al.*, 1999). A Tabela (6.14) mostra a geometria da câmara de estabilização e a do flange (Fig. 6.12) na Tabela (6.15). Os valores da pressão dinâmica e perda de carga estão na Tabela (6.16) as equações que foram usadas estão discriminadas ao lado dos de cada valor obtido.

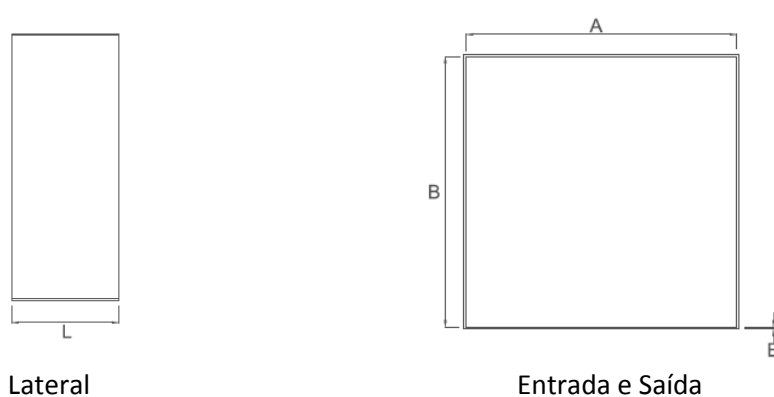


Figura 6.11: Vistas câmara de estabilização.
Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.14: Geometria câmara de estabilização.
Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura	2,00	m
B – Altura	2,00	m
E – Espessura	0,15	m
L - Comprimento	1,00	m
Área Entrada	4,00	m ²
Área Saída	4,00	m ²
Material	Compensado Naval	-

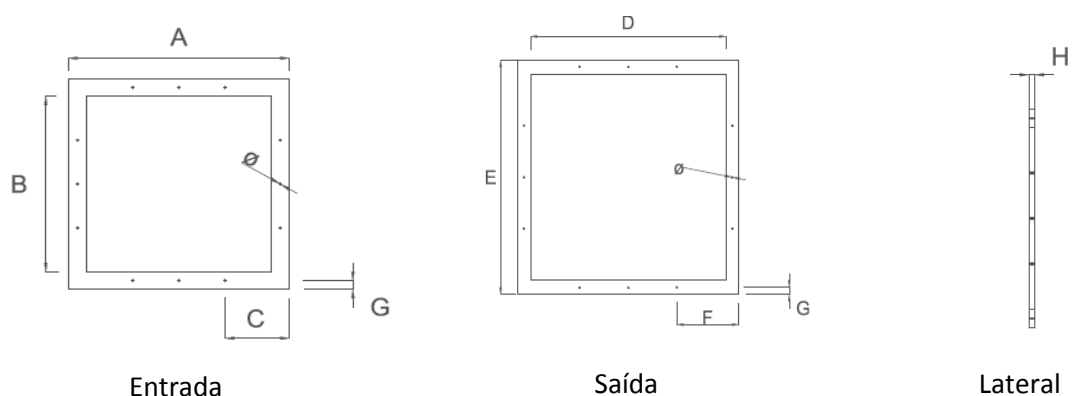


Figura 6.12: Vistas flange câmara estabilização.
Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.15: Geometria flange difusor da câmara de estabilização.
Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura do flange	2,20	m
B – Altura	2,00	m
C – Distância entre furo e flange	0,55	m
D – Largura	2,00	m
E – Altura do flange	2,20	m
H – Espessura flange	0,8	m
G – Distância entre furo e flange	0,05	m
F – Distância entre furo e flange	0,55	m
Ø - Diâmetro do furo	0,05	m
Material	Madeira	-

Tabela 6.16: Perdas na câmara de estabilização.
Fonte: Autoria própria.

Pressão Dinâmica Entrada	8,61	Pa	Eq. (2.5)
Pressão Dinâmica Saída	8,61	Pa	Eq. (2.5)
Coefficiente de perda	0,0073	-	Eq. (2.7)
Perda de carga	0,063	Pa	Eq. (2.6)

6.3.6- Difusor grande angular

Com os valores obtidos na entrada da câmara de estabilização (Tabelas 6.14 e 6.16) foi dimensionado o difusor grande angular (Fig. 6.13), nesse caso foi fixado, além da geometria da saída, a geometria da entrada, devido ser a dimensão da boca de descarga do ventilador do laboratório, que nos deu um $CR = 4,1$. Foram selecionadas para o difusor grande angular, duas telas conforme orientação da Figura (3.5), para um ângulo de 45° . A finalidade dessas telas é de evitar a separação da camada limite antes da entrada da câmara de estabilização, pois a expansão é muito grande para um comprimento curto. As telas selecionadas são de 20x30 BWG ($d = 0,30$ mm e $l = 0,99$ mm), a Tabela (6.17) mostra o resultado. Ver tópico 6.3.4 para mais detalhes sobre as telas. Os valores da geometria do flange (Fig. 6.14) está na Tabela (6.18). Os valores da pressão dinâmica e perda de carga estão na Tabela (6.19) as equações que foram usadas estão discriminadas ao lado de cada valor obtido.

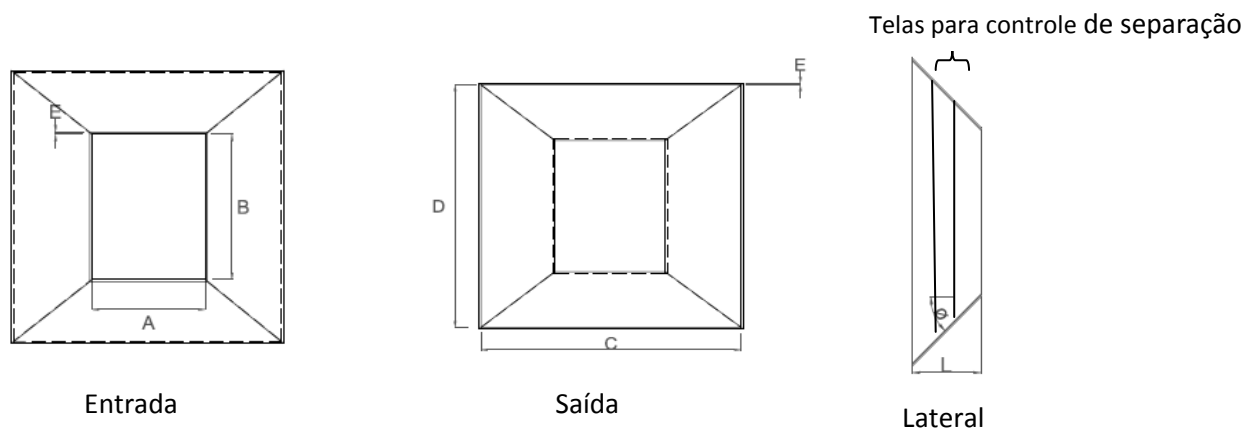


Figura 6.13: Vista difusor grande angular.
Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.17: Geometria difusor grande angular.

Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura	0,865	m
B – Altura	1,095	m
C – Largura	2,00	m
D – Altura	2,00	m
E – Espessura	0,15	m
L - Comprimento	1,09	m
Área Entrada	0,9472	m ²
Área Saída	4,00	m ²
∅ - Ângulo Cônico	45	graus
Material	Compensado Naval	-

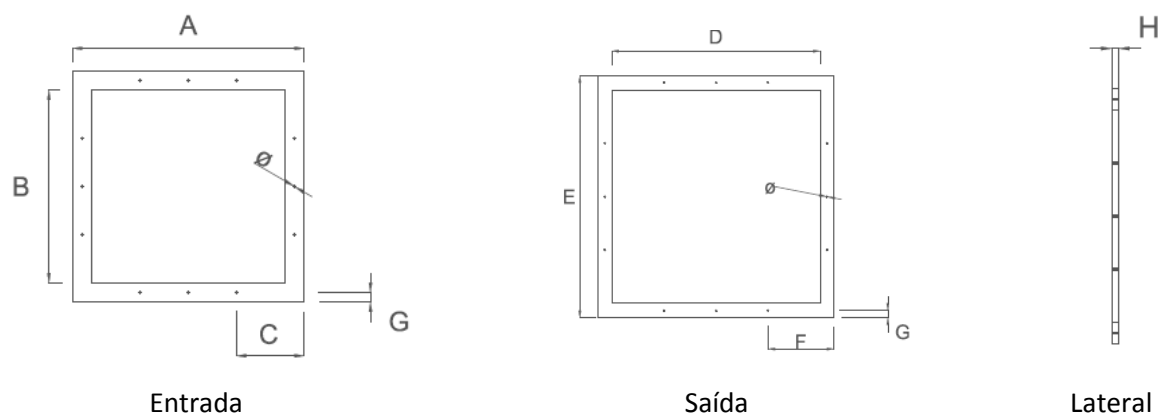


Figura 6.14: Vista flange difusor grande angular.

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.18: Geometria flange difusor grande angular.

Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura do flange	1,065	m
B – Altura	1,095	m
C – Distância entre furo e flange	0,27	m
D – Largura	2,00	m
E – Altura flange	2,20	m
H – Espessura	0,03	m
G – Distância entre furo e flange	0,05	m
F – Distância entre furo e flange	0,55	m
∅ - Diâmetro do furo	0,05	m
Material	Madeira	-

Tabela 6.19: Difusor Grande Angular.

Fonte: Autoria própria.

Pressão Dinâmica Entrada	153,61	Pa	Eq. (2.5)
Pressão dinâmica saída	8,61	Pa	Eq. (2.5)
Coefficiente de perda	0,02	-	Eq. (4.3)
Coefficiente de perda tela	0,69	-	Eq. (4.10)
Perda de carga	93,08	Pa	Eq. (2.6)

6.3.7- Difusor

Com os valores obtidos na saída da seção de teste (Tabelas 6.4 e 6.6), foi dimensionado o difusor (Fig. 6.15). Foi fixado o ângulo equivalente de cone em 5° , segundo Groff *et al.*, (2000) e obtemos um $AR = 2,25$, para um comprimento de 3m do difusor. A função desse difusor nesse projeto seria para diminuir o jato ar na saída câmara de teste. Os valores da geometria do difusor estão na Tabela (6.20) e do flange (Fig. 6.16) na Tabela (6.21) respectivamente. Os valores da pressão dinâmica e perda de carga estão na Tabela (6.22) as equações que foram usadas estão descriminadas ao lado dos de cada valor obtido.

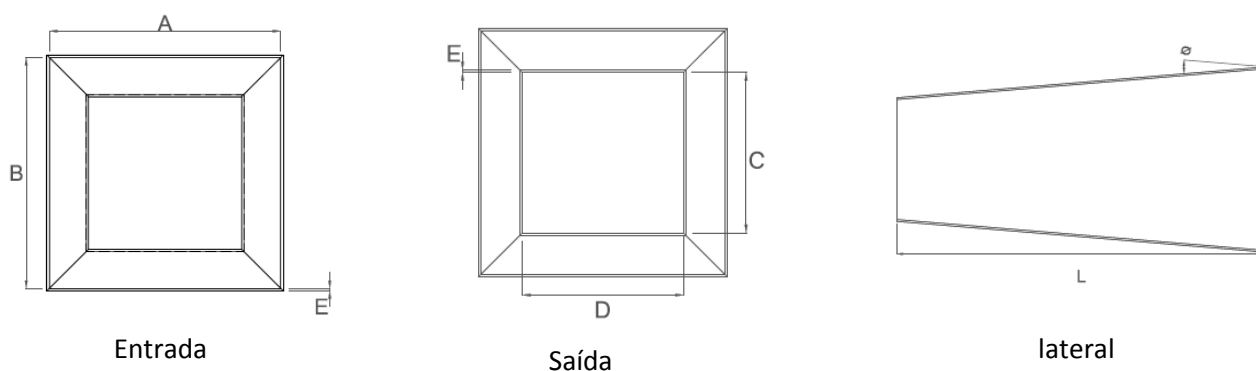


Figura 6.15: Vistas do difusor.

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.20: Geometria difusor.

Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura	1,5	m ²
B – Altura	1,5	m ²
C – Altura	1,00	m ²
D – Largura	1,00	m ²
E – Espessura	0,15	m ²
L – Comprimento	3,00	m ²
Área Entrada	1,00	m ²
Área Saída	2,25	m ²
∅ - Ângulo cônico equivalente	5	Graus
AR – Razão de área	2,25	-
Material	Compensado Naval	-

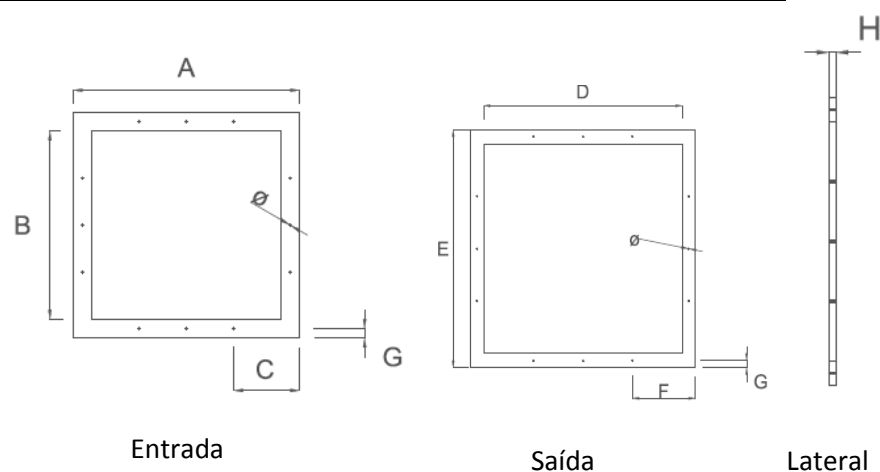


Figura 6.16: Vistas do flange difusor.

Fonte: Autoria própria.

Tabela 6.21: Geometria do flange do difusor.

Fonte: Autoria própria.

COTA	VALOR	UNIDADE
A – Largura do flange	1,20	m
B – Altura	1,00	m
C – Distância entre furo e flange	0,3	m
D – Largura	1,70	m
E – Altura do flange	1,90	m
H – Espessura	0,3	m
G – Distância entre furo e flange	0,05	m
F – Distância entre furo e flange	0,475	m
∅ - Diâmetro do furo	0,05	m
Material	Madeira	-

Tabela 6.22: Perdas no difusor.

Fonte: Autoria própria.

Pressão dinâmica entrada	137,81	Pa	Eq. (2.5)
Pressão dinâmica saída	27,22	Pa	Eq. (2.5)
Coeficiente de perda	0,037	-	Eq. (4.3)
Perda de carga	5,11	Pa	Eq. (2.6)

6.4- Contribuição de cada componente na perda de pressão total

O valor da perda de pressão total (Δp_{tot}) é de 14,00 mmH_2O , esse valor foi obtido pela Eq. (2.6). Cada componente do túnel tem sua participação na perda de pressão total. A Tabela (6.23) mostra os valores das perdas de pressão em porcentagem de cada componente do túnel de vento, o Gráfico (6.1) ilustra também esse resultado.

O valor maior de perda foi no difusor angular devido ter duas telas para controle de separação da camada limite.

Tabela 6.23: Resumo dos valores das perdas de pressão em porcentagem.

Fonte: Autoria própria.

	SEÇÃO	%
1	Difusor grande angular	78,52
2	Colmeia	1,76
3	Telas	12,24
4	Câmara estabilização	0,04
5	Bocal	0,04
6	Seção de teste	3,62
7	Difusor	3,74

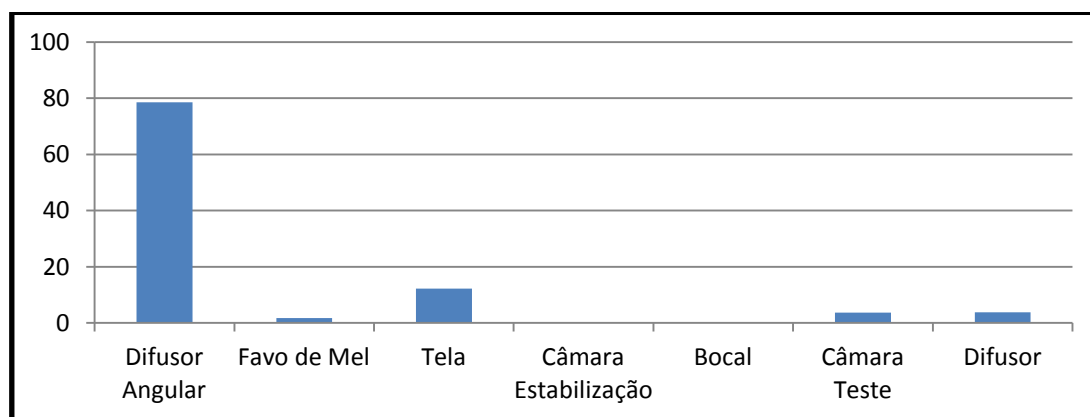


Gráfico 6.1: Coeficiente de perda pressão em porcentagem.

Fonte: Autoria própria.

6.5- Curva característica do sistema

A curva do sistema foi levantada variando a vazão pretendida, três pontos acima e três pontos abaixo (De Falco *et al.*, 1998). A perda de pressão total do sistema ($\Delta p_{tot,sistema}$) é a soma da perda de pressão devido a variação de pressão da saída do difusor, pressão de recuperação (Δp_{rec}), somada a perda de pressão total (Δp_{tot}), mostradas na Tabela 6.24. O ponto amarelo mostrado no Gráfico (6.2) indica a condição de projeto com vazão de $15 \text{ m}^3/\text{s}$ e $\Delta p_{tot,sistema} = 16,77 \text{ mmH}_2\text{O}$.

Tabela 6.24- Perdas de Pressão
Fonte: Autoria Própria.

	Pa	mmH ₂ O
Perda de Pressão componente do túnel - Δp_{tot}	137,320	14,003
Recuperação de Pressão - Δp_{rec}	27,222	2,776
Recuperação de Pressão Real - $\Delta p_{tot,sistema}$	164,542	16,77

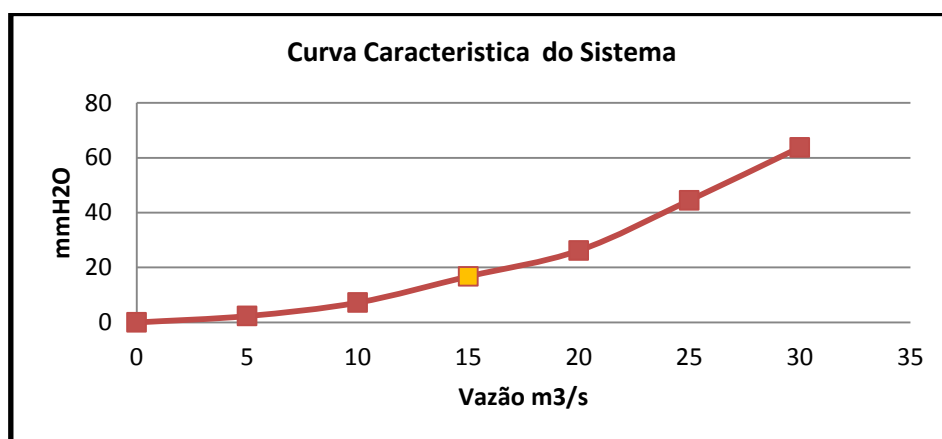


Gráfico 6.2: Curva característica do sistema.

Fonte: Autoria própria.

6.6- Cálculo potência necessária do motor

A potência do motor foi calculada multiplicando a perda de pressão total do sistema ($\Delta p_{tot,sistema}$) pela vazão pretendida na câmara de teste. Para a vazão de $15 \text{ m}^3/\text{s}$, que é a vazão do projeto, necessitamos de um motor que forneça 2,76 HP (Tabela 6.25), pois um valor menor não consegue atingir essa vazão pretendida na seção de teste.

Tabela 6.25: Potência requerida do motor do ventilador.

Fonte: Autoria própria.

Vazão (m^3/s)	5	10	15	20	25	30
Potência (HP)	0,132	0,786	2,76	5,59	12,09	20,78

6.7- Conclusão sobre a utilização do ventilador do laboratório

Os únicos dados que temos do ventilador centrífugo do laboratório estão nas Tabelas (6.2) e (6.3), que são as especificações do fabricante, que mostra a pressão estática máxima com vazão nula e vazão máxima com pressão (manométrica) nula. Com base nos valores calculados para esse projeto, temos um túnel de vento com 10,09m de comprimento e que necessita de uma pressão de 16,77 mmH₂O e uma potência de 2,76 HP para que consiga manter uma vazão de 15 m³/s em relação à seção de teste.

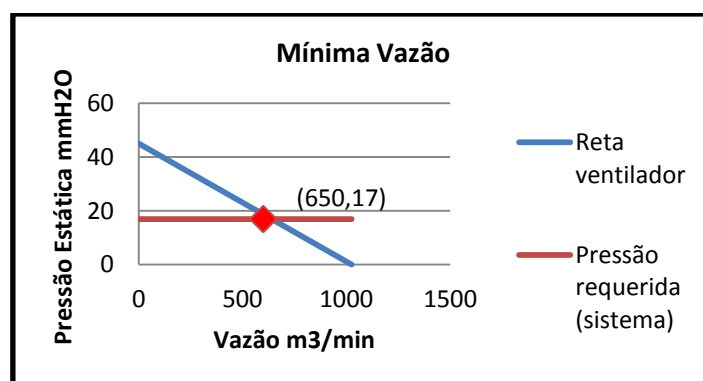


Gráfico 6.3: Mínima vazão.

Fonte: Autoria própria.

Para termos uma estimativa se esse ventilador atenderia à demanda, traçamos uma reta que passa pelos pontos máximos especificados pelo fabricante, simbolizando a curva do ventilador, e uma reta horizontal, indicando demanda de carga do sistema, que seria de 16,77 mmH₂O. Observamos no Gráfico (6.4), as curvas se cruzam no ponto 650 m³/min e 16,77 mmH₂O. Logo esse túnel teria uma vazão de no mínimo de 650 m³/min (velocidade na seção de teste de aproximadamente 11m/s). Com base nesses valores concluímos que o ventilador irá atender à demanda desse projeto, embora a vazão real possa ser um pouco menor ou maior da que foi projetada. Com a utilização desse ventilador iríamos economizar no custo total do projeto.

6.8 – Inversor de frequência

Um inversor de frequência é um equipamento eletrônico capaz de variar a velocidade de giro de motores elétricos. O nome “inversor de frequência” é dado pela sua forma de atuação, pois apenas “imita” a frequência da rede onde está ligado e, desta forma, podemos facilmente alterar a velocidade de rotação do motor de modo muito eficiente.

Esses controles proporcionam total flexibilidade de controle de velocidade sem grande perda de torque do motor, além de uma aceleração suave através da programação, uma frenagem direta no motor sem a necessidade de freios mecânicos, e oferece ainda diversas formas de controles preferenciais e controles externos que podem ser até por meio de redes de comunicação. Tudo isso com excelente precisão de movimentos.

Além destas vantagens, os inversores ainda possuem excelente custo-benefício, pois proporcionam economia de energia elétrica, maior durabilidade de engrenagens, polias e outras transmissões mecânicas por acelerar suavemente a velocidade.

6.8.1- Seleção do inversor de frequência para o ventilador do laboratório

Com base nas informações do motor do ventilador (Tabela 6.2) selecionamos para esse projeto o modelo CFW09-0005 T3848 P S da WEG (Tabela 6.26). A Figura (6.17) ilustra esse modelo. O Apêndice B mostra o esquema de instalação desse modelo.



Figura 6.17: Inversor de frequência CFW09.

Fonte: Catálogo da WEG.

Tabela 6.26: Especificações dos inversores.

Fonte: Catálogo da WEG.

TENSÃO DA REDE	INVERSOR CFW09				MOTOR MÁXIMO APLICÁVEL ①				MECÂNICA		
	Modelo Básico CFW09...	Transistor para Frenagem Reostática	Corrente Nominal (A)		Tensão (V)	Torque Constante		Torque Variável			
			CT*	VT*		CV	kW	CV		kW	
220 / 230V	0006 T 2223 P S	Padrão Incorporado no Produto	6,0 ③		220	1,5	1,1	1,5	1,1	1	
	0007 T 2223 P S		7,0 ③			2,0	1,5	2,0	1,5		
	0010 T 2223 P S		10 ③			3,0	2,2	3,0	2,2		
	0013 T 2223 P S		13			4,0	3,0	4,0	3,0	2	
	0016 T 2223 P S		16			6,0	4,4	6,0	4,4		
	0024 T 2223 P S		24			7,5	5,5	7,5	5,5		
	0028 T 2223 P S		28			10	7,5	10	7,5		
	0033 T 2223 P S		33			12,5	9	12,5	9		
	0038 T 2223 P S		38			12,5	9	12,5	9	3	
	0045 T 2223 P S		45			15	11	15	11		
	0054 T 2223 P S	Opcional	54	68		20	15	25	18,5	4	
	0070 T 2223 P S		70	86		25	18,5	30	22	5	
	0086 T 2223 P S		86	105		30	22	40	30		
	0105 T 2223 P S		Interno	105		130	40	30	50	37	6
	0130 T 2223 P S			130		150	50	37	60	45	
	0142 T 2223 P S			142		174	60	45	75	55	7
	0180 T 2223 P S	Opcional com Unidade Externa		180		75	55	75	55	8	
	0240 T 2223 P S		240			100	75	100	75		
	0361 T 2223 P S		361			150	110	150	110	9	
380 / 400 / 415 / 440 / 460 / 480V	0003 T 3848 P S	Padrão Incorporado no Produto	3,6		380	1,5	1,1	1,5	1,1	1	
	0004 T 3848 P S		4,0			2,0	1,5	2,0	1,5		
	0005 T 3848 P S		5,5			3,0	2,2	3,0	2,2	2	
	0009 T 3848 P S		9,0			5,0	3,7	5,0	3,7		
	0013 T 3848 P S		13			7,5	5,5	7,5	5,5		
	0016 T 3848 P S	16		10		7,5	10	7,5			
	0024 T 3848 P S	24		15		11	15	11	3		
	0030 T 3848 P S	30	36	25		18,5	25	18,5			
	0038 T 3848 P S	38	45	25		18,5	30	22	4		
	0045 T 3848 P S	45	54	30		22	30	22			
	0060 T 3848 P S	Opcional	60	70		40	30	50	37	5	
	0070 T 3848 P S		70	86		50	37	60	45		
	0086 T 3848 P S		86	105		60	45	75	55	6	
	0105 T 3848 P S		105	130		75	55	75	55		
	0142 T 3848 P S		142	174		100	75	125	92	7	

O inversor selecionado tem a possibilidade de se conectar a um computador por meio do Kit Interface Serial, para uso do software SUPERDRIVE de programação e monitoração do inversor. Essa conexão é feita por cabo HMI, RS232 ou RS485.

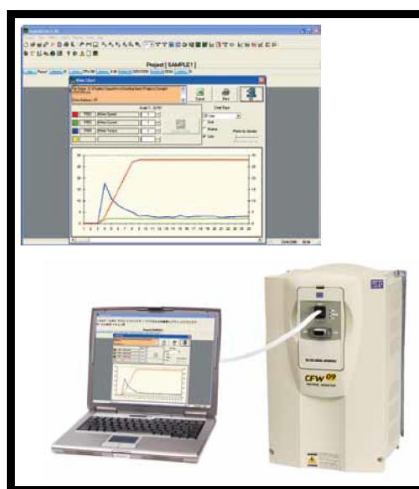


Figura 6.18: Kit interface Serial Superdrive CFW09.

Fonte: WEG.

6.9- Seleção de um ventilador centrífugo novo para o laboratório

Essa opção seria para o caso de não utilizar o ventilador já existente ou caso se queira adquirir um ventilador novo para esse projeto. O valor desse ventilador não será incluso no custo final do projeto.

Utilizamos o software VORTEX 1.3, que está disponível na página do fabricante (<http://www.solerpalau.com.br/>) para os ventiladores da OTAM. Inserimos como dados de entrada 20 °C para a temperatura ambiente, 760 mmHg para a pressão atmosférica, para o sistema, uma vazão de 54000 m³/h e pressão estática de 16,77 mmH₂O.

O software VORTEX 1.3 selecionou um ventilador centrífugo com simples aspiração RLS 1400, ver figura 6.19. No Apêndice D as curvas características desse ventilador e no Apêndice C a geometria. Caso for usar esse ventilador terá que ser feita uma pequena modificação somente na entrada e no flange do difusor grande angular conforme a geometria desse modelo.

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): 54.000
 Pressão Estática (mmca): 17,0
 Linha do Ventilador: RLS

Calcular
Curva
Ruído
Rotação
Sair

	DIAM	VEL_DESC (m/s)	REND (%)	RPM	VEL_PERIF (m/s)	POT_ABS (cv)
1)	2000	4,69	81,92	177	18,56	4,48
2)	1800	5,79	79,30	214	20,20	4,81
3)	1600	7,32	73,80	272	22,86	5,50
4)	1400	9,57	65,26	369	27,09	6,93
5)	1250	12,00	56,58	485	31,78	9,14

Ventilador: RLS 1400 CLASSE I

Temperatura de Operação:	20 °C	Velocidade de Descarga:	9,57 m/s
Pressão Barométrica:	760 mmHg	Rendimento:	65,26 %
Densidade do Fluido:	1,205 kg/m³	Rotação:	369 rpm
Vazão:	54.000 m³/h	Potência Absorvida (ST):	6,93 cv
Pressão Estática (SE):	17,0 mmca	Potência Absorvida (SE):	6,93 cv
Pressão Total (ST):	22,6 mmca	Velocidade Periférica:	27,09 m/s
Pressão Estática (ST):	17,0 mmca	Pressão Sonora (1m) C.L.:	74 dBA

Figura 6.19: Software Vortex 1.8 - OTAM

Fonte: Software Vortex 1.3- OTAM

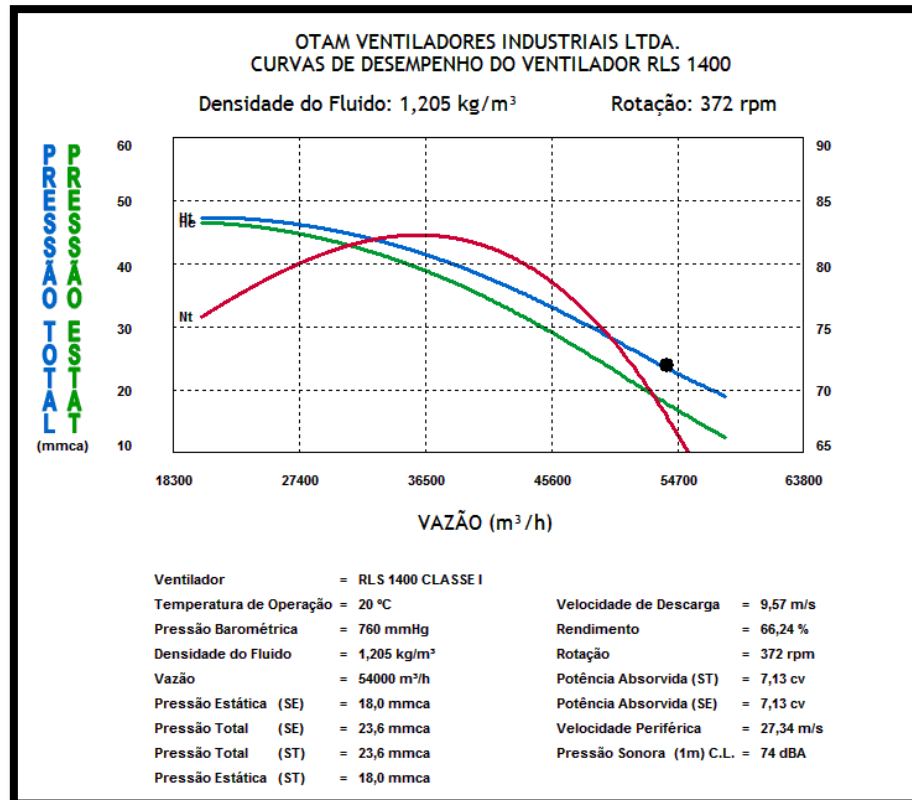


Figura 6.20: Curvas ventilador centrífugo RLS 1400.

Fonte: Software Vortex 1.3 - OTAM

7-ORÇAMENTO DO PROJETO

O orçamento total do projeto foi calculado separadamente para cada componente, todos esses valores irão depender da época da realização do projeto, do fabricante e do local de compra. Não será especificada nesse projeto a mão de obra para a construção do túnel, instalações elétricas e obras de alvenaria.

7.1- Difusor grande angular

Os valores listados na Tabela (7.1) foram consultados em lojas específicas para cada material, às lojas estão especificadas na Tabela (7.10).

Tabela 7.1: Detalhas do valor estimado para construção difusor grande angular.

Fonte: Autoria própria.

MATERIAL	FORMA VENDA	QUANTIDADE CONSTRUÇÃO	VALOR UNIDADE (R\$)	VALOR TOTAL (R\$)
Compensado	Chapa (2,2x1,6)m de 15mm	3 m ²	90,00	90,00
Madeira	Ripa (3x10) cm De 6 m	12 m	20,00	40,00
Aço 20x30 BWG	(1,0x1,0)m	8 m	100,00	800,00
Pregos	Caixa 500 unid.	20 unid.	10,00	1,00
Parafusos	Caixa 500 unid.	20 unid.	20,00	2,00
Porcas	Caixa 500 unid.	20 unid.	20,00	2,00
Cola de Madeira	Galão 5 litros	500 ml	50,00	5,00

Valor total para estimado para a construção do difusor grande angular R\$ 940,00.

7.2- Câmara de estabilização

Os valores listados na Tabela (7.2) foram consultados em lojas específicas para cada material, que estão especificadas na Tabela (7.10).

Tabela 7.2: Detalhes do valor estimado para construção câmara de estabilização.

Fonte: Autoria própria.

MATERIAL	FORMA VENDA	QUANTIDADE CONSTRUÇÃO	VALOR UNIDADE (R\$)	VALOR TOTAL (R\$)
Compensado	Chapa (2,2x1,6)m de 15mm	9,00 m ²	90,00	270,00
Madeira	Ripa (3x10) cm De 6 m	18 m	20,00	60,00
Pregos	Caixa 500 unid.	20 unid.	10,00	1,00
Parafusos	Caixa 500 unid.	20 unid.	20,00	2,00
Porcas	Caixa 500 unid.	20 unid.	20,00	2,00
Cola de Madeira	Galão 5 litros.	500 ml	50,00	5,00

Valor total estimado para a construção da câmara de estabilização R\$ 340,00.

7.3- Bocal

Os valores listados na Tabela (7.2) foram consultados em lojas específicas para cada material, às lojas estão especificadas na Tabela (7.10).

Tabela 7.3: Detalhes do valor estimado para construção do bocal.

Fonte: Autoria própria.

MATERIAL	FORMA VENDA	QUANTIDADE CONSTRUÇÃO	VALOR UNIDADE (R\$)	VALOR TOTAL (R\$)
Compensado	Chapa (2,2x1,6)m de 15mm	12 m^2	90,00	360,00
Madeira	Ripa (3x10) cm De 6 m	12 m	20,00	40,00
Pregos	Caixa 500 unid.	20 unid.	10,00	1,00
Parafusos	Caixa 500 unid.	20 unid.	20,00	2,00
Porcas	Caixa 500 unid.	20 unid.	20,00	2,00
Cola de Madeira	Galão 5 litros	500 ml	50,00	5,00

Valor total estimado para a construção do bocal R\$ 410,00.

7.4- Seção de teste

Os valores listados na Tabela (7.2) foram consultados em lojas específicas para cada material, às lojas estão especificadas na Tabela (7.10).

Tabela 7.4: Detalhas do valor estimado para construção seção de teste.

Fonte: Autoria própria.

MATERIAL	FORMA VENDA	QUANTIDADE CONSTRUÇÃO	VALOR UNIDADE (R\$)	VALOR TOTAL (R\$)
Compensado	Chapa (2,2x1,6)m de 15mm	12 m ²	90,00	360,00
Madeira	Ripa(3x10) cm De 6 m	12 m	20,00	40,00
Acrílico	Chapa (1x1)m de 15mm	4 m ²	500,00	2.000,00
Parafusos	Caixa 500 unid	20 unid.	20,00	2,50
Porcas	Caixa 500 unid	20 unid.	20,00	2,50

Valor total estimado para a construção da seção de teste R\$ 2.410,00.

7.5- Difusor

Os valores listados na Tabela (7.2) foram consultados em lojas específicas para cada material, às lojas estão especificadas na Tabela (7.10).

Tabela 7.5: Detalhas do valor estimado para construção difusor.

Fonte: Autoria própria.

MATERIAL	FORMA VENDA	QUANTIDADE CONSTRUÇÃO	VALOR UNIDADE(R\$)	VALOR TOTAL(R\$)
Compensado	Chapa (2,2x1,6)m de 15mm	15 m ²	90,00	450,00
Madeira	Ripa (3x10) cm De 6 m	12 m	20,00	40,00
Pregos	Caixa 500 unid	20 unid.	10,00	1,00
Parafusos	Caixa 500 unid	20 unid.	20,00	2,00
Porcas	Caixa 500 unid	20 unid.	20,00	2,00
Cola Madeira	Galão 5 litros	500 ml	50,00	5,00

Valor total estimado para a construção do difusor R\$ 500,00.

7.6- Colmeia

Os valores listados na Tabela (7.2) foram consultados em lojas específicas para cada material, às lojas estão especificadas na Tabela (7.10).

Tabela 7.6: Detalhas do valor estimado para colmeia.

Fonte: Autoria própria.

MATERIAL	FORMA VENDA	QUANTIDADE CONSTRUÇÃO	VALOR UNIDADE (R\$)	VALOR TOTAL (R\$)
Alumínio	Chapa (2x2)m de 100mm		400,00	1600,00

Valor total estimado para a construção da colmeia R\$ 1600,00.

7.7- Telas

Os valores listados na Tabela (7.2) foram consultados em lojas específicas para cada material, às lojas estão especificadas na Tabela (7.10).

Tabela 7.7: Detalhes do valor estimado para construção das telas.
Fonte: Autoria própria.

MATERIAL	FORMA VENDA	QUANTIDADE CONSTRUÇÃO	VALOR UNIDADE (R\$)	VALOR TOTAL (R\$)
Aço 20x30 BWG 20x28 BWG	(1,0x1,0)m	16 m	100,00	1600,00

Valor total para construção das telas R\$ 1600,00

7.8- Inversor de frequência

Os valores listados na Tabela (7.2) foram consultados em lojas específicas para cada material, às lojas estão especificadas na Tabela (7.10).

Tabela 7.8: Detalhes do valor estimado do inversor.
Fonte: Autoria própria.

MODELO	VALOR (R\$)
CFW 09 motor 3.0CV	2.500,00
CABO RS	300,00
KIT INTERFACE SUPERDRIVE	400,00

Valor total para construção R\$ 3200,00

7.9 – Resumo do orçamento

Os valores listados na Tabela (7.9) mostra os valores resumidos do valor total de cada componente do túnel de vento, não levando em conta a mão de obra.

Tabela 7.9: Resumo do orçamento do projeto.
Fonte: Autoria própria.

COMPONENTES	VALOR R\$
Difusor grande angular	940,00
Câmara estabilização	340,00
Bocal	410,00
Seção de teste	2.410,00
Difusor	500,00
Colmeia	1.600,00
Telas	1.600,00
Inversor	3.200,00
TOTAL	11.000,00

A Tabela 7.9 mostra o valor total estimado para esse projeto que é de R\$ 11.000,00

7.10- Contatos dos estabelecimentos

Os valores que foram calculados no orçamento desse projeto foram baseados nos preço dos estabelecimentos que estão listados na Tabela (7.10).

Tabela 7.10: Lista de fabricantes.
Fonte: Autoria própria.

MATERIAL	ESTABELECIMENTO	TEL	EMAIL
Madeiras em geral	PEG Madeiras	(21)3463-8733	www.pegmadeiras.com.br
Pregos Parafusos	Leroy Merlin	(21)4020-5376	www.leroymerlin.com.br
Acrílico	Casa do Acrílico	(21)3865-900	www.casadoacrilico.com.br
Tecido Metálico	Telas Nova Era	(21)2270-5564	www.telasnovaera.com.br
Inv. de freq. e acessórios	WEG	(47)3276-4000	www.weg.net
Colmeia	Plascore	-	www.plascore.com.br

8 – CONCLUSÕES

Nesse trabalho foi realizado o projeto de um túnel de vento subsônico do tipo soprador, para fins acadêmicos. Dentre os vários tipos de túneis de vento foi escolhido do tipo soprador. O motivo da escolha é do laboratório (LabMFA – Laboratório de Mecânica dos Fluidos e Aerodinâmica) já possuir um ventilador do tipo centrífugo e está sem uso e adicionalmente, do laboratório não ter espaço físico suficiente para instalação de um fechado.

Mesmo não conhecendo as curvas desse ventilador já existente no laboratório, tínhamos uma estimativa da carga que o sistema poderia alcançar, observando a carga máxima do fabricante do ventilador, pois caso ultrapassasse esse carga fornecida pelo fabricante, tínhamos a certeza que o ventilador não iria atender. Obtemos um túnel de vento com 10,09 m de comprimento, que estaria dentro do valor máximo que é de 11m, encontramos para a carga do sistema um valor de 16,77 mmH₂O, que está abaixo do valor especificado para carga máxima do ventilador, que é de 45 mmH₂O, com base no Gráfico (6.3), concluímos que para essa carga do sistema, teríamos uma velocidade maior que 11 m/s na seção de teste, que também atenderia, pois ficaria bem próxima a velocidade de projeto. Devido à utilização do ventilador centrífugo já existente, não entrou no orçamento do projeto o valor do ventilador, com isso uma grande economia no valor final do projeto, que ficou estimado em R\$ 11.000,00.

Foi proposto para variação da velocidade, um inversor de frequência que irá variar a velocidade de forma contínua. A aquisição do inversor de frequência além de obtermos uma variação contínua da velocidade seção de teste, irá ajudar o levantamento da curva do ventilador do laboratório.

Para fins de opção foi selecionado um ventilador centrífugo RLS 1400 utilizando o software *Vortex 1.3- OTAM*. Esse ventilador atenderia pressão de 16,77 mmH₂O e vazão de 15 m³/s em relação a seção de teste. Caso o ventilador do laboratório não atendesse a pressão do sistema, teríamos que acrescentar esse ventilador no custo do projeto.

Uma perspectiva futura desse trabalho seria de levantar as curvas desse ventilador antes da construção, sendo que seria o ideal adquirir o inversor para a variação da rotação do motor, para termos um ponto real da vazão para essa carga e a construção do túnel de vento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BARLOW, B.J.; RAE W.H.; POPE, A. **Low Speed Wind Tunnel Testing**. 3ª ed. New York:John Wiley & Sons, 1999.

FOX, R.W.; MCDDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 5ª ed. LTC, 2001.

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.

ANDERSON, J.; D., Jr. **Fundamentals of Aerodynamics**. 3ª ed. McGraw-Hill, 2001.

MATOS, C. C.; BOTELHO, R. D. **A influência da aerodinâmica nodesign**.Disponívelem:<fido.palermo.edu/servicios_dyc/encuentro2007/02_auspicios_publicaciones/actas_diseno/articulos_pdf/A4064.pdf>. Acesso em 10 de Maio de 2014.

WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos**. 4ª ed. Rio de Janeiro: McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda, 2002.

GROFF, J. E. A.; ALÉ, J. V. **Projeto de túnel de vento subsônico de circuito aberto**. Rio Grande do Sul: PUC-RS, 2000.

MOREL, T., **Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contractions**. Journal of Fluids Eng., ASME, 97, p. 225-233, Junho de 1975.

SHAMES, I.H. **Mechanics of Fluids**. 3ª ed. McGraw-Hill, 1992.

WATTENDORF, F.L. **Factors Influencing the Energy Ratio of Return Flow Wind Tunnels**. 5th International Congress for Applied Mechanics, Cambridge, Setembro 1938.

ECKERT, W.T.; MORT, K.W.; JOPE, J. **Aerodynamic Design Guidelines and Computer Program for Estimation of Subsonic Wind Tunnel Performance**. NASA TN D-8243, 1976.

OTAM. **Manual Técnico**. Porto Alegre: OTAM Ventiladores Industriais Ltda.

SOUZA, Z. **Dimensionamento de máquinas de fluxo: turbinas, bombas e ventiladores**. São Paulo: Edgard Blucher, 1991.

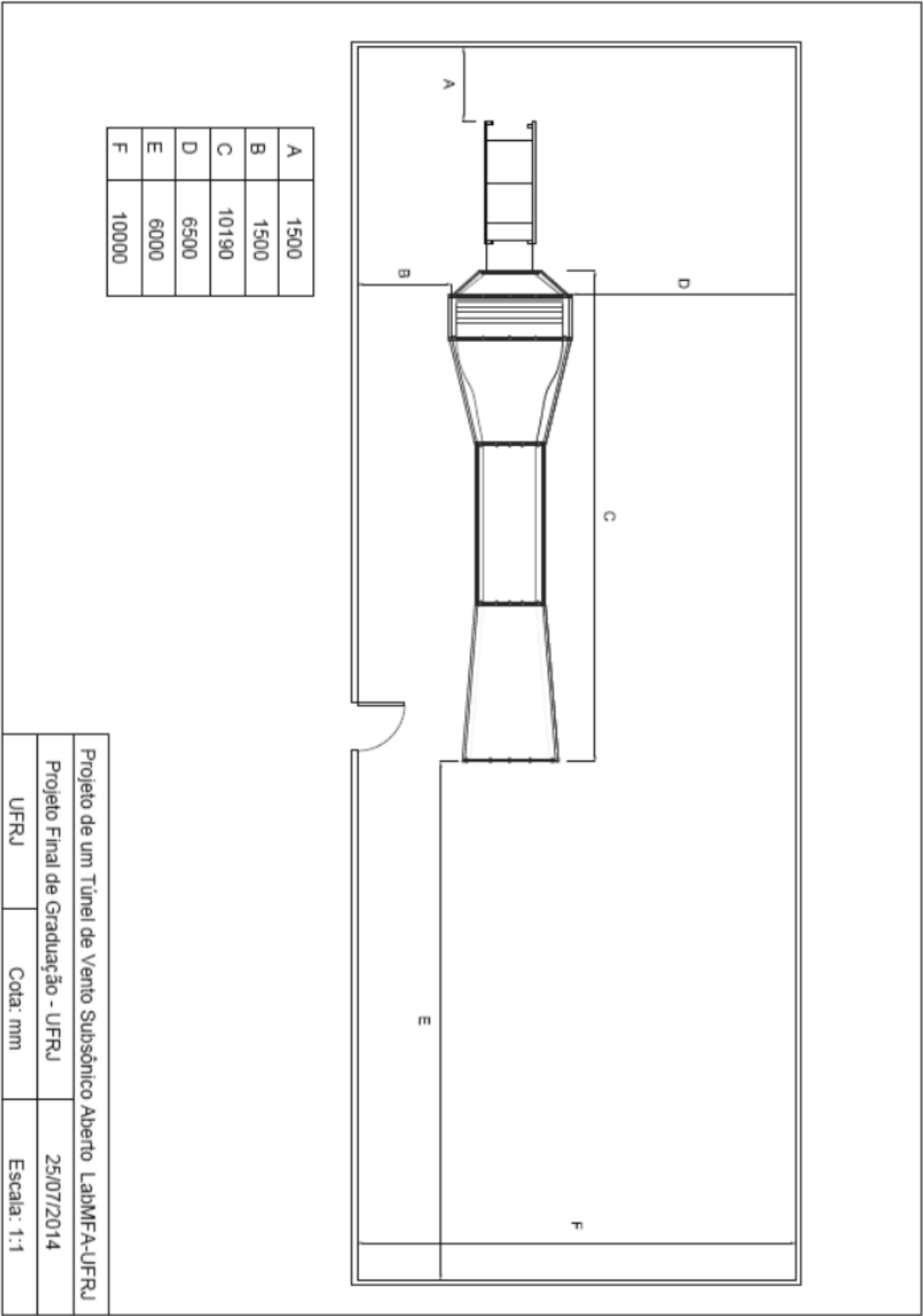
NASA. **Low Speed Tunnel Operation**. Disponível em: <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-/airplane/tunop.html>, Acesso em: 10 de Maio de 2014.

WEG. **Biblioteca CAD- Automação**. Disponível em: <http://catalogo.weg.com.br/>. Acesso em: 10 de Maio de 2014.

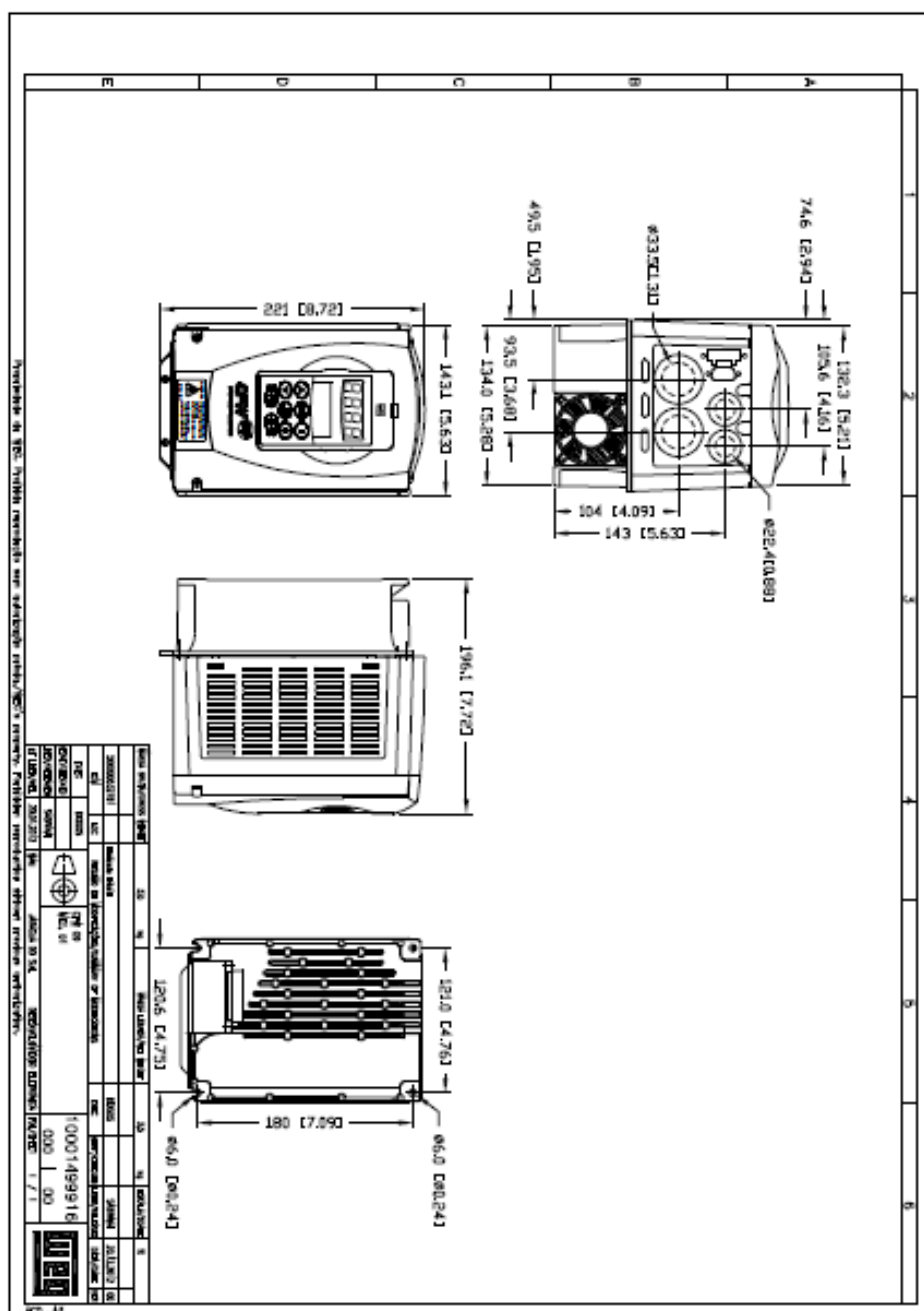
BELL, J. H; MEHTA, R. D. **Contraction Design for Small Low-Speed Wind Tunnels**. Stanford: 1988. Disponível em: < https://moodle.polymtl.ca/file.php/1047/JEROME/Contractions/Bell_1988.pdf > Acesso em: 21 de março de 2014

CLEZAR, C. A.; RIBEIRO, A. C. **Ventilação Industrial**. Editora UFSC, 1999

APÊNDICE A: Planta baixa do túnel de vento do LabMFA –UFRJ.

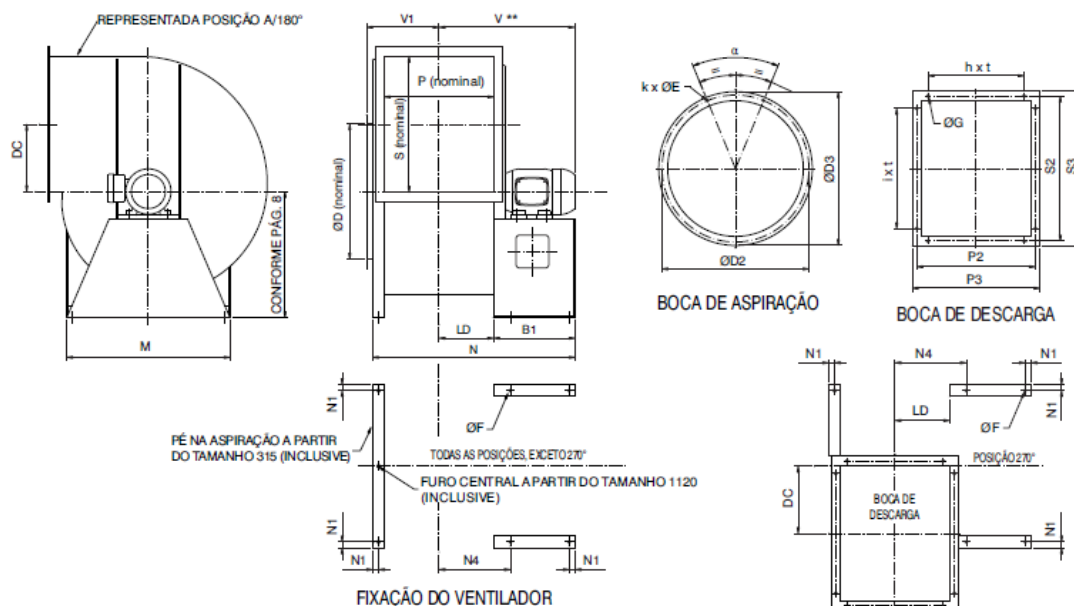


APÊNDICE B: Esquema CFW 09 – Modelo Mecânica 1.



APÊNDICE C: Dimensões do ventilador centrífugo RLS 1400 OTAM.

DIMENSÕES RLS ARRANJO 4



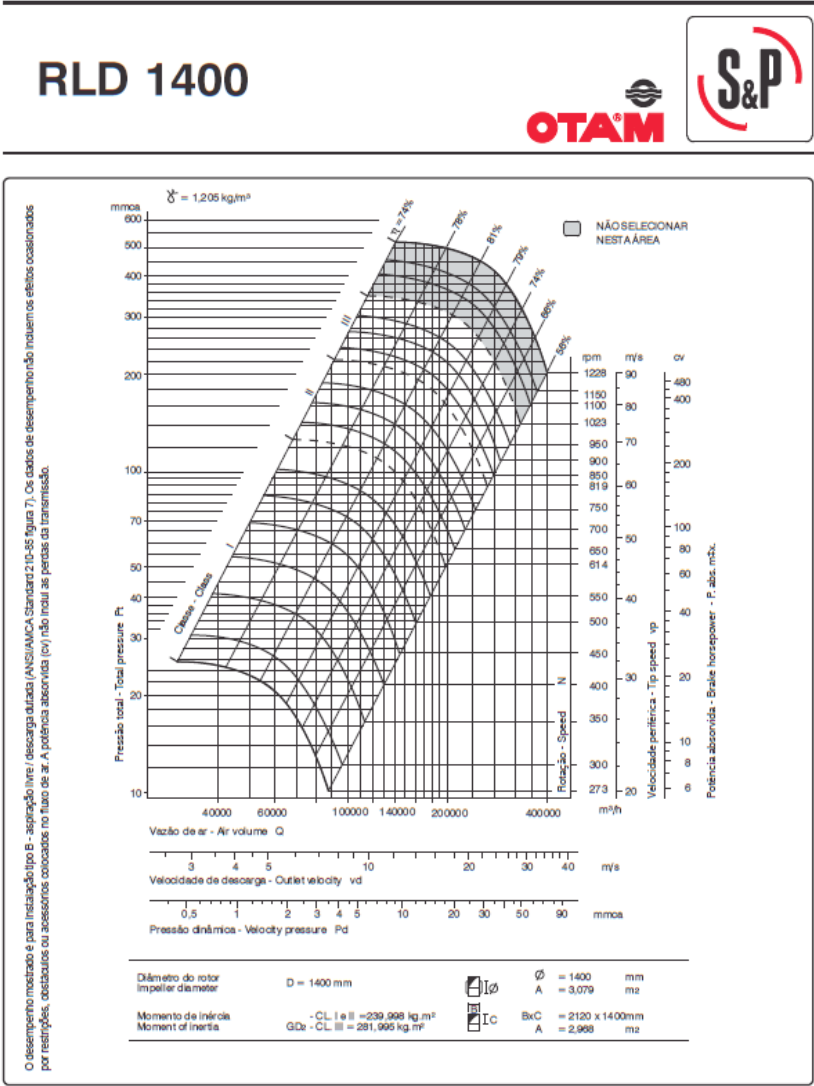
TAMANHO	DC	ØF	LD	M	N1	N4	V1	PESO (kgf) *					BOCA DE ASPIRAÇÃO					BOCA DE DESCARGA									
								CL I	CL II	CL III	CL IV	ØD	ØD2	ØD3	k x ØE	α	P	P2	P3	h x t	S	S2	S3	ix t	ØG		
200	100	10	81	300	19	142,5	132	9	-	-	-	200	233	253	8 x Ø9	45°	160	196	228	1 x 80	200	236	268	2 x 80	11		
224	112	10	91	324	19	152,5	142	11	-	-	-	224	257	277	8 x Ø9	45°	180	216	248	1 x 80	224	260	292	3 x 80	11		
250	125	10	101	360	19	162,5	152	14	14	-	-	250	293	317	8 x Ø9	45°	200	236	268	2 x 80	250	286	318	3 x 80	11		
280	140	10	113	390	19	174,5	164	16	16	-	-	280	323	347	8 x Ø9	45°	224	260	292	2 x 80	280	316	348	3 x 80	11		
315	157,5	10	126,5	425	19	187,5	178	25	25	-	-	315	358	382	8 x Ø9	45°	250	287	319	2 x 80	315	351	383	4 x 80	11		
355	177,5	10	141,5	465	19	202,5	193	31	-	43	-	355	399	423	8 x Ø9	45°	280	317	349	3 x 80	355	391	423	4 x 80	11		
400	200	12	159	520	25	224	235	45	-	62	-	400	452	480	8 x Ø11	45°	315	358	396	2 x 100	400	442	480	4 x 100	14		
450	225	12	179	570	25	249	255	55	-	-	103	450	502	530	8 x Ø11	45°	355	398	436	3 x 100	450	493	531	4 x 100	14		
500	250	12	201,5	620	25	271,5	278	91	91	-	-	500	552	580	8 x Ø11	45°	400	443	481	3 x 100	500	543	581	5 x 100	14		
560	280	12	227	680	25	297	303	113	118	-	-	560	612	640	16 x Ø11	22°30'	450	494	532	4 x 100	560	604	642	5 x 100	14		
630	315	12	252	750	25	322	329	150	156	-	-	630	684	712	16 x Ø11	22°30'	500	544	582	4 x 100	630	674	712	6 x 100	14		
710	365	14	282	850	32	366	384	234	-	250	-	710	780	816	16 x Ø14	22°30'	560	616	666	4 x 125	710	766	816	6 x 125	14		
800	400	14	317,5	960	32	400,5	419	310	310	368	-	800	870	906	16 x Ø14	22°30'	630	687	737	4 x 125	800	857	907	6 x 125	14		
900	450	14	357,5	1050	32	440,5	459	367	413	-	-	900	970	1006	16 x Ø14	22°30'	710	767	817	5 x 125	900	957	1007	7 x 125	14		
1000	500	14	402,5	1150	32	485,5	505	-	518	587	-	1000	1070	1106	16 x Ø14	22°30'	800	857	907	6 x 125	1000	1067	1107	8 x 125	14		
1120	560	18	453,5	1280	38	545,5	561	-	775	994	-	1120	1191	1227	24 x Ø14	15°	900	969	1009	6 x 125	1120	1179	1229	9 x 125	14		
1250	625	18	505	1410	38	607	632	-	1189	-	-	1250	1321	1367	24 x Ø14	15°	1000	1076	1140	6 x 140	1250	1323	1387	9 x 140	14		
1400	700	21	565	1560	44	676	692	-	-	1603	-	1400	1471	1507	24 x Ø14	15°	1120	1196	1260	7 x 140	1400	1473	1537	10 x 140	14		

TAMANHO	POTÊNCIA MÍNIMA RECOMENDADA (cv)				MOTOR CARCAÇA 71			MOTOR CARCAÇA 80			MOTOR CARCAÇA 90			MOTOR CARCAÇA 100L			MOTOR CARCAÇA 112M			MOTOR CARCAÇA 132			MOTOR CARCAÇA 160		
	0,16cv	0,25cv	0,37cv	0,55cv	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V
200	0,16	0,25	0,5	0,75	250	-	333	-	-	-	250	-	374	399	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
224	0,16	0,25	0,5	0,75	250	-	343	-	-	-	250	-	384	409	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
250	0,16	0,25	0,5	1,0	250	-	353	-	-	-	250	-	394	419	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
280	0,16	0,25	0,5	2,0	250	-	366	250	-	384	250	-	407	432	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
315	0,16	0,25	0,5	4,0	250	541	376	250	541	417	442	280	571	489	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
355	0,16	0,25	0,75	7,5	250	571	391	250	571	432	457	-	-	-	280	601	498	315	636	526	-	-	-	-	
400	0,25	0,5	2,0	12,5	-	-	-	250	618	409	250	618	427	452	-	-	-	355	723	581	-	-	-	-	
450	0,33	0,75	3,0	25,0	-	-	-	250	658	427	250	658	445	470	250	658	506	-	-	-	-	450	658	677	721
500	0,5	1,5	5,0	-	-	-	-	-	-	-	250	703	468	480	280	733	529	280	733	546	-	-	-	-	
560	1,0	3,0	10,0	-	-	-	-	-	-	-	250	754	515	-	250	754	564	315	819	609	-	-	-	-	
630	2,0	4,0	15,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	280	834	600	355	909	638	676	400	964	754	

TAMANHO	POTÊNCIA MÍNIMA RECOMENDADA (cv)				MOTOR CARCAÇA 132			MOTOR CARCAÇA 160			MOTOR CARCAÇA 180			MOTOR CARCAÇA 200			MOTOR CARCAÇA 225S/M			MOTOR CARCAÇA 250S/M			MOTOR CARCAÇA 280S/M			MOTOR CARCAÇA 315S/M		
	3,0cv	7,5cv	25,0cv	60,0cv	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V	B1	N	V
710	3,0	7,5	25,0	-	355	983	666	450	1078	782	826	450	1078	848	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
800	6,0	15,0	50,0	-	-	-	-	450	1149	833	877	-	-	-	560	1259	1002	560	1259	1050	-	-	-	-	-	-	-	
900	10,0	25,0	-	-	-	-	-	450	1229	-	906	500	1279	928	966	560	1309	-	1031	-	-	-	-	-	-	-	-	
1000	20,0	50,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	500	1369	-	1011	-	-	-	560	1429	1124	-	-	-	-	-	-	
1120	30,0	75,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	630	1613	1251	710	1693	1308	-	-	-	-		
1250	60,0	125,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	630	1716	1324	800	1886	1441	800	1886	1531	-	-	
1400	100,0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	710	1929	1480	-	-	-	-	-	

* PES

APÊNDICE D: Curva do ventilador centrífugo RLS 1400 OTAM.



APÊNDICE E: Exemplo de catálogo de telas.



Tecidos metálicos







Locais de uso

Amplamente utilizado nas indústrias que filtram ou fazem pendimento da matéria prima de que se utilizam. Entre elas podemos citar as indústrias automobilística, de petróleo e derivados, agrícola, química, cerâmicas,

Material de fabricação

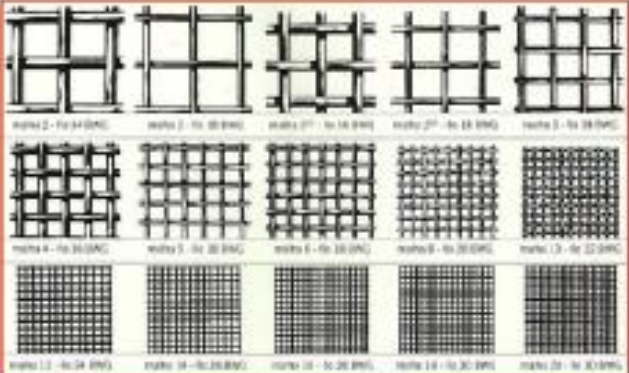
Os tecidos metálicos podem ser fabricados com aço doce trefilado, aço galvanizado, aço inoxidável ou com qualquer outro tipo de ligas não ferrosas.

Nº do tecido

O primeiro número representa o número de malhas em polegadas linear (25,40mm). O segundo, o número do arame conforme fiara BWG.

Tecido em M/M

Arame é o diâmetro do fio. A malha é a abertura entre fios.



TECIDO			TECIDO			TECIDO			TECIDO		
Nº	Arame	Malha	Nº	Arame	Malha	Nº	Arame	Malha	Nº	Arame	Malha
2x4	2,10	1,93	6x22	0,71	3,80	25x16	0,45	1,17	30x31	0,25	0,57
2x10	1,90	11,28	6x24	0,69	3,74	25x28	0,30	1,25	35x31	0,25	0,50
2x20	1,24	11,85	8x18	1,24	2,08	25x32	0,30	1,20	35x32	0,23	0,52
21x24	2,10	8,35	8x20	0,88	2,38	25x33	0,25	1,36	35x33	0,20	0,58
21x25	1,90	8,72	8x22	0,71	2,94	25x34	0,20	0,81	40x32	0,23	0,43
21x28	1,24	9,08	8x24	0,55	2,68	25x36	0,43	0,99	40x33	0,20	0,45
2x4	2,10	6,86	8x25	0,45	2,76	25x38	0,25	1,08	45x32	0,23	0,37
2x6	1,90	7,02	10x20	0,88	1,72	25x40	0,30	1,11	45x33	0,20	0,38
2x8	1,24	7,39	10x22	0,71	1,90	25x42	0,25	1,13	45x34	0,18	0,40
2x10	0,88	7,67	10x24	0,55	2,04	25x44	0,88	0,77	50x33	0,20	0,33
4x4	2,10	4,53	10x26	0,45	2,13	25x45	0,45	0,86	50x34	0,18	0,35
4x6	1,90	4,90	12x22	0,71	1,48	25x48	0,35	0,95	60x34	0,18	0,26
4x8	1,24	5,06	12x24	0,55	1,61	25x50	0,30	0,99	60x35	0,12	0,21
4x10	0,88	5,44	12x26	0,45	1,70	25x51	0,25	1,06	70x36	0,10	0,163
4x12	0,71	5,72	12x28	0,35	1,76	25x52	0,23	1,08	120	0,05	0,129
5x4	1,90	3,44	14x22	0,71	1,17	25x56	0,25	0,98	150	0,05	0,114
5x10	1,24	3,99	14x24	0,55	1,31	25x60	0,20	0,72	180	0,05	0,103
5x20	0,88	4,26	14x26	0,45	1,40	25x61	0,25	0,80	180	0,06	0,080
5x22	0,71	4,45	14x28	0,35	1,49	25x62	0,23	0,82	200	0,05	0,082
6x10	1,90	2,78	14x30	0,30	1,52	25x63	0,20	0,80	220	0,05	0,070
6x18	1,24	3,15	14x31	0,25	1,60	25x64	0,25	0,83	250	0,04	0,060
6x20	0,88	3,42	14x34	0,25	1,66	25x65	0,23	0,85	300	0,04	0,049

APÊNDICE F: Exemplo de catálogo de Honeycombs.



PCGA-XR1 3003 Aluminum Honeycomb



Description:

PCGA-XR1 3003 commercial grade aluminum honeycomb is a lightweight core material offering excellent strength and corrosion resistance for industrial applications at low cost. PCGA-XR1 3003 honeycomb is made from 3003 aluminum alloy foil.

Applications:

PCGA-XR1 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:

- Use temperatures up to 350°F
- High thermal conductivity
- Flame resistant
- Excellent moisture and corrosion resistance
- Fungi resistant
- Low weight / High strength

Availability:

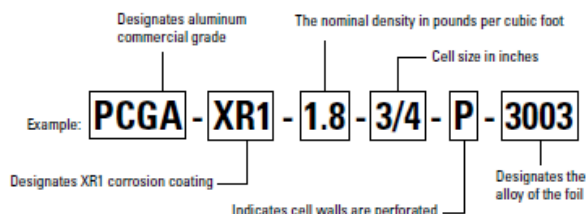
PCGA-XR1 3003 honeycomb is available in four forms: unexpanded blocks, unexpanded slices, untrimmed expanded sheets and cut to size expanded sheets. It is also available with or without cell perforations to facilitate cell venting for certain applications.

Cell Sizes:	1/4" - 1.0"
Densities:	1.4 pcf - 5.2 pcf
Sheet "Ribbon" (L):	48" typical
Sheet "Transverse" (W):	96" typical
Tolerances:	Length: + 6", - 0"
	Width: + 6", - 0"
	Thickness: ± .008" (under 4" thick)
	Density: ± 15%
	Cell Size: ± 15%

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

PCGA-XR1 3003 commercial grade aluminum honeycomb is specified as follows:

Material - Density - Cell Size - Perforated - Alloy



PCGA-XR1 3003 Mechanical Properties								
PLASCORE® Honeycomb Designation			Bare Compressive		Plate Shear			
CORE TYPE	CELL SIZE	DENSITY	STRENGTH PSI	MODULUS KSI	STRENGTH PSI		MODULUS KSI	
					"L"	"W"	"L"	"W"
PCGA-XR1	1/4	5.2	620	148	345	215	63	31
PCGA-XR1	3/8	3.6	325	92	210	130	40	20
PCGA-XR1	1/2	2.5	165	40	130	70	25	15
PCGA-XR1	3/4	1.8	110	24	95	55	16	8
PCGA-XR1	1.0	1.4	75	16	55	40	14	7

Tested at 0.625" per MIL-STD-401 at room temperature.

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

Plascore, Inc., employs a quality management system that is AS/EN/ISO 9100, ISO 9001:2008 and ISO 14001:2004 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.



© 2014 Plascore, Inc. All Rights Reserved. v03.14

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 Walddrausheim
Germany

Phone +49(0) 6707-9143 0

Fax +49(0) 6707-9143 40

Email sales.europe@plascore.com

Web www.plascore.de

APÊNDICE G: Resultados dos cálculos usando o software Microsoft Excel.

1-Dados de projeto.

DADOS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Velocidade na Seção de Teste:	15	m/s
Densidade do Fluido:	1,225	Kg/m ³
Viscosidade:	0,0000179	Pa s
Fluxo Volumétrico:	15	m ³ /s
Temperatura:	20	Celsius
Pressão	101325	Pa

2-Dimensionamento da seção de teste com os valores de projeto.

CÂMARA DE TESTE		
DADOS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Forma Geométrica:	Quadrada	-
Altura	1	m
Largura	1	m
Comprimento	3	m
Área Entrada:	1	m ²
Perímetro:	4	m
Pressão Dinâmica	137,813	m
Velocidade:	15,0	m/s
Razão de Área	1	-
ENTRADA CÂMARA DE TESTE		
Área Câmara de Teste:	1	m ²
Altura	1	m
largura	1	m
Comprimento	3	m
Diâmetro Hidráulico:	1,000	m
Pressão Dinâmica	137,81	Pa
Velocidade:	15	m/s
Perímetro	4	m
SAÍDA CÂMARA DE TESTE		
Área Câmara de Teste:	1	m ²
Altura	1	m
Largura	1	m
Comprimento	3	m
Diâmetro Hidráulico:	1,000	m
Pressão Dinâmica:	137,81	Pa
Velocidade:	15	m/s
Perímetro	4	m
Fator de Atrito:	0,01187	-
Numero Reynolds:	1,03E+06	-

CÂMARA DE TESTE		
Coef. de Perda:	0,035595	-
Coef de Perda Teste	0,035595	Pa
Perda de Pressão:	4,905	Pa

3-Dimensionamento do bocal com os dados de entrada da seção de teste.

BOCAL		
DADOS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Forma Geométrica	Quadrada	-
Altura	2	m
Largura	2	m
Comprimento	2	m
Área Entrada	4	m ²
Perímetro	8	m
Razão de Área	4	-
Pressão Dinâmica	8,613	Pa
Velocidade	3,75	m/s
ENTRADA BOCAL		
Área Bocal	4	m ²
Altura	2	m
Largura	2	m
Comprimento	2	m
Diâmetro Hidráulico	2,000	m
Pressão Dinâmica	8,61	Pa
Velocidade	3,75	m/s
Perímetro	8	m
SAÍDA BOCAL		
Área seção de teste:	1	m ²
Altura	1	m
Largura	1	m
Comprimento	2	m
Diâmetro Hidráulico	1,000	m
Pressão dinâmica	137,81	Pa
Velocidade	15,000	m/s
Perímetro	4,00	m
Fator de Atrito:	1,11E-02	-
Numero de Reynolds	1,54E+06	-

BOCAL		
COEFICIENTE DE PERDA	0,007095239	-
Coef. Perda Teste	0,000443452	Pa
PERDA PRESSÃO	0,06111329	Pa

4-Dimensionamento da colmeia com os dados de entrada do bocal.

HONEYCOMBS		
DADOS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Forma Geométrica	Quadrada	-
Forma Célula	hexagonal	-
Altura	2	m
Largura	2	m
Rugosidade Material	0,0000005	-
Comprimento	0,032	m
Espessura	0,001	m
Porosidade	0,8	-
Diâmetro Hidráulico Celula	0,004	m
Pressão Dinâmica	8,613	Pa
Velocidade	3,75	m/s
Área Célula HC	0,534325	m ²
Área HC	4,00	m ²
Fator de Atrito	9,50E-02	-
Numero de Reynolds	0,128317039	-

HONEYCOMBS		
COEFICIENTE DE PERDA - h		
0,128317039	Re < 275	0,012646398
0,128317039	Re > 275	0,005877239
COEFICIENTE DE PERDA		
	Coef. Perda Teste	Coef. Perda
0,128317039	0,017491248	0,279853963
0,128317039	0,010219755	0,163516075
PERDA DE PRESSÃO		
0,128317039	2,41051257	Pa
0,128317039	1,408409943	Pa

5-Dimensionamento das telas com os dados de entrada do bocal.

TELAS		
DADOS ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Forma Geométrica	Quadrada	-
Forma Celula	Quadrada	-
Altura	2	m
Largura	2	m
Diâmetro Arame	0,0003	m
Comprimento Malha	0,0099	m
Numero de Telas	2	-
K mesh	1,3	-
Densidade da Malha	101,010101	-
Porosidade	0,8	-
Solidez	0,2	-
Pressão dinâmica	153,610	Pa
Velocidade	15,84	m/s
Numero de Reynolds	325,13	-

TELAS		
325,1329695	0<=Reyn<400	1,074013048
325,13	Reyn>400	1
COEFICIENTE DE PERDA		
	Coef. Perda	Coef. Perda Teste
325,1329695	0,683486785	0,761835139
325,1329695	0,645	0,718936599
PERDA DE PRESSÃO		
325,1329695	104,990405	Pa
325,1329695	99,07845	Pa

6-Dimensionamento da câmara de estabilização com os dados de entrada do bocal.

CÂMARA ESTABILIZAÇÃO		
DADOS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Forma Geométrica	Quadrada	-
Altura	2	m
Largura	2	m
Comprimento	1,1	m
Área Entrada	4	m ²
Perímetro	8	m
Pressão Dinâmica	8,613	m
Velocidade	3,75	m/s
Diâmetro Hidráulico	2,000	m
Razão de Área	1	-
ENTRADA CÂMARA		
Área Câmara	4	m ²
Diâmetro Hidráulico	2,000	m
Pressão Dinâmica	8,61	Pa
Velocidade	3,75	m/s
Perímetro	8	m
SAÍDA CÂMARA		
Área Câmara	4	m ²
Diâmetro Hidráulico	2,000	m
Pressão dinâmica	8,61	Pa
Velocidade	3,75	m/s
Perímetro	8	m
Fator de Atrito:	0,01	-
Numero de Reynolds	5,13E+05	-

CÂMARA ESTABILIZAÇÃO		
COEFICIENTE DE PERDA	0,00737011	
Coef. Perda teste	0,000460632	Pa
PERDA DE PRESSÃO	0,06348083	Pa

7-Dimensionamento do difusor grande angular com os dados de entrada do bocal.

DIFUSOR - GRANDE ANGULAR		
DADOS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Forma Geométrica:	Quadrado	-
Altura	1,095	m
Largura	0,865	m
Razão de Área	4,22	-
Área Entrada	0,9472	m ²
Perímetro:	3,920	m
Ângulo Cone Lateral	45	Graus
Ângulo Cone	0,785	Rad
Ângulo Cone Superior	27,452	Graus
Ângulo Cone	0,479	Rad
ENTRADA DIFUSOR		
Área Câmara de Teste:	0,947175	m ²
Altura	1,095	m
Largura	0,865	m
Comprimento	1,09	m
Diâmetro Hidráulico:	0,967	m
Pressão Dinâmica	153,61	Pa
Vazão	15,000	m ³ /s
Velocidade	15,837	m/s
Perímetro	3,920	m
SAÍDA DIFUSOR		
Área seção de Teste:	4,00	m ²
Altura	2,00	m
Largura	2,00	m
Comprimento	1,0930	m
Diâmetro Hidráulico:	2,000	m
Pressão Dinâmica:	8,61	Pa
Vazão	15,0	m ³ /s
Velocidade:	3,75	m/s
Perímetro	8,00	m
Fator de Atrito:	0,01152	-
Numero Reynolds:	1,05E+06	-

DIFUSOR GRANDE ANGULAR			
Quadrado			
Coeficiente de Perdas Quadrado - Variáveis			
Faixa Ângulo	Ke	Kex	Kf
0< α <3	0,09297068	0,054153913	0,000960815
3< α <10	0,101094804	0,058886083	0,000960815
10< α	0,0328281	0,019121836	0,000960815
Retângulo			
Coeficiente de Perdas Retângulo - Variáveis			
Faixa Ângulo	Ke	Kex	Kf
0< α <3	-0,139999985	-0,08154772	0,000960815
3< α <9	21418,55239	12475,95936	0,000960815
9< α <10	94,3719375	54,97012288	0,000960815
10< α	7,57761	4,413834916	0,000960815
Quadrado			
Ângulo Cone	Coef. Perda	Coef. Perda Teste	
45	0,055114728	0,003444671	
45	0,053846899	0,003744031	
45	0,020082691	0,001255166	
Perda de Pressão			Unid
45	8,466342392		Pa
45	9,193265572		Pa
45	3,084957578		Pa
Retângulo			
Ângulo Cone	Coef. Perda	Coef. Perda Teste	
45	-0,080586905	-0,089826406	
45	12475,96032	13906,36203	
45	54,9710837	61,27366325	
45	4,414735732	4,320963692	
Perda de Pressão			Unid
45	-12,37920163		Pa
45	1916470,518		Pa
45	8444,276717		Pa
45	678,1703088		Pa

8-Dimensionamento do difusor com os dados de saída da seção de teste.

DIFUSOR		
DADOS DE ENTRADA	VALOR	UNIDADE
Forma Geométrica:	Retângulo	-
Altura	1	m
Largura	1	m
Comprimento	3	m
Área Entrada	1	m ²
Perímetro:	4,000	m
Razão de Área	2,25	-
Pressão Dinâmica	137,81	Pa
Velocidade	15	m/s
Delta	0,083	-
Ângulo Cone	2,73	Graus
Ângulo	0,048	Rad
Diâmetro Hidráulico entrada:	1,000	m
ENTRADA DIFUSOR		
Área Câmara de Teste:	1	m ²
Altura	1	m
Largura	1	m
Comprimento	3,00000	m
Diâmetro Hidráulico:	1,000	m
Pressão Dinâmica	137,81	Pa
Velocidade	15	m/s
Perímetro	4,000	m
SAÍDA DIFUSOR		
Área seção de Teste:	2,25	m ²
Altura	1,50	m
Largura	1,50	m
Comprimento	3,00	m
Diâmetro Hidráulico:	1,500	m
Pressão Dinâmica:	27,22	Pa
Velocidade:	6,67	m/s
Perímetro	6,00	m
Fator de Atrito:	0,01156	-
Numero Reynolds:	1,03E+06	-

DIFUSOR			
Quadrado			
Coeficiente de Perdas - Variáveis			
Faixa Ângulo	Ke	Kex	Kf
0< α <1,5	0,096032349	0,029639614	5,51805E-05
1,5< α <5	0,120065254	0,037057177	5,51805E-05
5< α	-0,010427556	-0,003218381	5,51805E-05
Retângulo			
Coeficiente de Perdas Retângulo - Variáveis			
Faixa Ângulo	Ke	Kex	Kf
0< α <3	0,099746113	0,030785837	4,90E+03
3< α <9	0,32044846	0,098903846	4,90E+03
9< α <10	5,670693779	1,750214129	4,90E+03
10< α	-1,352003678	-0,417285086	4,90E+03
Quadrado			
Ângulo	Coef. Perda	Coef. Perda Teste	
2,728885453	0,029634794	0,005865638	
2,728885453	-0,037112358	0,007330836	
2,728885453	0,009163201	-0,00062483	
PERDA DE PRESSÃO			Unid
2,728885453	4,092313832		Pa
2,728885453	5,114546776		Pa
2,728885453	-0,43592863		Pa
Retângulo			
Ângulo Cone	Coef. Perda	Coef. Perda Teste	
2,728885453	4899,374332	4899,374332	
2,728885453	4900,04245	4900,04245	
2,728885453	4901,69376	4901,69376	
2,728885453	4899,526261	4899,526261	
Perda de Pressão			Unid
2,728885453	4899,374332		Pa
2,728885453	4900,04245		Pa
2,728885453	4901,69376		Pa
2,728885453	4899,526261		Pa