



PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO DE
BAIXO CUSTO

Ana Maria Dantas Balmant

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 Engenheira.

Orientadores: Gustavo Rabello dos Anjos
Evelyn Soares Barbosa

Rio de Janeiro
Janeiro de 2025

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO DE
BAIXO CUSTO

Ana Maria Dantas Balmant

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRA MECÂNICA.

Examinado por:

Prof. Gustavo Rabello dos Anjos, D.Sc. (Orientador)

Evelyn Soares Barbosa, Eng. (Coorientador)

Prof. Átila Pantaleão Silva Freire, Ph.D.

Prof. Marcelo Amorim Savi, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL
JANEIRO DE 2025

Dantas Balmant, Ana Maria

Projeto e Construção de um Túnel de Vento Subsônico de Baixo Custo/Ana Maria Dantas Balmant. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2025.

XIII, 76 p.: il.; 29, 7cm.

Orientadores: Gustavo Rabello dos Anjos

Evelyn Soares Barbosa

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2025.

Referências Bibliográficas: p. 57 – 60.

1. Túnel de Vento. 2. Mecânica dos Fluidos. 3. Aerodinâmica. 4. Projeto e Construção. I. Rabello dos Anjos, Gustavo *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Título.

*“A mente que se abre a uma
nova ideia jamais voltará ao seu
tamanho original.”
(Albert Einstein).*

Agradecimentos

Última etapa dessa longa jornada e eu não tenho sentimento maior do que gratidão. Agradeço a Deus por ter me dado tanta força, coragem e sabedoria para lidar com os desafios do trajeto.

Agradeço a família Dantas Balmant por sempre terem abdicado de tanto, para que todas as oportunidades me fossem oferecidas. Vocês foram minha base, minha fortaleza e com muito amor, estamos chegando ao final desse ciclo. E sem vocês, nada disso seria possível.

Um agradecimento especial à minha parceira, Evelyn Barbosa, que esteve ao meu lado desde o início desse projeto e que acalma minhas crises de ansiedade com todas as entregas, me deu um suporte essencial nessa fase.

Agradeço aos meus cachorros Bento e Berenice pelas parcerias da madrugada, quando eu tinha que escrever esse trabalho.

Gostaria também de agradecer à todos os professores que passaram por essa trajetória, que me deram o conhecimento para chegada desse tão desejado título de Engenheira Mecânica e contribuíram imensuravelmente para conclusão desse projeto. Professores do CEFET e da UFRJ, a vocês, o meu muito obrigada.

Meu querido Vaskin, minha inspiração para ingressar no curso de engenharia, muitíssimo obrigada por tudo, você continuará para sempre sendo uma inspiração para mim.

Aos amigos-irmãos que encontrei por esse caminho, que com muita parceria, tornaram o percurso mais leve e prazeroso, vocês foram uma peça essencial dessa jornada e eu guardo em meu coração, muitas boas memórias. Obrigada!

Obrigada também a todos aqueles que contribuíram para realização desse trabalho, Seu Menino José Almir, Evelyn, Yago, Lionel, prof. Rabello, prof. Jacoud, UFRJ, sem dúvidas eu cresci muito com essa realização.

Gostaria de agradecer especialmente ao meu orientador, Gustavo Rabello, que de prontidão abraçou o projeto e me guiou de maneira a tranquilizar-me. E também aos professores Átila Pantaleão e Marcelo Savi, que aceitaram participar da banca.

A todos vocês, o meu muito obrigada!

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenharia Mecânica.

PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO DE BAIXO CUSTO

Ana Maria Dantas Balmant

Janeiro/2025

Orientadores: Gustavo Rabello dos Anjos
Evelyn Soares Barbosa

Curso: Engenharia Mecânica

Os túneis de vento são ferramentas que viabilizam o estudo do comportamento aerodinâmico de objetos em interação com o escoamento do ar, com papel importante no desenvolvimento de novas tecnologias. Porém, túneis de vento comerciais apresentam dimensões e custos elevados, não sendo uma opção viável para pesquisas de menor escala. Portanto, neste trabalho foi desenvolvido o projeto de um túnel de vento subsônico de baixo custo, destinado a fins acadêmicos, para tornar os estudos de pequeno porte em túneis de vento, viável e acessível. O objetivo foi dimensionar cada componente do túnel de vento, incluindo o ventilador, além de calcular todas as perdas de carga e pressão do sistema, com base nas especificações de projeto fornecidas. Os cálculos foram realizados em planilhas desenvolvidas no Microsoft Excel, enquanto os desenhos dos componentes e o projeto conceitual foram elaborados utilizando o software SolidWorks. O dimensionamento foi seguido pela construção física do túnel de vento, empregando materiais acessíveis. Os resultados demonstraram coerência com o esperado, atendendo aos requisitos solicitados para as aplicações aerodinâmicas previstas no projeto. Este trabalho contribui significativamente para o desenvolvimento acessível de estudos aerodinâmicos no ensino e na pesquisa.

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

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A LOW COST SUBSONIC WIND TUNNEL

Ana Maria Dantas Balmant

January/2025

Advisors: Gustavo Rabello dos Anjos

Evelyn Soares Barbosa

Course: Mechanical Engineering

Wind tunnels are essential tools for studying the aerodynamic behavior of objects interacting with airflow, playing a crucial role in the development of new technologies. However, commercial wind tunnels have large dimensions and high costs, making them an unfeasible option for small-scale research. This study developed the design of a low-cost subsonic wind tunnel aimed at academic purposes, making small-scale studies in wind tunnels viable and accessible. The goal was to size each component of the wind tunnel, including the fan, and calculate all system pressure losses, based on the provided design specifications. The calculations were performed using spreadsheets developed in Microsoft Excel, while the component drawings and conceptual design were created using SolidWorks. The design process was followed by the physical construction of the wind tunnel using accessible materials. The results showed consistency with expectations, meeting the requirements for the aerodynamic applications outlined in the project. This work significantly contributes to the accessible development of aerodynamic studies in education and research.

Sumário

Lista de Figuras	x
Lista de Tabelas	xiii
1 Introdução	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivo	2
1.3 Metodologia	2
1.4 Projeto Conceitual	3
2 Fundamentação Teórica	5
2.1 Princípio de Funcionamento	5
2.1.1 Aerodinâmica e Princípio de Bernoulli	5
2.1.2 Forças de Arrasto, Sustentação, Peso e Empuxo	6
2.1.3 Camada Limite	7
2.1.4 Comportamento do Escoamento no Túnel	8
2.1.5 Classificação dos Movimentos de Fluido	9
2.1.6 Número de Reynolds	11
2.1.7 Número de Mach	11
2.1.8 Pressão Dinâmica e Perdas de Carga	12
2.2 Tipos de Túnel	13
2.2.1 Circuito Aberto e Circuito Fechado	13
2.2.2 Subsônico, Sônico, Transônico, Supersônico e Hipersônico	15
2.2.3 Soprador x Sugador	15
2.3 Componentes de um Túnel de Vento	16
2.3.1 Câmara de Testes	16
2.3.2 Difusor	17
2.3.3 Bocal de Contração	20
2.3.4 Câmara de Estabilização	22
2.3.5 Ventilador	26

3	Dimensionamento e Construção	29
3.1	Projeto	29
3.1.1	Caracterização do Escoamento	30
3.2	Dimensionamento dos componentes do Túnel de Vento	31
3.2.1	Câmara de Testes	31
3.2.2	Difusor	33
3.2.3	Bocal de Contração	35
3.2.4	Câmara de Estabilização	38
3.2.5	Perda Total de Pressão	43
3.2.6	Ventilador	43
3.3	Construção	45
4	Análise Comparativa, Desafios e Projeto Executado	51
4.1	Comparativo Comportamental do Escoamento	51
4.2	Comparativo Custos	52
4.3	Desafios	53
4.4	Projeto do Túnel de Vento Executado	53
5	Conclusão	55
5.1	Trabalhos Futuros	55
	Referências Bibliográficas	57
A	Catálogos	61
B	Memória de Cálculo	65
C	Orçamento do Projeto	73
D	Desenhos Técnicos	76

Lista de Figuras

1.1	Projeto Conceitual do Túnel de Vento. Fonte: Autoria Própria.	4
2.1	Representação das forças atuantes na aerodinâmica de drones.	7
2.2	Representação do comportamento da Camada Limite, no componente Difusor.	8
2.3	Comportamento do escoamento no Túnel de Vento, nas regiões do bocal de contração, câmara de testes e difusor.	9
2.4	Comportamento do Escoamento nas fases em que se encontra Turbulento, em Transição e Laminar. Fonte: MUNSON <i>et al.</i> [1].	10
2.5	Túnel de Vento de Circuito Aberto do tipo Sugador. Fonte: Adaptado de BARLOW <i>et al.</i> [2].	14
2.6	Túnel de Vento de Circuito Fechado, com recirculação do ar. Fonte: Adaptado de BARLOW <i>et al.</i> [2].	15
2.7	Geometria e parâmetros do Difusor. Fonte: Autoria Própria.	18
2.8	Geometrias e Dimensões do Bocal de Contração.	21
2.9	Componentes da Câmara de Estabilização: Telas e Colmeia.	22
2.10	Diferentes geometrias para as células das Colmeias: a) circulares, b) quadradas, c) hexagonais e d) triangulares. Fonte: BARLOW <i>et al.</i> [2].	23
2.11	Especificações da Tela: diâmetro do fio d_w e espaçamento entre os fios w_m . Fonte: PEREIRA [3].	25
2.12	Curvas de Rendimento, Potência e Característica de um ventilador. Fonte: https://www.feg.unesp.br/	27
2.13	Conjunto Sistema x Ventilador representando o ponto de operação na interseção das curvas características do sistema e do ventilador. Fonte: CLEZAR e NOGUEIRA [4].	28
3.1	Fluxograma de etapas do projeto e construção de um túnel de vento subsônico e do tipo aberto. Fonte: Autoria Própria.	30
3.2	Desenho esquemático da câmara de testes, detalhando a seção transversal com medidas A e B e seu comprimento L. Estes valores podem ser encontrados na Tabela 3.3. Fonte: Autoria Própria.	32

3.3	Projeto e construção da Câmara de Teste - (a) Projeto da Câmara de Teste em sua fase conceitual, realizado através do software SolidWorks; (b) Projeto da Câmara de Teste finalizado. Fonte: Autoria Própria.	33
3.4	Desenho esquemático do difusor, detalhando a seção transversal com medidas A e B, C e D, seu comprimento L e seu ângulo cônico. Estes valores podem ser encontrados na Tabela 3.5. Fonte: Autoria Própria.	34
3.5	Projeto e Construção do Difusor - (a) Projeto do Difusor em sua fase conceitual, realizado através do software SolidWorks; (b) Projeto do difusor finalizado. Fonte: Autoria Própria.	35
3.6	Desenho esquemático do Bocal de Contração, detalhando a seção transversal com medidas A e B, C e D, seu comprimento L e seu ângulo cônico. Estes valores podem ser encontrados na Tabela 3.7. Fonte: Autoria Própria.	37
3.7	Projeto e Construção do Bocal de Contração - (a) Projeto do Bocal de Contração em sua fase conceitual, realizado através do software SolidWorks; (b) Projeto do Bocal de Contração finalizado. Fonte: Autoria Própria.	37
3.8	Desenho esquemático da Câmara de Estabilização, detalhando a seção transversal com medidas A e B e seu comprimento L. Estes valores podem ser encontrados na Tabela 3.9. Fonte: Autoria Própria.	39
3.9	Ventilador V70 - Goar. Fonte: https://loja.goar.com.br/	44
3.10	Peças já cortadas para construção do componente Câmara de Teste do Túnel de Vento. Fonte: Autoria Própria.	46
3.11	Peças do Bocal de Contração sendo cortadas, cortadas e unidas. - a) Placa de compensado já marcada, na máquina de corte, para obtenção de uma peça do componente Bocal de Contração do Túnel de Vento; b) Todas as peças para montagem do Bocal de Contração já cortadas.; c) Peças do Bocal de Contração já aparafusadas e unidas, com massa para madeira em suas junções (para melhor vedação do túnel), formando o componente Bocal de Contração do Túnel de Vento. Fonte: Autoria Própria.	47
3.12	Suportes Difusor e Câmara de Teste. - a) Suporte do componente Difusor do Túnel de Vento do lado que fará junção com a Câmara de Teste.; b) Suportes da Câmara de Teste, que farão junção de um lado com o componente Difusor e do outro com o componente Bocal de Contração. Fonte: Autoria Própria.	48
3.13	Câmara de Testes com as placas de acrílico e com o suporte do tipo escotilha com duas tramelas. Fonte: Autoria Própria.	49

3.14 Túnel de Vento já montado. - a) e b) Montagem do Túnel de Vento para testar os suportes, antes de seus acabamentos e finalizações.	
Fonte: Autoria Própria.	50
3.15 Túnel de Vento com todos os tratamentos e já finalizado no laboratório da UFRJ. - a) Túnel de Vento finalizado visto pelo lado do componente Difusor.; b) Túnel de Vento finalizado visto pelo lado do componente Bocal de Contração. Fonte: Autoria Própria.	50
4.1 Projeto do Túnel de Vento Executado e localizado na sala de exposição 8 do espaço Coppe.	54
4.2 Projeto do Túnel de Vento Executado e localizado na sala de exposição 8 do espaço Coppe.	54

Lista de Tabelas

3.1 Tabela de constantes e de variáveis pré definidas: densidade, viscosidade dinâmica, temperatura ambiente, pressão atmosférica, velocidade de escoamento e velocidade do som no ar.	29
3.2 Relação dos coeficientes i com os componentes do túnel.	31
3.3 Especificações dimensionais da Câmara de Teste.	32
3.4 Perdas de Carga e Pressão - Câmara de Testes.	33
3.5 Especificações dimensionais do Difusor.	34
3.6 Perdas de Carga e Pressão - Difusor.	35
3.7 Especificações dimensionais do Bocal de Contração.	36
3.8 Perdas de Carga e Pressão - Bocal de Contração.	38
3.9 Especificações dimensionais da Câmara de Estabilização.	39
3.10 Perdas de Carga e Pressão - Câmara de Estabilização.	40
3.11 Especificações dimensionais da Colmeia.	41
3.12 Perdas de Carga e Pressão - Colmeia.	41
3.13 Especificações dimensionais das Telas.	42
3.14 Perdas de Carga e Pressão - Telas.	43
3.15 Perda Total de Pressão do Sistema.	43
3.16 Especificações Técnicas do Ventilador.	45
4.1 Comparativo entre as seções do túnel de vento.	51
4.2 Resultados de diferença de pressão, áreas e velocidades de componentes do túnel.	52
C.1 Orçamento do Projeto.	74

Capítulo 1

Introdução

O estudo do comportamento aerodinâmico de objetos em interação com o escoamento do ar é de suma importância para o desenvolvimento de tecnologias. Esse estudo é realizado principalmente na área aeronáutica e automotiva, por grandes empresas desses ramos.

Para viabilizar esse estudo de forma controlável e replicável, utilizam-se os túneis de vento como ferramenta. São equipamentos que permitem simular o escoamento em diferentes condições e analisar fenômenos como sustentação, arrasto e estabilidade.

Entretanto, as grandes empresas geralmente utilizam túneis de vento comerciais, que possuem custos elevados e enormes dimensões, não sendo uma opção viável para pesquisas de menor escala, por exemplo. Portanto, o desenvolvimento de túneis de vento de baixo custo, apareceu como uma solução viável e promissora, tornando estudos de pequeno porte acessíveis.

Como visto em ARIFUZZAMAN e MASHUD [5], as instituições acadêmicas podem utilizar os túneis de vento para diversas aplicações, como por exemplo calibração de equipamentos, estudos de resistência do ar em protótipos reduzidos, bem como análise de sustentação, arrasto e estabilidade, testes de eficiência aerodinâmicas, entre outros. Pode-se dizer que os túneis de vento de baixo custo construídos por instituições acadêmicas possuem mais simplicidade e acessibilidade, além das oportunidades de customizações serem altas, podendo utilizá-lo para pesquisas diferentes.

1.1 Motivação

De acordo com a demanda de realização de estudos experimentais para validação de projetos de pequena escala do laboratório LEAD - "Laboratório de Controle e Automação, Engenharia de Aplicação e Desenvolvimento", viu-se a necessidade de obtenção de um túnel de vento de pequeno porte, já que os túneis de vento comerciais

além de apresentarem custos elevados, muitas vezes nem atendem aos pequenos projetos.

Assim, como o laboratório LEAD enfrentava esse desafio, foram analisadas as possibilidades de construção de um túnel de vento próprio. Eles possuíam projetos que precisavam realizar medições em drones, com condições controladas e segurança, e além disso, possuíam também demandas de calibrações de equipamentos e simulações e análises aerodinâmicas de diferentes protótipos.

Diante desse contexto, o desenvolvimento de um túnel de vento de pequeno porte e baixo custo surgiu como uma solução viável para atender não só as demandas do projeto de drones, mas também todas as outras demandas do laboratório. A possibilidade de criar um equipamento eficiente utilizando materiais simples e técnicas construtivas acessíveis representou uma boa solução para esses problemas.

1.2 Objetivo

Diante dessas motivações, o presente estudo tem como objetivo desenvolver o projeto conceitual e, posteriormente, construir um protótipo de um túnel de vento do tipo aberto e de baixo custo, compatível com o espaço físico disponível no laboratório.

1.3 Metodologia

Para a construção do túnel de vento, inicialmente foram analisadas as exigências técnicas, como por exemplo velocidade necessária para testes, e também foram analisadas as viabilidades físicas do projeto, como por exemplo espaço disponível, circulação de vento do ambiente, temperatura, entre outros.

Uma vez analisados os aspectos demandados, começou-se um estudo bibliográfico sobre construção de túneis de vento e modelos de túneis já existentes, com demandas semelhantes foram analisados, priorizando aqueles com baixo custo e boa eficiência operacional. Além disso, uma visita ao laboratório MFA - Laboratório de Mecânica dos Fluidos e Aerodinâmica, na UFRJ, foi feita, para visualizar os túneis de vento lá existentes, o que foi de extrema preciosidade para esse projeto.

O túnel de vento será do tipo aberto e subsônico, composto por 5 partes, que seguirão a ordem de dimensionamento a seguir: a câmara de testes, difusor, bocal de contração, câmara de estabilização (composta por telas e colmeia) e ventilador. Os dimensionamentos foram todos baseados com base nos princípios de aerodinâmica e das análises teóricas apresentadas na revisão bibliográfica.

Os estudos bibliográficos serão apresentados no capítulo [2](#), onde abordará os princípios de funcionamento, os tipos de túneis e seus componentes. A parte deta-

lhada do projeto, do dimensionamento e construção, será apresentada no capítulo [3](#), de Dimensionamento e Construção. O capítulo [??](#) tratará sobre os orçamentos feitos no início do projeto e por fim, os capítulos [4](#) e [5](#) tratarão sobre as Análises Comparativas, Desafios, Projeto Executado e Conclusões.

A construção foi realizada com materiais acessíveis, como compensado naval, alumínio e acrílico, a fim de garantir leveza, durabilidade, facilidade de obtenção dos materiais e de construção.

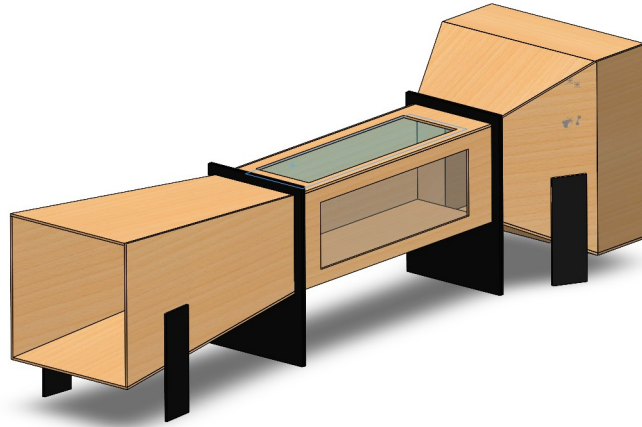
1.4 Projeto Conceitual

O projeto conceitual partiu da premissa de que o túnel de vento deveria fazer medições de drones com dimensões 92x92x29mm e deveria ocupar uma área de aproximadamente 3 metros no laboratório LEAD.

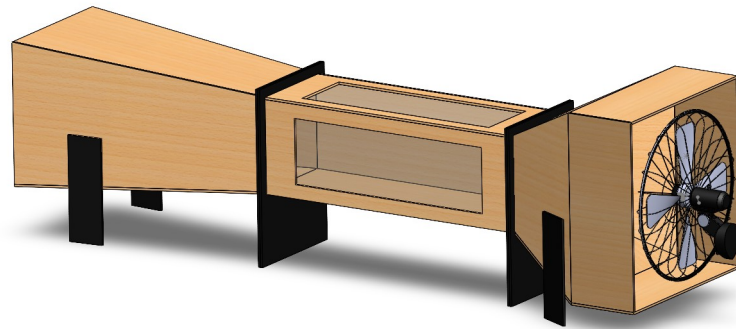
Por se tratar de um túnel de vento que precisava ser construído com baixo custo, seu design foi pensado para atender esse requisito e as aproximações que facilitariam a construção sem prejudicar a eficiência, foram feitas. Além disso, todos os materiais do laboratório LEAD que estavam à disposição do projeto, foram utilizados.

Visto isso, o projeto foi pensado para ser um túnel de vento do tipo aberto, subsônico (devido a velocidade necessária da câmara de teste), e o bocal de contração foi projetado sem curvaturas, com formato próximo ao do difusor, porém, respeitando o ângulo e comprimento estabelecidos pela bibliografia.

Para o principal material utilizado na construção do túnel de vento, foi pensado no compensado naval, por possuir baixo custo, leveza, durabilidade, baixa absorção de água, entre outras características. Porém, acrílico, alumínio e aço também serão utilizados na câmara de teste para visualização dos experimentos, na colmeia, e telas, respectivamente.



(a) Vista Isométrica do projeto conceitual do Túnel de Vento.



(b) Vista Auxiliar do projeto conceitual do Túnel de Vento com o ventilador .

Figura 1.1: Projeto Conceitual do Túnel de Vento.
Fonte: Autoria Própria.

Nas figuras [1.1a](#) e [1.1b](#), apresentadas acima, pode ser observado o projeto conceitual do túnel de vento, que foi a maneira como o projeto foi pensado, antes do início da fabricação e ele foi feito através do software SolidWorks. Observa-se também nas figuras abaixo que alguns detalhes do projeto ainda serão estudados, como por exemplo, o suporte para o ventilador.

Capítulo 2

Fundamentação Teórica

O projeto de um túnel de vento é regido por alguns princípios já conhecidos e estudados nos ramos de física e engenharia, princípios esses que descrevem comportamentos que serão necessários em futuras análises.

Para projetar e construir um túnel de vento, deve-se primeiro saber qual sua finalidade, o que deseja-se fazer com aquele equipamento. E assim, conceitos fundamentados na aerodinâmica que esclarecem comportamentos e características de fluidos devem ser aplicados.

Além disso, existem diferentes tipos de túneis de vento, com diversas características e aplicabilidade, então torna-se necessários um prévio conhecimento sobre cada um deles, para o melhor direcionamento de construção, para aquela determinada finalidade.

Neste capítulo, serão esclarecidos alguns dos conceitos necessários para que seja realizado o projeto e construção de um túnel de vento, entre eles encontram-se: Número de Reynolds, Número de Mach, Teorema de Bernoulli, Camada Limite, Forças de Sustentação e Arrasto, túneis de tipo aberto ou fechado, supersônico e hipersônicos, entre outros.

2.1 Princípio de Funcionamento

2.1.1 Aerodinâmica e Princípio de Bernoulli

A aerodinâmica é um ramo da mecânica dos fluidos que estuda o movimento de corpos sólidos no ar, ou seja, estuda a relação entre o ar e os objetos em movimento. E, quando um corpo está em movimento relativo ao ar, a relação entre o corpo e o fluxo de ar gera diversas forças que influenciam diretamente no desempenho, estabilidade e eficiência energética. [6]

Em aerodinâmica, um conceito fundamental é o Princípio de Bernoulli, que é aplicado em diversas situações, como por exemplo adesões de carros ao chão, e até

mesmo na natureza, na maneira de voo dos pássaros, e no nosso caso de estudo, aplicado em simulações com túneis de vento. [7]

De acordo com RAOL e SINGH [7], CENGEL e CIMBALA [8] e KERMODE [9], o princípio de Bernoulli descreve o comportamento de um fluido movendo-se ao longo da linha de corrente e traduz para os fluidos o princípio da conservação de energia. É uma relação aproximada entre pressão, velocidade e elevação e é válida em regiões de escoamento incompressível e em regime permanente, onde as forças de atrito resultantes são desprezíveis.

As condições impostas acima (incompressibilidade, regime permanente e ausência de atrito) trazem a garantia de conservação de energia mecânica ao longo de uma linha de corrente e, o Princípio de Bernoulli é essencialmente uma aplicação da conservação de energia para fluidos em movimento.

O Princípio de Bernoulli também afirma que a pressão de um fluido diminui conforme sua velocidade aumenta. No caso de uma asa ou hélice, por exemplo, o fluxo de ar que passa por cima da superfície se move mais rapidamente do que o fluxo de ar que passa por baixo, criando uma região de baixa pressão no topo e alta pressão embaixo.

A equação de Bernoulli está representada abaixo:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \text{constante} \quad (2.1)$$

Onde p é a pressão estática do fluido, V é a velocidade e z é a elevação entre os pontos 1 e 2, ao longo da linha de corrente de um escoamento incompressível, sem atrito e em regime permanente, com massa específica representada por ρ .

2.1.2 Forças de Arrasto, Sustentação, Peso e Empuxo

Como visto em MATOS e ARÊAS [10] e NASA [11], os princípios de voos em drones são baseados nos mesmos princípios aerodinâmicos que regem a aviação tradicional, e incluem, sustentação, arrasto, empuxo e peso. E as forças associadas a esses conceitos são utilizadas para compreender o fluxo de ar, são elas:

- Força de Arrasto: O arrasto é a componente da força sobre um corpo que atua paralelamente à direção do movimento relativo. [12]

- Força de Sustentação: A sustentação é definida como a componente da força do fluido perpendicular ao movimento do fluido. [12]

Ela pode ser explicada através da Teoria da Circulação de Kutta-Joukowski, onde o conceito de circulação refere-se ao movimento rotacional do fluido ao redor da asa, e que irá impor ao fluxo de ar um padrão resultando em diferentes velocidades, que geram diferença de pressão e resultam na sustentação. [13].

- Força Peso: É a força de atração gravitacional que atua sobre corpos que possuem massa.

- Força Empuxo: É uma força vertical e para cima que um fluido exerce sobre um objeto imerso ou parcialmente imerso nele. [14]

A aplicação das forças explicadas acima se dão quando um drone está em voo e a atuação delas no drone, pode ser observada abaixo, na figura 2.1.

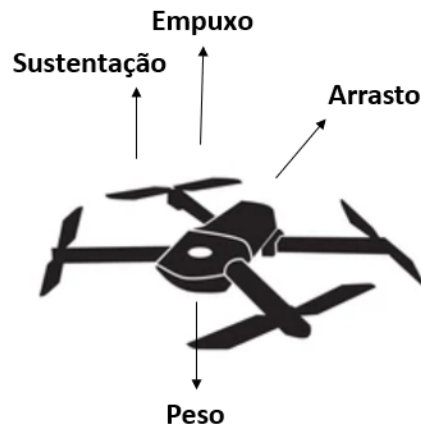


Figura 2.1: Representação das forças atuantes na aerodinâmica de drones.

Fonte: Adaptado de <https://www.shutterstock.com>.

2.1.3 Camada Limite

Camada Limite foi um conceito introduzido originalmente por Ludwig Prandtl, em 1904, e dizia que muitos escoamentos viscosos podem ser analisados dividindo o escoamento em duas regiões, uma perto das fronteiras sólidas e a outra cobrindo o resto do escoamento. E o efeito da viscosidade só era importante na delgada região adjacente a uma fronteira sólida. [12]

Isso ocorre porque sempre que um fluido escoar em contato com as fronteiras sólidas, o perfil de velocidades perto dessa fronteira tende a sofrer uma desaceleração, o que não ocorre com o fluido distante a ela. Ou seja, esse efeito se dá devido a viscosidade do fluido e, a região onde ocorre essa desaceleração, é conhecida como camada limite. [15]

Fora da camada limite, o efeito da viscosidade é desprezível e o fluido pode ser tratado como não viscoso. Logo, a camada limite é a região adjacente à superfície sólida na qual tensões viscosas estão presentes, em contraposição a corrente livre em que as tensões viscosas são desprezíveis. Essas tensões estão presentes porque existe cisalhamento das camadas do fluido, isto é, gradiente de velocidade na camada limite. [12]

Para caracterização de escoamentos da camada limite, encontra-se presente o

número de Reynolds, baseado em massa específica, velocidade de escoamento, comprimento característico na direção do escoamento no qual a camada limite se desenvolveu e viscosidade do ar ambiente.

A espessura da camada limite é usualmente definida como sendo a distância da superfície ao ponto em que a velocidade é 99% da velocidade de corrente livre. [12]

Pode - se observar na figura 2.2 abaixo, a representação do comportamento da camada limite e a mudança de espessura e perfil de velocidade ao longo dos componentes do túnel de vento. Nessa imagem, observa-se um pedaço da câmara de estabilização e em seguida, o fluxo escoando para o difusor. Além disso, o ponto de separação também está representado na imagem abaixo, ponto esse onde a tensão de cisalhamento do fluido é zero. E por fim, na região final do difusor, como a velocidade do escoamento é baixa, um fluxo contrário se apresenta.

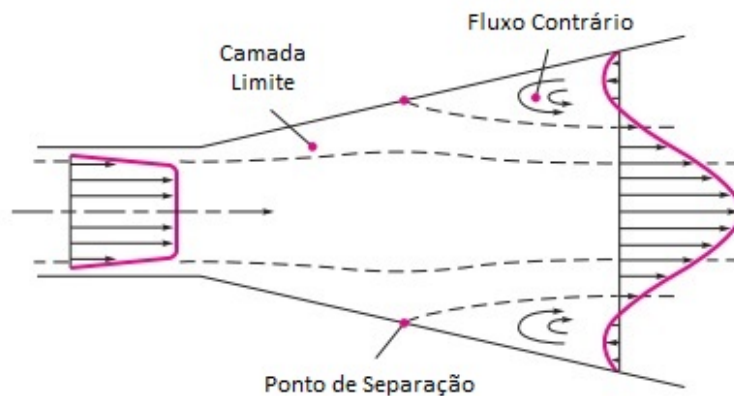


Figura 2.2: Representação do comportamento da Camada Limite, no componente Difusor.

Fonte: Adaptado de WHITE e XUE [16].

2.1.4 Comportamento do Escoamento no Túnel

O túnel de vento é geralmente projetado com um determinado design para que ocorram as variações de velocidade e pressão desejadas.

Observa-se na figura 2.3 abaixo, que a região do bocal contração possui o design de área decrescente, ou seja, ela vai diminuindo na direção do escoamento do fluxo. Pelo princípio de Bernoulli, também observa-se que enquanto a velocidade aumenta nesse componente, a pressão decai. E o gradiente de pressão nesse componente é favorável, ou seja, a pressão diminui de forma suave, enquanto o fluxo acelera, ajudando a manter o escoamento estável e laminar.

Também observa-se na figura 2.3 abaixo, a região de "garganta", que seria a câmara de testes. Como a área é uniforme, ou seja, não possui variações em seu design, a pressão e velocidade encontram-se constantes. Enquanto o gradiente de pressão é nulo.

Por fim, na região do difusor, o design de área é o oposto do bocal de contração, onde a área é crescente, na direção de escoamento do fluxo. A área e pressão aumentam e a velocidade decai. Pode-se observar que o gradiente de pressão é adverso, pelo fluxo estar se movendo de uma região de baixa pressão, para uma região de alta pressão, e isso também pode ser observado na figura 2.3 abaixo. Assim, situações de fluxo contrário e de separação de fluxo podem ocorrer, sendo necessário o correto dimensionamento do difusor para mitigar esses efeitos.

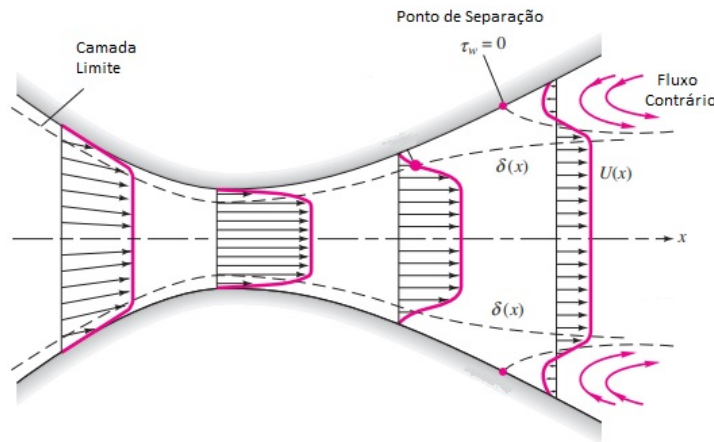


Figura 2.3: Comportamento do escoamento no Túnel de Vento, nas regiões do bocal de contração, câmara de testes e difusor.

Fonte: Adaptado de WHITE e XUE [16].

2.1.5 Classificação dos Movimentos de Fluido

De acordo com FOX *et al.* [12], a maioria dos engenheiros subdivide a mecânica dos fluidos em termos da presença ou não dos efeitos viscosos e de compressibilidade. Também podem ser analisadas classificações em termos dos tipos de escoamento, se laminar ou turbulento, ou se interno ou externo.

Laminar x Turbulento

O escoamento em um fluido pode ser laminar ou turbulento. Osborne Reynolds foi o primeiro a distinguir a diferença entre esses dois tipos de escoamento. Um escoamento laminar é aquele em que partículas fluidas movem-se em camadas lisas, ou lâminas. Um escoamento turbulento é aquele em que as partículas fluidas rapidamente se misturam enquanto se movimentam ao longo do escoamento devido a flutuações aleatórias no campo tridimensional de velocidades. [12]

O que pode caracterizar esses tipos de escoamento, é o número de Reynolds. Isto é, o escoamento é laminar, de transição ou turbulento de acordo com o número de Reynolds. As faixas de transição dos escoamento laminares para turbulentos não

são possíveis de se definir precisamente, pois pode acontecer com vários números de Reynolds, dependendo do quanto o escoamento está "perturbado" por vibrações, ou da rugosidade da região, por exemplo. [1]

Porém, para cálculos de engenharia, usam-se os seguintes valores: Para escoamentos sobre placas planas, escoamentos externos, o regime laminar é caracterizado para $Re \leq 5 \times 10^5$, e o turbulento por $Re \geq 5 \times 10^5$, CENGEL e GHAJAR [17]. E para escoamentos internos, o escoamento é laminar para número de Reynolds $Re \leq 2100$ e turbulento para $Re \geq 4000$. E na região entre esses dois valores, escoamento em transição, podem ser apresentados características laminares e turbulentas. [1]

Na figura 2.4 podem ser observados os comportamentos do escoamento quando está em regime turbulento, de transição e laminar.

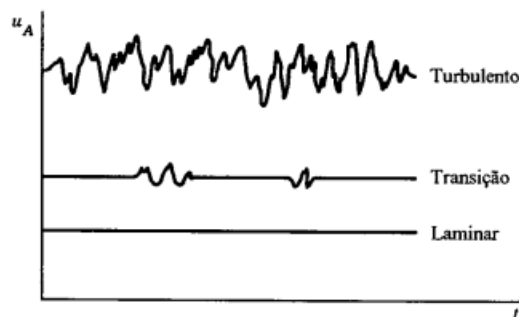


Figura 2.4: Comportamento do Escoamento nas fases em que se encontra Turbulento, em Transição e Laminar.

Fonte: MUNSON *et al.* [1].

Viscosos x Não Viscosos

Quando duas camadas de fluidos se movem uma em relação a outra, uma força de atrito se desenvolve entre elas e a camada mais lenta tenta desacelerar a camada mais rápida. Isso ocorre devido a viscosidade, que é uma resistência interna ao fluxo, e que todo o fluido apresenta. Os fluxos nos quais os efeitos do atrito são significativos são chamados de fluidos viscosos. Porém, existem fluxos nos quais as forças inerciais ou de pressão são muito maiores do que as forças viscosas, tornando-as desprezíveis e, esses escoamentos são denominados não viscosos. [17]

Interno x Externo

O fluxo também se diferencia em interno ou externo dependendo de onde ele estará fluindo. Se um fluxo é forçado a fluir em um canal confinado, completamente limitado por paredes sólidas, diz-se que tem um escoamento interno. Já se fluir através de uma placa plana, por exemplo, diz-se que o escoamento é externo.

Os escoamentos internos são denominados pela influência da viscosidade em todo

o campo do fluxo. Para escoamentos externos, os efeitos viscosos se limitam a camada limite próxima a superfície sólidas do objeto em que se está escoando. [17]

Compressível x Incompressível

A definição de escoamento compressível ou incompressível está relacionada com variação de densidade durante o escoamento. O escoamento é dito incompressível se a densidade permanecer aproximadamente constante por toda a parte do escoamento. Ou seja, o volume de cada porção do fluido permanece inalterado ao longo do seu movimento. Em contraste, um fluxo onde a densidade é variável é chamado de compressível. [18]

Os líquidos, como água e óleo, por exemplo, possuem suas moléculas muito próximas e um aumento de pressão não causa variação significativa no volume ou densidade, e por isso, são considerados como fluidos incompressíveis. Já nos gases, os efeitos são opostos, sendo altamente compressíveis. [13]

2.1.6 Número de Reynolds

O número de Reynolds é um grandeza adimensional fundamental na mecânica dos fluidos, definida como a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas. De acordo com FOX *et al.* [12] e BATCHELOR [19], se o número de Reynolds for grande, os efeitos viscosos serão desprezíveis na maior parte dos escoamentos e, se o número de Reynolds for pequeno, os efeitos viscosos serão dominantes. Ou seja, na ausência de todos os efeitos viscosos, o número de Reynolds é infinito, enquanto na ausência de todos os efeitos de inércia, ele é nulo.

O número de Reynolds será importante para cálculos de velocidades que o túnel de vento poderá alcançar.

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

Onde ρ é a massa específica, V é a velocidade de escoamento, L é o comprimento característico e μ é a viscosidade do ar ambiente.

2.1.7 Número de Mach

De acordo com FOX *et al.* [12] e CASTRO [20], o número de Mach é definido como sendo a razão entre a velocidade do escoamento, V , e a velocidade do som, c , também representado como sendo a razão entre forças de inércia e forças de compressibilidade. Para valores do Número de Mach $M < 0,3$, considera-se escoamentos incompressíveis.

$$M = \frac{V}{c} \quad (2.3)$$

2.1.8 Pressão Dinâmica e Perdas de Carga

A lei da continuidade para escoamentos incompressíveis pode ser definida como sendo o produto da velocidade do escoamento V pela área da seção A , e garante que qualquer alteração na área da seção transversal do túnel resulte em uma variação inversa na velocidade, de acordo com [1]:

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 = V A = cte \quad (2.4)$$

A pressão dinâmica q é a diferença entre a pressão total e a pressão estática, podendo ser calculada diretamente pela massa específica ρ e velocidade do escoamento V :

$$q = p_{tot} - p_{est} = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.5)$$

Em um túnel de vento, existe uma transformação de energia mecânica em energia térmica que ocorre devido à ação viscosa entre o fluido escoando e os limites sólidos, ocasionando uma perda de carga. [2]

Cada seção do túnel apresenta características distintas, e contribuem de diferentes maneiras para o aumento dessa perda, assim, a perda de pressão total (Δp_{tot}) será dada calculando as perdas de pressão de cada componente do túnel. [21]

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

Onde k_i é o coeficiente de perda de carga local, q_i é a pressão dinâmica local, e i é o índice que varia para cada componente do túnel de vento. O coeficiente de perda de carga k_i é calculado a partir do fator de atrito f , comprimento do componente que será analisado L e o diâmetro hidráulico associado ao comprimento do túnel D_h .

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

O fator de atrito é obtido através de fórmulas teórico experimentais ou gráficos, porém, para tubos lisos e com altos números de Reynolds, SHAMES [22] fornece uma expressão que vem da lei universal de Prandtl e pode ser utilizada para determinação do fator de atrito f :

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

E a equação (2.8) pode ser aproximada pela equação abaixo, com o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico:

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

2.2 Tipos de Túnel

Túneis de vento são máquinas que simulam estudos e efeitos do movimento do ar ao redor de objetos. Em um túnel de vento, as condições de fluxo podem ser controladas e todas as forças exercidas através do objeto podem ser estudadas. São geralmente construídos para um propósito e faixa de velocidade específicos.

2.2.1 Circuito Aberto e Circuito Fechado

BARLOW *et al.* [2] diz que os túneis de ventos são grandes aliados de pesquisas na área de aerodinâmica, porque são um meio rápido, econômico, e precioso de obtenção de dados.

Eles podem ser classificados de diversas maneiras, afim de atender diferentes propósito. Dentre as classificações, encontram-se túneis de vento de circuito aberto e circuito fechado.

Para um túnel de circuito aberto, tem-se o ar fluindo em uma linha reta através da câmara de estabilização (que na verdade também pode estar após o difusor), seguida do bocal de contração, câmara de testes e por fim, um difusor. Já para um túnel de vento de circuito fechado, o ar flui e recircula continuamente com pouco ou nenhuma troca de calor com o exterior.

De acordo com ARARIPE e DOS SANTOS MATOS [23] e SANTANA *et al.* [24], para túneis de circuito aberto têm-se o custo de construção é bem menor e, em

casos do uso de fumaça para melhor visualização do fluxo, ter um circuito aberto se torna o melhor caso. Em contrapartida, é necessário estudar o ambiente em que esse tipo de túnel será instalado, pois necessita de um fluxo de qualidade na entrada dele, contando com temperatura da ar, por exemplo. Além do mais, esses túneis apresentam mais ruídos em suas operações e, dependendo da tamanho dele, pode ocorrer limitações de funcionamento devido ao ruído. [23]

Para os túneis de circuito fechado, é possível obter melhor controle do fluxo, e é completamente independente das condições climáticas. Os ruídos também causam menos preocupações, se comparados à túneis de vento de circuito aberto. Por outro lado, seu custo de construção é mais elevado, e o uso de fumaças para visualização de fluxo se torna um tanto quanto complicado.

Nas figuras 2.5 e 2.6 abaixo, podem ser observadas as representações dos dois tipos de túneis de vento, o de circuito aberto e o de circuito fechado. Observa-se que o túnel de circuito aberto possui o ar fluindo em linha reta pelos componentes do túnel e o equipamento que promove o fluxo de ar é posicionado na saída do sistema, extraindo o ar de dentro do túnel e o compelindo para fora. Já o túnel de circuito fechado, apresenta a recirculação do ar, com auxílio de um ventilador e palhetas giratórias.

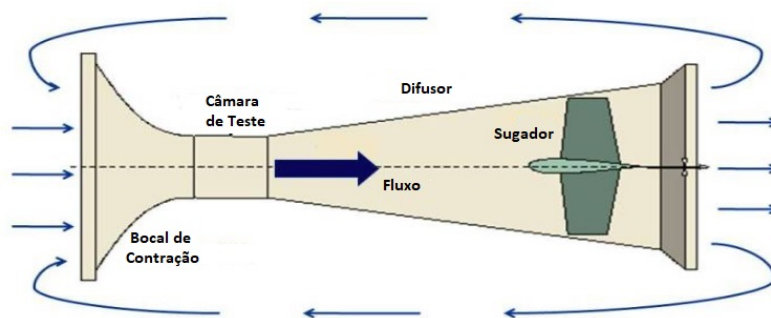


Figura 2.5: Túnel de Vento de Circuito Aberto do tipo Sugador.
Fonte: Adaptado de BARLOW *et al.* [2].

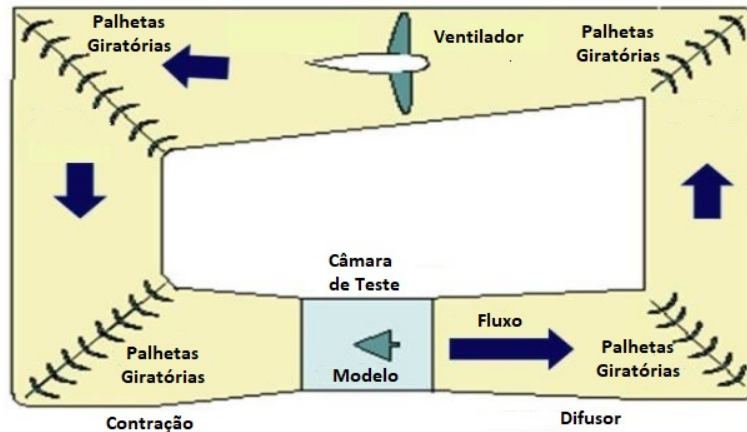


Figura 2.6: Túnel de Vento de Circuito Fechado, com recirculação do ar.
 Fonte: Adaptado de BARLOW *et al.* [2].

2.2.2 Subsônico, Sônico, Transônico, Supersônico e Hipersônico

De acordo com ANDERSON [25], podem existir túneis de vento em condições subsônicas, sônicas, transônicas, supersônicas e hipersônicas. Os Túneis de Vento em condições subsônicas ocorrem para números de Mach, $M < 1$. E nessas condições, a compressibilidade pode ser ignorada.

Já para os casos sônicos, o número de Mach do voo é exatamente igual a 1, $M = 1$, ou seja, a velocidade do escoamento é igual a velocidade do som, visto que o número de Mach é representado pela razão entre a velocidade do escoamento e a velocidade do som.

Para os casos transônicos, o número de Mach do voo cobre uma faixa próxima a 1, M está entre 0,8 e 1,2.

Para condições supersônicas, encontra-se o número de Mach entre $1 < M < 3$. E altas velocidades supersônicas podem estar na faixa de $3 < M < 5$.

E condições hipersônicas são caracterizadas pelo número de Mach $M > 5$.

As definições acima são de grande importância para caracterização do túnel de vento, visto que sabe-se que a velocidade do som para o ar à temperatura ambiente no nível do mar é de aproximadamente 346 m/s, [8]. Com isso, sabendo que o número de Mach $M = \text{velocidade do escoamento} / \text{velocidade do som}$, caracteriza-se rapidamente o tipo de escoamento.

2.2.3 Soprador x Sugador

Os túneis de vento possuem um sentido de escoamento, que vai do bocal de contração, até chegar no difusor. Para produzir esse sentido de escoamento, pode-se usar um soprador ou um sugador no túnel de vento.

O termo soprador é utilizado quando o ventilador que promove o fluxo de ar é posicionado na entrada do túnel de vento (Câmara de estabilização) e impulsiona o ar para dentro do sistema. Já o termo sugador, é utilizado quando o exaustor que promove o fluxo de ar é posicionado na saída do sistema (após o difusor), extraindo o ar de dentro do túnel e compelindo o fluxo de dentro para fora. [26]

2.3 Componentes de um Túnel de Vento

Um túnel de vento é composto por algumas partes que são essenciais para o seu funcionamento. Elas devem ser analisadas e dimensionadas com muita cautela e de acordo com as especificações do projeto. Geometrias e perdas de pressão são estudadas, bem como potências e tipos de ventiladores, para que se obtenha no final, um túnel de vento eficaz e preciso.

Os componentes do túnel de vento serão apresentados a seguir de acordo com a ordem de dimensionamento proposta pelas referências bibliográficas, sendo a câmara de estabilização o ponto inicial de dimensionamento do projeto, seguido do difusor, bocal de contração, câmara de estabilização (com colmeia e telas) e por fim, o ventilador.

2.3.1 Câmara de Testes

De acordo com NASA [27] a câmara de teste é o componente do túnel de vento onde ficam posicionados os modelos que serão testados. Para operações em túnel com baixa velocidade, a câmara de teste será o componente com menor área transversal e com maior velocidade dentro do túnel.

Ao longo dos últimos anos, túneis de vento foram construídos com diferentes geometrias, incluindo as circulares, elípticas, hexagonais, quadradas, octogonais, retangulares, entre outras. E a maneira de escolha da geometria adequada para realização de um projeto se dá de acordo com a utilização e considerações aerodinâmicas dos objetos de teste, pois não há diferenças consideráveis de perda de carga entre as diferentes geometrias da câmara de teste. [2]

Além disso, o projeto demanda que a câmara de teste seja construída de maneira que as paredes possibilitem a visualização do experimento, bem como facilitem o manuseio do objeto de teste, sem que haja interferência no escoamento. Também deve-se considerar uma iluminação adequada dessa região, para eventuais registros dos testes que serão realizados.

A câmara de testes deve ser projetada para possibilitar o desenvolvimento e o comportamento adequado do escoamento. As dimensões e formatos são estudados para que as interferências no objeto a ser testado, sejam mínimas. E, segundo

MEHTA e BRADSHAW [28], o comprimento mínimo necessário da câmara de teste é de 0,5-3 vezes seu diâmetro hidráulico, afim de suavizar o escoamento.

De acordo com NASA [27], a câmara de testes deve ser projetada pensando também no objeto a ser testado, que deve ocupar no máximo 20% da área da câmara, ou seja, a câmara de testes deve ter 80% da área total livre.

Perdas de carga e pressão na câmara de teste

Os cálculos para perdas de carga e de pressão na câmara de teste devem ser realizados, pois a câmara de teste trabalha com altas velocidades, ocasionando perdas significativas. Eles podem ser feitos utilizando as equações (2.7) e (2.6), para perda de carga e de pressão, respectivamente.

2.3.2 Difusor

De acordo com BARLOW *et al.* [2] e PANDA e SAMANTA [29], o difusor é a parte do túnel de vento destinada a reduzir a velocidade com a menor perda de energia possível. A perda mínima de energia corresponde à recuperação máxima de pressão. Deseja-se geralmente reduzir a velocidade na menor distância possível, sem que ocorra separação de fluxo. Isso ajudará na eficiência e redução de custo para construção do mesmo.

Os difusores são sensíveis a erros de projeto e podem causar tanto separação intermitente, quanto separação estável da camada limite. Essas separações ocasionam problemas como vibrações, oscilação da velocidade na câmara de teste, aumento de perdas no túnel, entre outros. [2]

Ele também é conhecido como bocal divergente e é geralmente empregado com funções opostas a dos bocais, pois convertem energia cinética em energia de pressão, uma vez que a área da seção transversal aumenta gradualmente, ocasionando redução da velocidade do fluxo de ar e de acordo com o Princípio de Bernoulli, aumentando a pressão estática. [30]

A geometria do difusor é baseada na figura 2.7 abaixo e possui R_{ent} e R_{sai} como sendo os raios hidráulicos de entrada e de saída do difusor, respectivamente. Sabe-se também que o R_{ent} é a metade do diâmetro hidráulico D_1 , e R_{sai} é a metade do diâmetro hidráulico D_2 . Os parâmetros V_{ent} e V_{sai} são as velocidades de entrada e saída do difusor e L_d é o comprimento.

Segundo MEHTA e BRADSHAW [28], os principais parâmetros para o difusor são a razão da área (AR) e o ângulo cônico equivalente (θ_e). A razão de área deve estar na faixa de 2-5 e o ângulo cônico não deve ultrapassar 5° , para assim ocorrer uma recuperação de pressão mais suave.

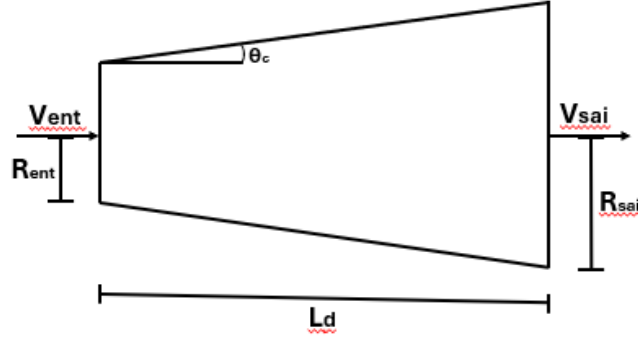


Figura 2.7: Geometria e parâmetros do Difusor.
Fonte: Autoria Própria.

Pela geometria da figura, o ângulo cônico do difusor pode ser definido a partir de:

$$\theta_e = \arctan\left(\frac{R_{sai} - R_{ent}}{L_d}\right) \quad (2.10)$$

Também pode-se analisar a equação de razão de área, envolvendo a área de entrada e saída do difusor:

$$AR = \frac{A_{sai}}{A_{ent}} = \frac{R_{sai}^2}{R_{ent}^2} \quad (2.11)$$

E intercalando as duas equações acima (2.10) e (2.11), obtém-se a equação (2.10) em termos da razão de área e do diâmetro hidráulico:

$$\theta_e = \arctan\left(\frac{1}{2} \frac{\sqrt{AR} - 1}{L/D1}\right) \quad (2.12)$$

É possível analisar o comprimento do difusor, isolando o L_d da equação (2.12):

$$L_d = R_1 \left[\frac{AR^{\frac{1}{2}} - 1}{\tan(\theta_e)} \right] \quad (2.13)$$

E vale ressaltar que o risco de separação da camada limite depende do ângulo do cone e da razão da área. Então, a análise deve ser feita para que a camada limite não entre tão espessa no difusor (pois isso irá aumentar o risco de separação), bem

como escolher um ângulo do cone suficientemente pequeno, que atenda as demandas.

Perdas de carga e pressão no difusor

À respeito das perdas de carga e de pressão no difusor, tem-se que, de acordo com BARLOW *et al.* [2], o coeficiente de perda de carga do difusor k_d pode ser determinado por uma soma de coeficientes de perdas devido ao atrito k_f e à expansão k_{ex} .

$$k_d = k_f + k_{ex}, \quad (2.14)$$

Assumindo que o coeficiente de atrito e a massa específica são constantes ao longo do percurso. O fator de atrito deve ser calculado de acordo com a equação (2.9) e 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.* [2]:

$$k_f = \left(1 - \frac{1}{AR^2}\right) \frac{f}{8\text{sen}\theta}, \quad (2.15)$$

A perda devido à expansão é obtida através de correlação experimental e é representada por um produto de dois fatores. Um fator é a função do ângulo cônico $k_e(\theta)$ e o outro é uma função da razão da área do difusor. [2]

$$k_{ex} = k_e(\theta) \left(\frac{AR - 1}{AR}\right)^2, \quad (2.16)$$

O fator $k_e(\theta)$ depende significativamente da forma da seção transversal do difusor e seu valor é baseado em dados experimentais de ECKERT *et al.* [31]:

$$K_{e(\text{círculo})} = \begin{cases} 0,1033 - 0,023890\theta & \text{para } 0 < \theta < 1,5^\circ \\ 0,1709 - 0,1170\theta + 0,03260\theta^2 + 0,001078\theta^3 & \text{para } 1,5^\circ \leq \theta \leq 5^\circ \\ -0,09076\theta^4 - 0,00001331\theta^5 + 0,00001345\theta^6 & \text{para } 5^\circ < \theta \end{cases} \quad (2.17)$$

$$K_{e(\text{quadrado})} = \begin{cases} 0,09623 - 0,004152\theta & \text{para } 0 < \theta < 1,5^\circ \\ 0,1222 - 0,04590\theta + 0,02203\theta^2 \\ -0,0032690\theta^3 - 0,0006145\theta^4 + 0,00002800\theta^5 \\ -0,00002337\theta^6 & \text{para } 1,5^\circ \leq \theta \leq 5^\circ \\ -0,01322 + 0,05866\theta & \text{para } 5^\circ < \theta \end{cases} \quad (2.18)$$

$$K_{e(\text{retângulo})} = \begin{cases} 0,1 - 0,005333333\theta & \text{para } 0 < \theta < 1,5^\circ \\ 0,323334 - 0,0582939\theta - 0,0497151\theta^2 \\ +0,019909\theta^3 - 0,0019863\theta^4 \\ +0,0000206857\theta^5 + 0,00000381387\theta^6 & \text{para } 1,5^\circ \leq \theta \leq 4,5^\circ \\ 5,72853 - 1,21832\theta + 0,708483\theta^2 & \text{para } 4,5^\circ < \theta \leq 5^\circ \\ -1,36146 + 0,198646\theta & \text{para } 5^\circ < \theta \end{cases} \quad (2.19)$$

2.3.3 Bocal de Contração

De acordo com BARLOW *et al.* [2], o bocal de contração é o componente do túnel de vento responsável por levar o fluxo da câmara de estabilização para a câmara de teste, enquanto aumenta a velocidade média por fatores de 20 ou até mais, embora os valores típicos estejam na faixa de 6 a 10.

O design do bocal de contração é uma das partes mais complexas do projeto, pois a velocidade do fluxo e uniformidade dentro da câmara de teste dependem disso.

Deseja-se que a saída do bocal possua um fluxo uniforme e estável, e que evite ao máximo sua separação. A obtenção de uma espessura mínima da camada limite na saída, e o comprimento mínimo de contração também são fatores almejados. [28]

Para caracterizar a curvatura, diversos estudos foram realizados, dentre eles, o estudo através de métodos computacionais apresentado por BELL e MEHTA [32]. Nesse estudo, equações de terceiro, quinto e sétimo grau foram utilizadas, sendo a quinta ($Y(x) = H_i - (H_i - H_e)[6(x)^5 - 15(x)^4 + 10(x)^3]$), a de melhor resultado.

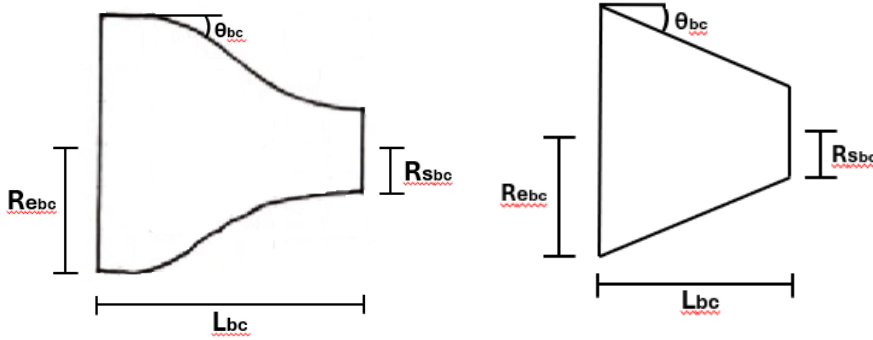
Segundo COUTINHO [30], a razão de contração entre a entrada e a garganta (seção de área mínima) do bocal de contração, varia nos túneis modernos, entre $2 < Ar_{bc} < 25$.

Já BELL e MEHTA [32] aconselham que a razão entre as áreas esteja entre 6 e 10, ou seja, $6 < Ar_{bc} < 10$. E os melhores resultados de controle da camada

ocorreram para um comprimento de 0,89 vezes o raio hidráulico de entrada.

A geometria do bocal de contração deve ser feita de acordo com as limitações do projeto e fabricação, porém, respeitando os requisitos de razão entre diâmetro hidráulico e comprimento, e razão de área [33].

As figuras 2.8a e 2.8b representam bocais de contração, com e sem curvatura em sua geometria, respectivamente. As figuras representam também as dimensões do bocal, com Re_{bc} e Rs_{bc} sendo os raios hidráulicos de entrada e saída, respectivamente. O θ_{bc} é o ângulo cônico do bocal e L_{bc} é o comprimento.



(a) Bocal de Contração com curvatura. (b) Bocal de Contração sem curvatura.
Fonte: Autoria própria. Fonte: Autoria própria.

Figura 2.8: Geometrias e Dimensões do Bocal de Contração.

Pela análise das figuras 2.8a e 2.8b, o ângulo pode ser calculado por:

$$\theta_{bc} = \arctan\left(\frac{Re_{bc} - Rs_{bc}}{L_{bc}}\right) \quad (2.20)$$

A razão entre as áreas de entrada e saída do bocal também pode ser encontrada, por:

$$Ar_{bc} = \frac{A_{ent}}{A_{sai}} = \frac{Re_{bc}^2}{Rs_{bc}^2} \quad (2.21)$$

Reanalizando as equações 2.22 e 2.21, obtém-se:

$$\theta_{bc} = \arctan\left(\frac{1}{2} \frac{\sqrt{Ar_{bc}} - 1}{L_{bc}/Ds_{bc}}\right) \quad (2.22)$$

Perdas de carga e pressão no bocal de contração

A perda de carga no bocal de contração, de acordo com BARLOW *et al.* [2], geralmente estão na ordem de 3% do total de perdas do circuito, ou seja, possíveis erros não são tão significativos.

As perdas são consideradas somente devido ao atrito. Encontra-se uma aproximação através da equação 2.23 abaixo.

$$K_{bc} = 0,32f_{at} \frac{L_{bc}}{Ds_{bc}} \quad (2.23)$$

Com f_{at} sendo o coeficiente médio de atrito do bocal, Ds_{bc} o diâmetro de saída e L_{bc} é o comprimento.

2.3.4 Câmara de Estabilização

A câmara de estabilização é um componente do túnel de vento que contém a colmeia e as telas, e seu objetivo é reduzir a turbulência do fluxo, antes de entrar no bocal de contração. [3]

A geometria da câmara de estabilização é baseada no comprimento da colmeia e no número de telas que serão utilizadas. Um comprimento de 0,5 vezes o diâmetro de entrada do bocal é frequentemente utilizado para a câmara de estabilização. [2]

As telas e colmeia são instaladas na câmara de estabilização, quando um fluxo de alta qualidade é necessário, a fim de aumentar a uniformidade do fluxo e reduzir o nível de turbulência na entrada de contração. [34]

Também deve-se ressaltar que os componentes da câmara de estabilização devem ser projetados para que seja possível fazer limpeza e manutenção, ou seja, deve-se pensar na fácil remoção dos mesmos.

Na figura 2.9 abaixo, podem ser observados os componentes que pertencem a câmara de estabilização, as telas e a colmeia.

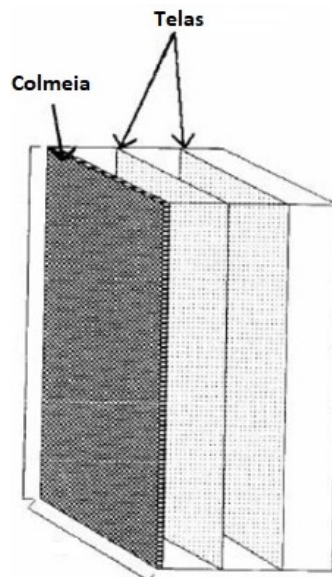


Figura 2.9: Componentes da Câmara de Estabilização: Telas e Colmeia.

Fonte: Adaptado de NASA [27].

Colmeia

A colmeia é o primeiro dispositivo à corrigir o fluxo na câmara de estabilização. E de acordo com BARLOW *et al.* [2], a colmeia é um dispositivo de guia e através dela, os filamentos de ar individuais são tornados paralelos, ou seja, a colmeia é utilizada para corrigir a direção do escoamento.

Embora a colmeia corrija a direção do escoamento, ela é responsável por gerar uma certa turbulência, solicitando então um determinado comprimento da câmara de estabilização e telas, para um melhor controle de turbulência, suavizando o escoamento e melhorando sua qualidade.

A colmeia possui esse nome devido a possuir várias células pequenas, uma ao lado da outra, semelhante a uma colmeia de abelhas, que achamos na natureza. E existem várias geometrias que podem ser utilizadas para produzir o efeito necessário, sejam hexagonais, triangulares, quadradas e circulares. A figura 2.10 abaixo é uma representação dos diferentes tipos de colmeia existentes, como explicado acima, sendo a representação da letra a) colmeia com as células circulares, a letra b) representa células quadradas na colmeia, a letra c) células hexagonais e por fim, a letra d) representa células triangulares.

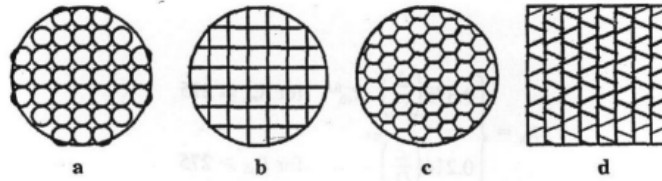


Figura 2.10: Diferentes geometrias para as células das Colmeias: a) circulares, b) quadradas, c) hexagonais e d) triangulares.

Fonte: BARLOW *et al.* [2].

De acordo com PEREIRA [3], o comprimento L_h , o diâmetro hidráulico da célula D_h e a porosidade β_h são fatores chaves para definição da geometria de uma colmeia, sendo a porosidade calculada pela razão entre a área da seção transversal real do escoamento e a área da seção transversal total, como em (2.24).

$$\beta_h = \frac{A_{escoamento}}{A_{total}}, \quad (2.24)$$

Para projetar a colmeia, dois critérios devem ser atendidos: a porosidade deve ser $\beta_h \geq 0,8$ e a razão entre comprimento e diâmetro hidráulico da célula estar entre $6 \leq L_h/D_h \leq 8$, ou seja, o comprimento deve ser cerca de 6 a 8 vezes o seu diâmetro. [3]

Sabe-se que o escoamento na seção de teste deve ser laminar $Re \lesssim 2000$ (2.1.5), e pode-se usar essa premissa para estimar o diâmetro hidráulico das células da

colmeia. Assim, utilizando a equação (2.2) do número de Reynolds, obtém-se o diâmetro hidráulico máximo que as células da colmeia devem ter.

$$Re_c = \rho \frac{V D_{h,cc}}{\mu} \rightarrow D_{h,cc} = \frac{Re_c \mu}{\rho V}$$

Onde $D_{h,cc}$ é o diâmetro hidráulico da célula da colmeia. Com a aplicação do regime laminar no número de Reynolds, obtém-se:

$$D_{h,cc} = \frac{2000\mu}{\rho V} \quad (2.25)$$

Perdas de carga e pressão na colmeia

ECKERT *et al.* [31] fornece a equação para o cálculo do coeficiente de perda de carga causado pela colmeia, sendo $D_{h,cc}$ o diâmetro hidráulico de uma célula da colmeia, β_h a porosidade, L_h a largura da colmeia na direção do fluxo e Re o número de Reynolds.

$$K_h = \lambda_h \left(\frac{L_h}{D_{h,cc}} + 3 \right) \left(\frac{1}{\beta_h} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1 \right)^2 \quad (2.26)$$

onde λ_h é o fator de atrito para um tubo liso, que é baseado no parâmetro de rugosidade superficial do material da colmeia (Δ), no diâmetro hidráulico da célula ($D_{h,cc}$), e no número de Reynolds baseado na rugosidade do material ($Re_{e\Delta}^{-0,1}$). Deve ser calculado conforme a equação 2.27 abaixo, também encontrado em. [31]

$$\lambda_h = \begin{cases} 0,375 \left(\frac{\Delta}{D_{h,cc}} \right)^{0,4} Re_{e\Delta}^{-0,1} & \text{para } Re_{e\Delta} \leq 275 \\ 0,214 \left(\frac{\Delta}{D_{h,cc}} \right)^{0,4} & \text{para } Re_{e\Delta} > 275 \end{cases} \quad (2.27)$$

Telas

Como a colmeia é o primeiro dispositivo a corrigir o fluxo na câmara de estabilização, as telas são o segundo e terceiro, respectivamente. Elas são caracterizadas principalmente pelo diâmetro do fio d_w e pelo espaçamento entre os fios w_m , como mostra a figura 2.11 abaixo.

As telas são responsáveis por proteger o equipamento de ventilação, controlar turbulência do fluxo no bocal de contração e também, controlar a separação do fluido em difusores, de acordo com BARLOW *et al.* [2] e DRYDEN e SCHUBAUER [35].

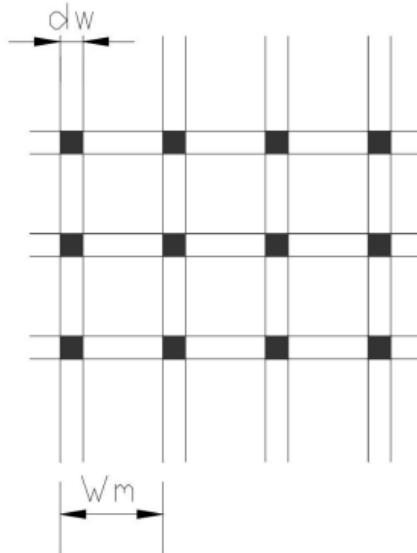


Figura 2.11: Especificações da Tela: diâmetro do fio d_w e espaçamento entre os fios

w_m .

Fonte: PEREIRA [3].

De acordo com PEREIRA [3], a tela será eficaz na redução de turbulência se apresentar uma porosidade na faixa de 0,58 e 0,8, ou seja:

$$0,58 \leq \beta_s \leq 0,8 \quad (2.28)$$

Valores acima de 0,8 não são adequados para controle de turbulência e valores abaixo de 0,58 levam a instabilidade do fluxo.

A porosidade é uma função do diâmetro do fio e da densidade de malha da tela. E a densidade de malha da tela é definida como $\rho_m = \frac{1}{w_m}$. Logo:

$$\beta_s = (1 - d_w \rho_m)^2 \quad (2.29)$$

Perdas de carga e pressão nas telas

Para o equacionamento da perda de carga fornecida pelas telas, além da porosidade β_s , encontram-se o número de Reynolds do fio $R_{ew} = \rho V d_w / \mu$ (muito baixo comparado a outros encontrados no trabalho), a solidez da tela $\sigma_s = 1 - \beta_s$ e o fator de malha K_{mesh} . [2]

O fator de malha é utilizado para diferenciar o fio da tela como sendo liso ou rugoso (de qualquer material que a tela possa ter). E IDELCHIK *et al.* [36] define alguns valores para esse fator, tais como (1,0) para fios de metais novos, (1,3) para outros fios de metais no geral e (2,1) para fios de seda.

A equação que determina o coeficiente aproximado de perda de carga de uma tela é trazido de BARLOW *et al.* [2] e apresentado abaixo:

$$k_m = K_{mesh} K_{Rn} \sigma_s + \frac{\sigma_s^2}{\beta_s^2} \quad (2.30)$$

O K_{Rn} é utilizado como um fator de correção e depende do número de Reynolds do fio R_{ew} :

$$K_{Rn} = \begin{cases} 0,785 \left(1 - \frac{R_{ew}}{354}\right) + 1,01 & \text{para } 0 \leq R_{ew} < 400 \\ 1 & \text{para } R_{ew} > 400 \end{cases} \quad (2.31)$$

A funcionalidade da tela ocasiona diferentes valores ao projeto. Como visto em BARLOW *et al.* [2], para telas usadas como telas de segurança, encontra-se a porosidade bem alta, conseqüentemente baixa solidez, e o número de Reynolds do fio R_{ew} é grande. Já para telas usadas para controle de turbulência, os valores do número de Reynolds são baixos e as interações entre os elementos da tela são grandes.

Segundo BARLOW *et al.* [2], a perda de pressão total é a soma da perda de pressão de cada tela individualmente. E além disso, recomenda-se que o espaçamento entre telas seja maior que 30 vezes o espaçamento entre fios da malha, ou próximo a 500 vezes o diâmetro do fio.

A distância entre a última tela e o entrada da contração deve ser de pelo menos 0,2 vezes o diâmetro hidráulico da câmara de estabilização. Se essa distância for muito menor ou maior, pode ocorrer distorção do fluxo e crescimento da camada limite, respectivamente. [28]

Vale ressaltar que segundo BARLOW *et al.* [2], ter um baixo nível de turbulência em túneis didáticos não é um requisito primordial, quanto aos túneis de grande porte utilizados em pesquisas e desenvolvimento.

2.3.5 Ventilador

Ventiladores são estruturas mecânicas utilizadas para converter energia mecânica de rotação, aplicada em seus eixos, em aumento de pressão do ar. [4]

Existem 2 tipos de ventiladores que podem ser utilizados em túneis de vento, o axial e o centrífugo. De acordo com ALIBABA READS [37] e LEIPOLE [38], nos ventiladores centrífugos, o escoamento é substancialmente radial e são geralmente utilizados para sistemas que necessitam de alta pressão e uma menor vazão. Enquanto nos ventiladores axiais, o escoamento é praticamente paralelo ao eixo e são geralmente utilizados para sistemas que necessitam de alta vazão e baixa pressão.

O ventilador em si é uma fonte de entrada de energia e as palhetas absorvem um pouco de energia no processo de execução da sua função. Segundo BARLOW *et al.* [2], em túneis de vento do tipo subsônico, os ventiladores de fluxo axial são os

mais utilizados. Apesar disso, os ventiladores centrífugos geram uma maior pressão e se adicionados a um inversor de frequência, é possível ter um controle total da velocidade que será utilizada no experimento.

Após a definição do tipo de ventilador, analisam-se características técnicas, como velocidade desejada na câmara de teste, queda de pressão no circuito, vazão, entre outros.

De acordo com PEREIRA [3] o processo de design consiste essencialmente em combinar a escolha do ventilador do catálogo do fabricante com o circuito do túnel de vento. Ou seja, faz-se a sobreposição das curvas características, do sistema e do ventilador. O ponto de interseção é o ponto limite de operação. E assim, analisando as curvas, observa-se qual é a melhor combinação, levando em consideração a eficiência, vazão, velocidade na câmara de teste e custo.

Na figura 2.12 abaixo, está representado o gráfico de pressão total por vazão, com as principais curvas de um ventilador, que são as curvas de rendimento, característica e de potência e que geralmente são fornecidas pelo fabricante. Já a figura 2.13 abaixo, representa também um gráfico de pressão por vazão e traz a informação do ponto de operação, que é feito através da curva característica apresentada no gráfico da figura 2.12 sendo intersectada pela curva característica do sistema, representada no gráfico da própria figura 2.13. Esse ponto de operação é caracterizado pelo equilíbrio, onde o acréscimo de pressão produzido pelo ventilador, equilibra a resistência ao escoamento oferecida pelo sistema.

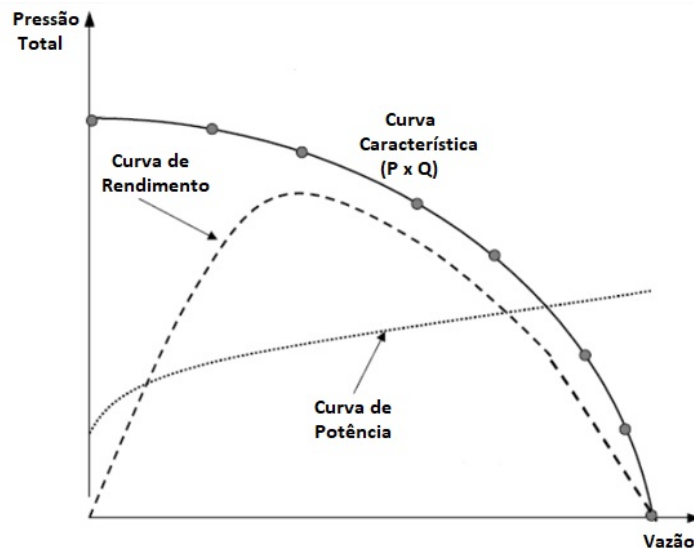


Figura 2.12: Curvas de Rendimento, Potência e Característica de um ventilador.

Fonte: <https://www.feg.unesp.br>.

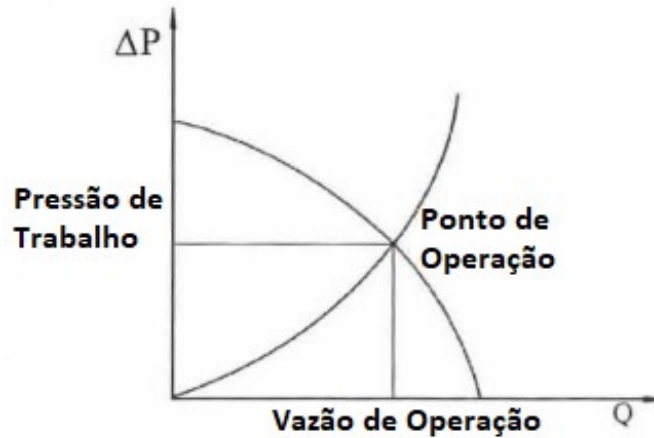


Figura 2.13: Conjunto Sistema x Ventilador representando o ponto de operação na interseção das curvas características do sistema e do ventilador.

Fonte: CLEZAR e NOGUEIRA [4].

De acordo com CLEZAR e NOGUEIRA [4], uma fórmula frequentemente utilizada para cálculos de propriedades de ventiladores está retratada na equação 2.32 abaixo, com P_{ot} sendo a potência, Q sendo a vazão, P_{est} a pressão estática e η a eficiência.

$$P_{ot} = \frac{Q * P_{est}}{\eta} \quad (2.32)$$

Capítulo 3

Dimensionamento e Construção

3.1 Projeto

A partir dos dados apresentados sobre os princípios de funcionamento de um túnel de vento, bem como os tipos existentes e todos os componentes necessários para a construção, um planejamento foi traçado para elaboração do projeto.

A primeira decisão do projeto foi que o túnel seria construído com o circuito aberto, devido ao custo de construção, que seria mais barato, e as demandas do projeto, como o local de instalação do túnel, por exemplo.

O ponto de partida para o dimensionamento se deu pelo tamanho da câmara de teste. A velocidade de escoamento v , foi um parâmetro delimitado inicialmente e pode ser observada na tabela 3.1 abaixo, juntamente com outras propriedades físicas do ar, como a viscosidade dinâmica μ_{ar} e densidade do fluido ρ_{ar} , pressão atmosférica p_{atm} , temperatura ambiente T_{amb} e velocidade do som no ar c .

Nesse projeto, foram desenvolvidos os cálculos da geometria, dos coeficientes de perda de carga e pressão em cada componente do túnel de vento, bem como a perda de pressão total do túnel para o correto dimensionamento do ventilador. Todos os cálculos podem ser observados detalhadamente no apêndice B, de memória de cálculo deste trabalho.

Tabela 3.1: Tabela de constantes e de variáveis pré definidas: densidade, viscosidade dinâmica, temperatura ambiente, pressão atmosférica, velocidade de escoamento e velocidade do som no ar.

$\rho_{ar} = 1,225 Kg/m^3$	$p_{atm} = 101.325 Pa$
$\mu_{ar} = 1,79 \times 10^{-5} Pa.s$	$v = 10m/s$
$T_{amb} = 20^\circ C$	$c = 343m/s$

Fonte: Autoria Própria.

Uma estratégia do projeto para melhor organização e entendimento das etapas de construção do túnel, foi elaborar o fluxograma apresentado abaixo [3.1](#), que mostra o projeto como um todo e as etapas a serem seguidas, desde o dimensionamento dos componentes do túnel, seguido pelos desenhos das peças, fabricação das peças e por fim, a montagem do túnel.

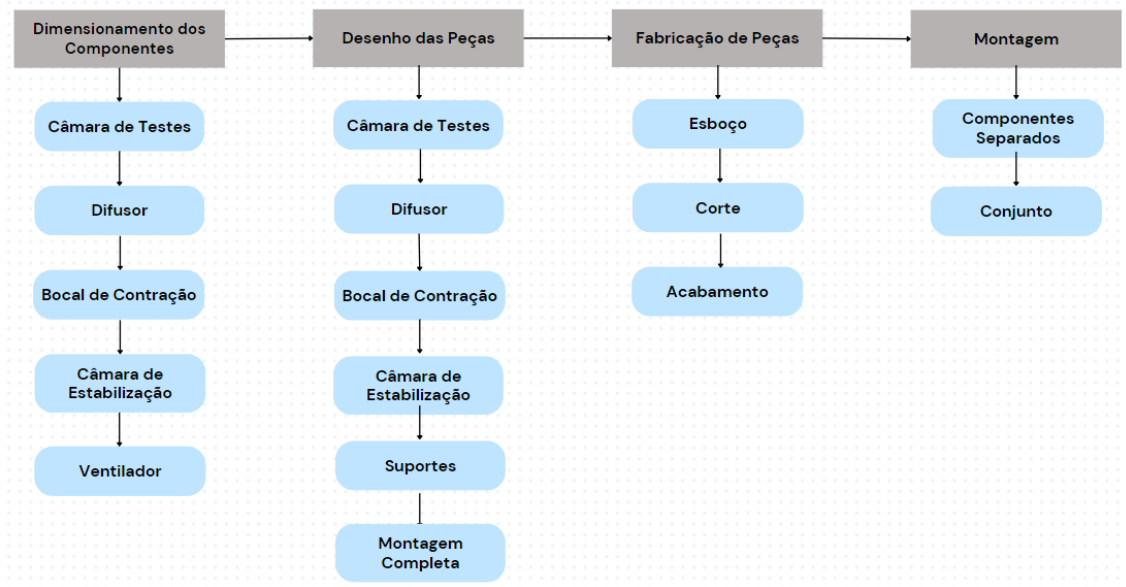


Figura 3.1: Fluxograma de etapas do projeto e construção de um túnel de vento subsônico e do tipo aberto.

Fonte: Autoria Própria.

3.1.1 Caracterização do Escoamento

Para caracterizar o escoamento de ar do projeto, será necessário o cálculo do número de Reynolds e o número de Mach, de acordo com as seções [2.1.6](#) e [2.1.7](#), respectivamente.

Para o número de Reynolds, o comprimento característico refere-se ao diâmetro hidráulico da seção de testes (que é a limitadora do dimensionamento do túnel) e que teve definido por projeto a geometria quadrada e seu valor de lado de $a = 400\text{mm}$, ou seja:

$$D_h = a = 400\text{mm} = 0,4\text{m} \quad (3.1)$$

Os demais valores foram retirados da tabela [3.1](#) e encontrou-se:

$$Re = 1,225 \times \frac{10 \times 0,4}{1,79 \times 10^{-5}} = 2,74 \times 10^5 \quad (3.2)$$

Para o cálculo do número de Mach, os valores também apresentam-se na tabela [3.1](#). Foi possível, através dele, caracterizar o túnel de vento como subsônico, pois

apresentou valor inferior a 1 e sabe-se que nessas condições, a compressibilidade pode ser ignorada.

$$Ma = \frac{10}{343} = 0,03 < 1 \quad (3.3)$$

3.2 Dimensionamento dos componentes do Túnel de Vento

Os componentes do Túnel de Vento aberto e subsônico serão calculados a seguir, com base nas teorias descritas pelo capítulo 2 e dados retirados da tabela 3.1. Dentre eles, encontram-se a câmara de testes, o difusor, o bocal de contração, a câmara de estabilização (composta por telas e colmeia) e o sistema de ventilação, que nesse projeto, é o ventilador.

Geralmente, os cálculos de perdas são calculados separadamente para cada componente, e ao final, encontra-se a perda total do sistema. Para isso, os componentes do túnel de vento estarão relacionados a um coeficiente i , que irá variar para cada componente do túnel. A tabela 3.2 abaixo foi criada para facilitar a identificação de cada componente do túnel de vento nas etapas de dimensionamento. Ela funciona relacionando cada componente ao seu respectivo coeficiente, sendo essa relação utilizada no decorrer dos cálculos.

Tabela 3.2: Relação dos coeficientes i com os componentes do túnel.

Componentes	i
Câmara de Teste	1
Difusor	2
Bocal de Contração	3
Câmara de Estabilização	4
Colmeia	4.1
Telas	4.2
Ventilador	5

Fonte: Autoria Própria.

3.2.1 Câmara de Testes

A câmara de teste foi o primeiro componente a ser dimensionado e como mostrado acima, na equação (3.1), foi definido por projeto a geometria quadrada, com aresta de $a = 0,4\text{m}$. Esse valor permite que objetos de até $0,032\text{m}^2$ de área sejam testados, pois a câmara ficaria com 80% de sua área livre, como a orientação de 2.3.1.

Como dito na seção 2.3.1, o comprimento foi projetado para 3 vezes o valor do diâmetro hidráulico, que como mostrado na equação 3.1 é de $D_h = 0,4\text{m}$, ou seja, o comprimento é igual $L = 1,2\text{m}$. A tabela 3.3 abaixo, demonstra as especificações da câmara de testes, como altura, largura, comprimento e área de entrada e saída. Pode-se relacionar a tabela 3.3 com a imagem 3.2, que é um desenho esquemático da câmara de testes e que possui detalhes de altura e largura da seção transversal, representados por A e B, bem como o seu comprimento, representado por L.

A lateral e a parte superior da câmara de teste foram feitas com uma parte em acrílico, a fim de obter visualização na hora de realizar os experimentos. E a parte superior foi projetada com uma janela, para que pudesse existir o manuseio do objeto de teste. Além disso, o material escolhido para as demais paredes da câmara de teste, foi o compensado naval, por apresentar boa durabilidade e custo.

Tabela 3.3: Especificações dimensionais da Câmara de Teste.

Cota	Valor	Unidade
A - Altura	0,4	m
B - Largura	0,4	m
L - Comprimento	1,2	m
Área de Entrada e Saída	0,16	m^2

Fonte: Autoria Própria.

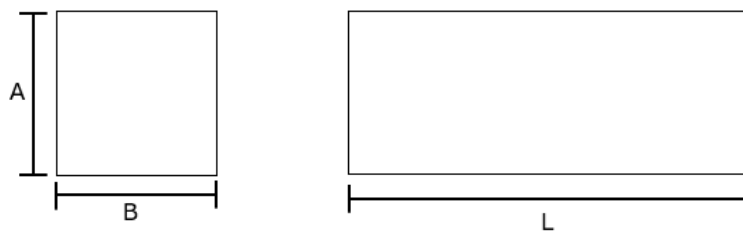


Figura 3.2: Desenho esquemático da câmara de testes, detalhando a seção transversal com medidas A e B e seu comprimento L. Estes valores podem ser encontrados na Tabela 3.3

Fonte: Autoria Própria.

Abaixo, podem ser observadas as figuras 3.3a e 3.3b que são as representações da câmara de testes no início do projeto, ou seja, em sua fase conceitual, e no final do projeto, com a câmara de testes já finalizada, respectivamente.

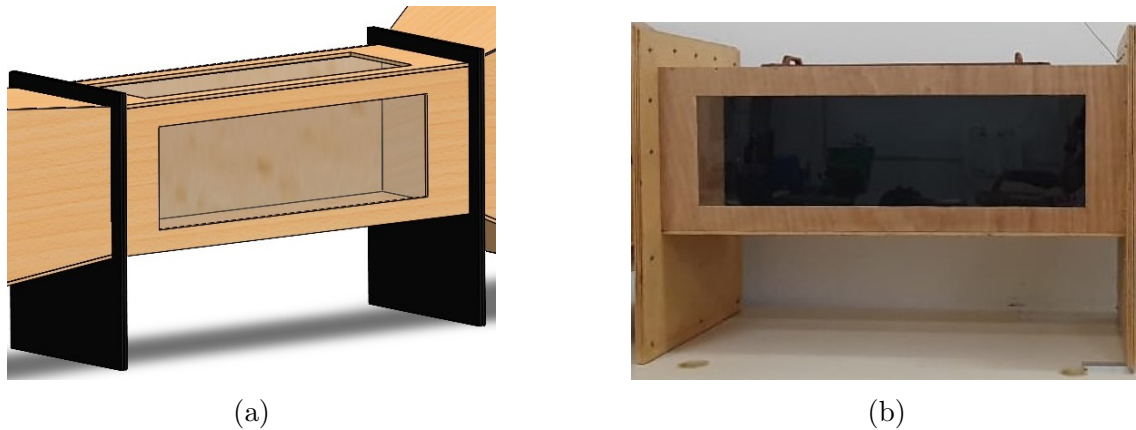


Figura 3.3: Projeto e construção da Câmara de Teste - (a) Projeto da Câmara de Teste em sua fase conceitual, realizado através do software SolidWorks; (b) Projeto da Câmara de Teste finalizado.

Fonte: Autoria Própria.

Os cálculos de perdas na câmara de teste foram calculadas conforme a seção 2.3.1 (que leva a seção 2.1.8) e os resultados das pressões dinâmicas de entrada e saída, do coeficiente de perda de carga e a perda de pressão na câmara de teste podem ser observados conforme a tabela 3.4 abaixo, com suas respectivas unidades e equações que foram utilizadas. Vale ressaltar que como dito na seção 3.1, todos os cálculos podem ser observados mais detalhadamente no apêndice B, de memória de cálculo desse trabalho.

Tabela 3.4: Perdas de Carga e Pressão - Câmara de Testes.

Perdas	Valor	Unidade	Equação
Pressão Dinâmica de Entrada, q_{1ent}	61,25	Pa	2.5
Pressão Dinâmica de Saída, q_{1sai}	61,25	Pa	2.5
Coeficiente de perda de carga, k_1	0,044148	-	2.7
Perda de Pressão, p_1	2,704065	Pa	2.6

Fonte: Autoria Própria.

3.2.2 Difusor

A partir dos valores obtidos na seção de teste, foi possível começar a dimensionar o difusor, com a finalidade de reduzir a velocidade com a menor perda de energia possível e com a menor distância possível, para não ocorrer separação de fluxo.

Sabe-se que os principais parâmetros para dimensionar o difusor são a razão de área (AR), que deve estar entre a faixa de 2-5, e o ângulo cônico equivalente (θ_e), que não deve ultrapassar o valor de 5° , conforme mencionado em 2.3.2. Neste projeto escolheu-se trabalhar com o ângulo cônico de 5° .

As especificações dimensionais do difusor, como altura, largura de entrada e saída, comprimento, áreas de entrada e saída, ângulo cônico e razão de área, podem ser vistas na tabela 3.5, com complemento do desenho esquemático do difusor, representado na imagem 3.4, que mostra exatamente as medidas presentes na tabela 3.5.

Tabela 3.5: Especificações dimensionais do Difusor.

Cota	Valor	Unidade
A - Altura	0,4	m
B - Largura	0,4	m
C - Altura	0,6	m
D - Largura	0,6	m
L - Comprimento	1,143	m
Área de Entrada	0,16	m^2
Área de Saída	0,36	m^2
Ângulo Cônico	5	graus
Razão de Área	2,25	-

Fonte: Autoria Própria.

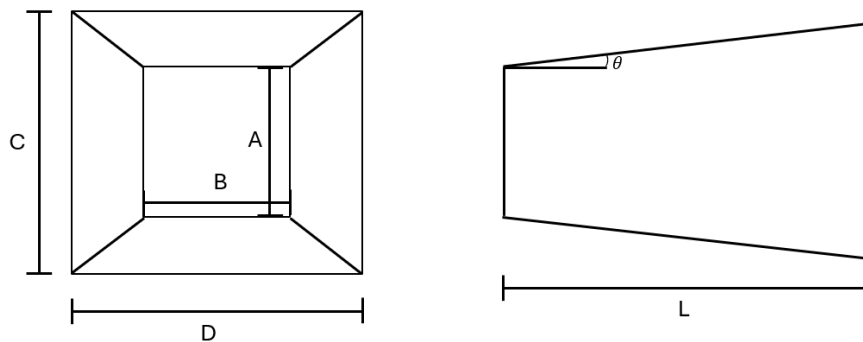


Figura 3.4: Desenho esquemático do difusor, detalhando a seção transversal com medidas A e B, C e D, seu comprimento L e seu ângulo cônico. Estes valores podem ser encontrados na Tabela 3.5.

Fonte: Autoria Própria.

O material escolhido para execução do difusor também foi o compensado naval e abaixo pode-se observar as figuras 3.5a e 3.5b que são as representações do difusor no início do projeto, ou seja, em sua fase conceitual, e no final do projeto, com o difusor já finalizado, respectivamente.

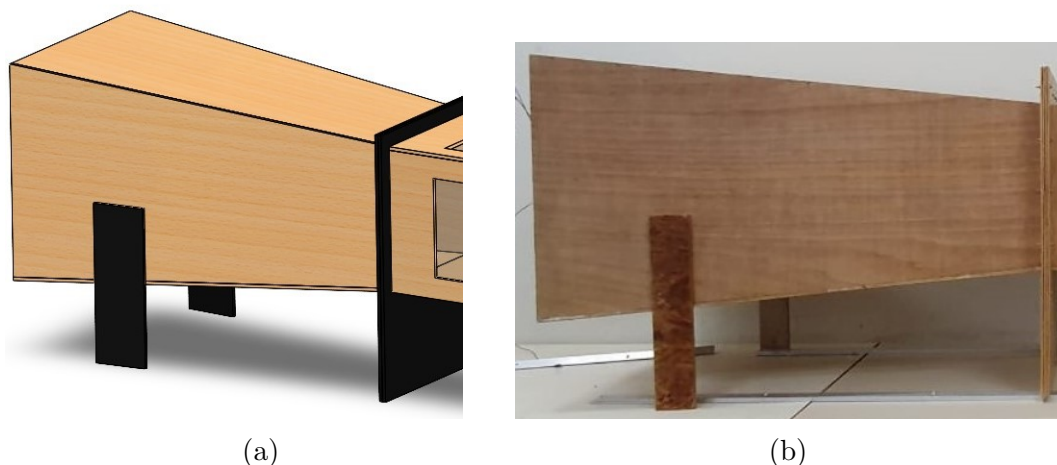


Figura 3.5: Projeto e Construção do Difusor - (a) Projeto do Difusor em sua fase conceitual, realizado através do software SolidWorks; (b) Projeto do difusor finalizado.

Fonte: Autoria Própria.

As perdas no difusor foram calculadas conforme a seção 2.3.2 e seguem conforme a tabela 3.6 abaixo, que apresenta as pressões dinâmicas de entrada e saída do difusor, o coeficiente de perda de carga, bem como a perda de pressão. Para o cálculo da pressão dinâmica de saída, utilizou-se a relação de vazão, velocidade e área da seção transversal ($Q = V * A$). Os cálculos podem ser observados também no apêndice B, de memórias de cálculo desse projeto.

Tabela 3.6: Perdas de Carga e Pressão - Difusor.

Perdas	Valor	Unidade	Equação
Pressão Dinâmica de Entrada, q_{2ent}	61,25	Pa	2.5
Pressão Dinâmica de Saída, q_{2sai}	12,10	Pa	2.5
Coefficiente de perda de carga, k_2	0,066507	-	2.14
Perda de Pressão, p_2	4,073533	Pa	2.6

Fonte: Autoria Própria.

3.2.3 Bocal de Contração

Para o dimensionamento do bocal de contração, como visto na seção 2.3.3, foram encontradas duas referências para a razão entre as áreas, a de COUTINHO [30] e a de BELL e MEHTA [32], que dizem que a razão deve estar nas faixas de $2 < Ar_{bc} < 25$ e $6 < Ar_{bc} < 10$, respectivamente. Para esse projeto, foram realizados os cálculos para razão de área $Ar_{bc} = 6$ que atendiam as duas referências, porém, considerando o espaço que era disponibilizado no laboratório e principalmente o

tamanho de ventilador que seria viável comprar para o projeto, a razão de áreas $Ar_{bc} = 6$ não se tornou viável.

A solução encontrada, foi utilizar a razão de áreas $Ar_{bc} = 4$, atendendo a referência de COUTINHO [30] e atendendo as demandas do projeto. Com a razão de área calculada, foi possível dimensionar o comprimento do bocal, respeitando também a bibliografia, que menciona que se o comprimento for igual a 0,89 vezes o raio hidráulico de entrada, obtém-se melhores resultados de controle da camada limite.

Por dificuldades de fabricação, a geometria do bocal de contração não apresenta curvatura, tornando-se semelhante a do difusor, com arestas retas. Mas vale ressaltar que todos os requisitos de dimensionamento foram respeitados.

Após o comprimento do bocal de contração ser definido, utilizou-se a equação 2.22 para o cálculo do ângulo cônico.

A tabela 3.7 apresenta as especificações dimensionais, como altura e largura de entrada e saída, comprimento, áreas de entrada e saída, ângulo cônico, razão de área e diâmetros hidráulicos de entrada e saída, do bocal de contração e pode se relacionar com a imagem 3.6 abaixo, que é uma representação em forma desenho esquemático do bocal de contração, detalhando as medidas A e B, C e D, bem como o comprimento L e o ângulo cônico do bocal de contração.

Tabela 3.7: Especificações dimensionais do Bocal de Contração.

Cota	Valor	Unidade
A - Altura	0,8	m
B - Largura	0,8	m
C - Altura	0,4	m
D - Largura	0,4	m
L - Comprimento	0,4	m
Área de Entrada	0,64	m^2
Área de Saída	0,16	m^2
Ângulo Cônico	26,57	graus
Razão de Área	4,0	-
Diâmetro hidráulico de entrada	8,0	m
Diâmetro hidráulico de saída	4,0	m

Fonte: Autoria Própria.

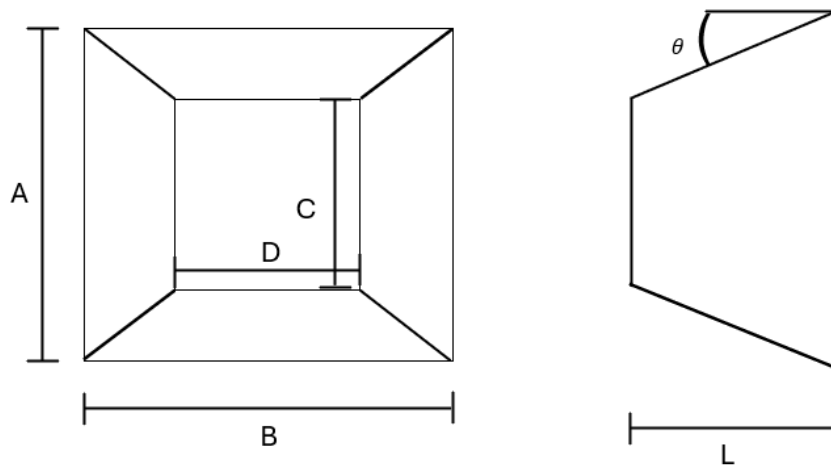


Figura 3.6: Desenho esquemático do Bocal de Contração, detalhando a seção transversal com medidas A e B, C e D, seu comprimento L e seu ângulo cônico.

Estes valores podem ser encontrados na Tabela 3.7.

Fonte: Autoria Própria.

O material escolhido para construção do bocal de contração também foi o compensado naval e abaixo podem ser observadas as imagens 3.7a e 3.7b que são as representações do bocal de contração no início do projeto, ou seja, em sua fase conceitual, e no final do projeto, com o bocal de contração já finalizado, respectivamente.

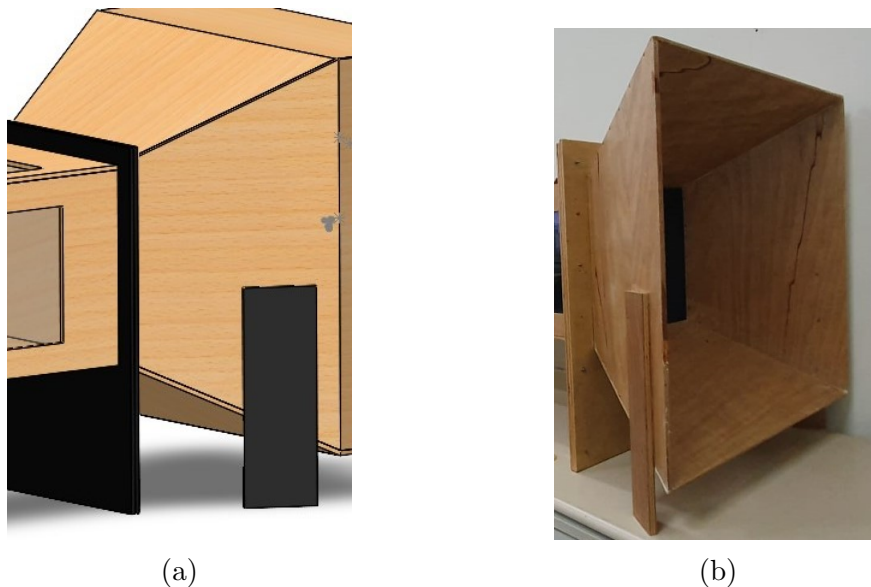


Figura 3.7: Projeto e Construção do Bocal de Contração - (a) Projeto do Bocal de Contração em sua fase conceitual, realizado através do software SolidWorks; (b) Projeto do Bocal de Contração finalizado.

Fonte: Autoria Própria.

Para definir as perdas geradas pelo bocal de contração, primeiro foram definidas as velocidades de entrada e saída do bocal, de acordo com a relação de vazão,

velocidade e área da seção transversal ($Q = V * A$), e depois foram definidos os números de Reynolds de entrada e saída do bocal, para que uma média entre os fatores de atrito de entrada e saída fosse feita, visto que a equação 2.23 solicita esse componente. Assim, os resultados de pressões dinâmicas de entrada e saída, coeficiente de perda de carga e perda de pressão obtidos, seguem apresentados na tabela 3.8 abaixo. Os cálculos podem ser observados no apêndice B, de memórias de cálculo desse trabalho.

Tabela 3.8: Perdas de Carga e Pressão - Bocal de Contração.

Perdas	Valor	Unidade	Equação
Pressão Dinâmica de Entrada, q_{3ent}	3,8281	Pa	2.5
Pressão Dinâmica de Saída, q_{2sai}	61,25	Pa	2.5
Coefficiente de perda de carga, k_3	0,0055	-	2.23
Perda de Pressão, p_3	0,0211	Pa	2.6

Fonte: Autoria Própria.

3.2.4 Câmara de Estabilização

A câmara de estabilização foi projetada em função da colmeia e das telas dimensionadas para o túnel de vento. De acordo com a seção 2.3.4, o comprimento utilizado para a câmara de estabilização é geralmente de 0,5 vezes o diâmetro hidráulico de entrada do bocal de contração. Como visto na tabela 3.7, o diâmetro de entrada do bocal é de 0,8m e assim, o comprimento da câmara deve atender o valor de aproximadamente 0,4m.

Além disso, a câmara de estabilização deve acomodar a colmeia e as 4 telas, que possuem uma moldura com espessura igual a 20mm, cada uma, como pode ser visto nas tabelas 3.11 e 3.13, com espaçamento de 35mm para cada componente da câmara, e por fim, deve respeitar também o valor de 0,2 vezes o diâmetro hidráulico da câmara de estabilização para distância entre a última tela e início do bocal.

Realizando o cálculo das distâncias previstas para organização dos componentes dentro da câmara de estabilização, observa-se que o projeto atende as exigências de comprimento, sendo a câmara de estabilização portanto, projetada para um comprimento de 0,4m.

Vale ressaltar que no presente projeto, a câmara de estabilização foi dimensionada respeitando todas as exigências necessárias, porém, ela ainda não foi de fato construída. Os componentes da câmara de estabilização ainda não foram comprados, por particularidades do projeto e demandas do laboratório, porém, os materiais também já foram escolhidos e as cotações foram feitas.

O compensado naval foi o material escolhido para construção da câmara de estabilização, bem como para realizar as molduras que serão utilizadas para o suporte da colmeia e das telas.

Abaixo, na tabela 3.9, são mostradas as especificações de altura, largura, comprimento, áreas de entrada e saída e diâmetro hidráulico da câmara de estabilização. Na figura 3.8, pode-se observar o desenho esquemático da câmara de estabilização, que complementa as informações da tabela 3.9, detalhando as medidas A e B, e o comprimento L da câmara de estabilização.

Tabela 3.9: Especificações dimensionais da Câmara de Estabilização.

Cota	Valor	Unidade
A - Altura	0,8	m
B - Largura	0,8	m
L - Comprimento	0,4	m
Área entrada e saída	0,64	m^2
Diâmetro Hidráulico	0,8	m

Fonte: Autoria Própria.

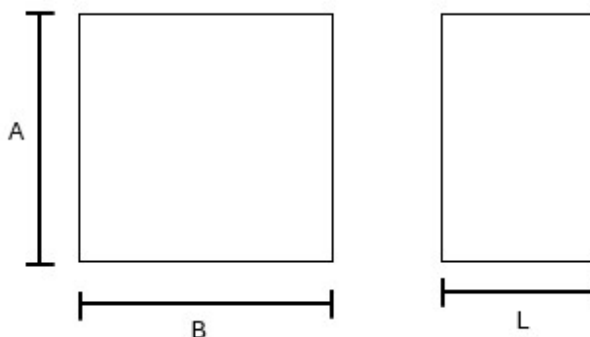


Figura 3.8: Desenho esquemático da Câmara de Estabilização, detalhando a seção transversal com medidas A e B e seu comprimento L. Estes valores podem ser encontrados na Tabela 3.9.

Fonte: Autoria Própria.

Além disso, as perdas na câmara de estabilização também foram calculadas, de maneira a considerar sua geometria e desconsiderar os componentes que a compõe, como a colmeia e as 4 telas. Ao final, todos os cálculos de perdas serão somados para obtenção de um resultado total. Observa-se abaixo a tabela 3.10 que apresenta as pressões dinâmicas de entrada e saída, o coeficiente de perda de carga e a perda de pressão referentes à câmara de estabilização, bem como as equações utilizadas

para os cálculos das mesmas. Os cálculos podem ser observados no apêndice [B](#), de memórias de cálculo desse trabalho.

Tabela 3.10: Perdas de Carga e Pressão - Câmara de Estabilização.

Perdas	Valor	Unidade	Equação
Pressão Dinâmica de Entrada, q_{4ent}	3,8281	Pa	2.5
Pressão Dinâmica de Saída, q_{4sai}	3,8281	Pa	2.5
Coefficiente de perda de carga, k_4	0,00845	-	2.7
Perda de Pressão, p_4	0,0323	Pa	2.6

Fonte: Autoria Própria.

Colmeia

Para realizar o cálculo da colmeia, as informações apresentadas na seção [2.3.4](#) foram seguidas e o catálogo de um fabricante foi selecionado.

O diâmetro hidráulico máximo que a célula da colmeia poderia ter, foi calculado de acordo com a equação do número de Reynolds [2.2](#), que virou a equação [2.25](#), com a consideração de que o escoamento deveria ser laminar, ou seja, $Re \leq 2100$.

Então, o diâmetro hidráulico que poderia ter seu valor máximo igual a 11,7mm, foi definido como sendo de 6,4mm, equivalente a colmeia de 1/4'' do "cell size", que seria o tamanho da célula, do catálogo apresentado no catálogo [A](#).

A partir disso, as regras de valor de porosidade e razão entre comprimento e diâmetro hidráulico foram aplicadas e os valores podem ser observados na tabela [3.11](#) abaixo, junto com outras especificações dimensionais da colmeia, como altura, largura, espessura, rugosidade, áreas das células e da colmeia.

A escolha do material para colmeia visava principalmente ser de baixo custo e com boa resistência, e essas características levaram ao alumínio série 3000. De acordo com o fabricante, a colmeia de alumínio possui baixo custo, excelente resistência, e boa durabilidade, além das aplicações atenderem a demanda do projeto, que é a direcionalização do escoamento.

Tabela 3.11: Especificações dimensionais da Colmeia.

Cota	Valor	Unidade
A - Altura	0,8	m
B - Largura	0,8	m
E - Espessura	0,02	m
L - Comprimento	0,0384	m
Diâmetro hidráulico da célula	0,0064	m
Área total da Colmeia	0,64	m^2
Área total das células (área do escoamento)	0,512	m^2
Porosidade	0,8	-
Rugosidade	0,0000015	m

Fonte: Autoria Própria.

A colmeia também é responsável por uma parte das perdas de carga e pressão do túnel de vento. Os valores da pressão dinâmica, do coeficiente de perda de carga e perda de pressão são apresentados na tabela 3.12 abaixo, com suas respectivas equações. Os cálculos podem ser observados também no apêndice B, de memórias de cálculo desse trabalho.

Tabela 3.12: Perdas de Carga e Pressão - Colmeia.

Perdas	Valor	Unidade	Equação
Pressão Dinâmica, $q_{4.1}$	3,8281	Pa	2.5
Coefficiente de perda de carga, $k_{4.1}$	0,2763	-	2.26
Perda de Pressão, $p_{4.1}$	1,06	Pa	2.6

Fonte: Autoria Própria.

Telas

Para o dimensionamento das telas, foram analisadas especificações de telas comerciais e a escolha foi feita a partir do espaçamento entre os fios e o diâmetro dos fios, que eram os dados apresentados no catálogo. A escolha tanto do diâmetro, quanto do espaçamento foi feita visando atender o requisito de porosidade, apresentado na seção 2.3.4.

Sendo assim, a tela de malha 18 foi escolhida e suas especificações dimensionais, como altura, largura, espessura, espaçamento entre os fios, diâmetro do fio, densidade da malha, porosidade, e solidez, podem tanto ser observadas na tabela 3.13 abaixo, quanto no catálogo apresentado no apêndice A.

Como as telas são responsáveis também pelo controle de turbulência, e a implementação de múltiplas telas contribui significativamente para redução dessa turbulência e uniformidade do fluxo, foi escolhido nesse projeto, a utilização de 4 telas de aço, que apesar de ser um material um pouco mais caro que os demais, é geralmente o material escolhido para telas, por apresentar boa resistência e durabilidade.

Tabela 3.13: Especificações dimensionais das Telas.

Cota	Valor	Unidade
A - Altura	0,8	m
B - Largura	0,8	m
E - Espessura	0,02	m
Espaçamento entre os fios	0,00118	m
Diâmetro do fio	0,00023	m
Densidade da malha	847,4576	m^{-1}
Porosidade	0,6482	-
Solidez	0,3518	-
Número de Telas	4	-

Fonte: Autoria Própria.

Para os cálculos de perda de carga e pressão provenientes das telas utilizadas na câmara de estabilização, os requisitos da seção 2.3.4 foram seguidos.

Para o valor do fator de malha, utilizou-se 1,3, devido a escolha do material ser aço, e além disso, o número de reynolds do fio, porosidade e solidez também foram utilizados.

O espaçamento entre as telas seguiu conforme o especificado na seção 2.3.4, com o valor de 0,04m, cumprindo a exigência de estar entre 0,035m e 0,115m.

E por fim, para não ocorrer distorção do fluxo e descolamento da camada limite, a última tela manteve a distância da entrada do bocal de contração de 0,2 vezes o diâmetro hidráulico da câmara de estabilização, ou seja, a distância de 0,16m.

Abaixo, na tabela 3.14 podem ser observados os resultados da pressão dinâmica, do coeficiente de perda de carga e perda de pressão e as respectivas equações utilizadas para o cálculo. Os cálculos podem ser observados também no apêndice B, de memórias de cálculo desse trabalho.

Tabela 3.14: Perdas de Carga e Pressão - Telas.

Perdas	Valor	Unidade	Equação
Pressão Dinâmica, $q_{4.2}$	3,8281	Pa	2.5
Coefficiente de perda de carga, $k_{4.2}$	0,230	-	2.30
Perda de Pressão, $p_{4.2}$	0,881	Pa	2.6
Perda de Pressão para 4 telas, $p_{4.2}$	3,52	Pa	-

Fonte: Autoria Própria.

3.2.5 Perda Total de Pressão

Após os cálculos das perdas de pressão provenientes de cada componente do túnel de vento, é possível observar na tabela 3.15 abaixo a contribuição em valor de cada um dos componentes do túnel de vento (câmara de teste, difusor, bocal de contração, colmeia, telas, câmara de estabilização), bem como o percentual deles em relação ao valor total que foi de 11,41 Pa.

Tabela 3.15: Perda Total de Pressão do Sistema.

Componentes	Valor [Pa]	%
Câmara de Teste	2,7	23,7
Difusor	4,07	35,7
Bocal de Contração	0,02	0,19
Colmeia	1,06	9,25
Telas	3,52	30,88
Câmara de Estabilização	0,03	0,28
Total	11,41	100

Fonte: Autoria Própria.

3.2.6 Ventilador

A escolha do ventilador deve ser feita a partir do dimensionamento do projeto, para suprir as perdas de carga e manter a vazão e velocidade do túnel de vento. Então, alguns valores precisam ser atendidos.

Primeiramente, sabe-se que a velocidade desejada na seção de teste é de 10m/s, como visto na tabela 3.1 e conseqüentemente, a vazão que o projeto demanda é de $Q = 96 \text{ m}^3/\text{min}$ ou $1,6 \text{ m}^3/\text{s}$, para a área de $0,16 \text{ m}^2$ de entrada e saída da seção de teste. Além disso, o gradiente de pressão gerado pelo ventilador deve ser maior que

a perda total de pressão do sistema, que como pode ser observado na tabela [3.15](#) acima, é de $P_{est} = 11,41$ Pa, que é aproximadamente igual a 1,16 mmH₂O.

Feito o dimensionamento do ventilador para o túnel de vento, primeiro foi analisada a opção de ventilador que já existia no laboratório LEAD. Porém, verificou-se que o ventilador não atendia as especificações do projeto, pois possuía uma vazão de apenas $65,4$ m³/min.

Após isso, as opções de mercado começaram a ser analisadas e o custo do sistema de ventilação foi levado em consideração, pois os ventiladores centrífugos possuíam um custo mais elevado, se comparado aos ventiladores axiais. Além disso, como o sistema demanda uma alta vazão e baixa pressão (observe na seção [2.3.5](#)), a escolha do ventilador axial foi feita. Considerando todas as exigências e limitações do projeto, a escolha foi a do ventilador oscilante de parede V70cm, do fabricante Goar, cuja vazão máxima produzida é de $Q = 99,6$ m³/min ou $1,66$ m³/s e o gradiente de pressão máximo produzido é de $P_{est} = 97,59$ Pa ou $9,95$ mmH₂O, valores achados conforme manipulação da equação [2.32](#). Na figura [3.9](#) abaixo, pode-se observar o ventilador escolhido para atender ao projeto, e na tabela [3.16](#) abaixo, as suas especificações técnicas, como potência, vazão, diâmetros da grade e da hélice e a tensão.

Para o cálculo da potência do motor, considerou-se a perda de pressão total do sistema, a vazão solicitada pela câmara de teste e a eficiência do ventilador, resultando em um valor de $P_{ot} = 30,43$ W, que foi atendido pelo ventilador escolhido, pois a potência do motor é de 270W. Os cálculos podem ser observados no apêndice [B](#), de memórias de cálculo do projeto.



Figura 3.9: Ventilador V70 - Goar.
Fonte: <https://loja.goar.com.br>

Tabela 3.16: Especificações Técnicas do Ventilador.

Dados Técnicos	
Potência	270 W
Vazão	1,66 m^3/s
Diâmetro Grade	70 cm
Diâmetro Hélice	60 cm
Tensão	Bifásico

Fonte: Autoria Própria.

3.3 Construção

A partir da compra de materiais necessários, iniciou-se a construção do túnel de vento. Para realizar a construção, alguns maquinários foram exigidos e como eles não estavam disponíveis no laboratório LEAD, o projeto precisou do auxílio de um marceneiro, que recebeu as especificações do projeto e com o auxílio da desenvolvedora do túnel, as peças foram produzidas.

Os principais maquinários utilizados foram a serra de bancada, a serra tico tico, plaina e estilete para acrílico.

Após fazer as marcações das dimensões na madeira, utilizou-se a serra de bancada para fazer os cortes principais nas peças do túnel (câmaras, difusor e bocal). Uma vez que todas as peças principais foram cortadas, pode-se observar a figura 3.10 abaixo, onde as peças da câmara de teste já se encontravam cortadas, trabalhou-se com o estilete para acrílico, para realização do corte da placa de acrílico, que seria utilizada na câmara de testes, para visualização.

Os componentes do túnel foram montados separadamente e para montagem, as peças foram furadas e aparafusadas para suas junções. Na figura 3.11 abaixo, é possível observar os passos tomados para obtenção do bocal de contração. Em 3.11a, uma placa de compensado já marcada está na máquina de corte, para obtenção de uma peça do bocal de contração. Já na figura 3.11b, todas as peças para montagem do bocal de contração já se encontravam cortadas e por fim, pode-se observar na figura 3.11c, as peças já aparafusadas e unidas, formando o bocal de contração.



Figura 3.10: Peças já cortadas para construção do componente Câmara de Teste do Túnel de Vento.
Fonte: Autoria Própria.



(a)



(b)



(c)

Figura 3.11: Peças do Bocal de Contração sendo cortadas, cortadas e unidas. - a) Placa de compensado já marcada, na máquina de corte, para obtenção de uma peça do componente Bocal de Contração do Túnel de Vento; b) Todas as peças para montagem do Bocal de Contração já cortadas.; c) Peças do Bocal de Contração já aparafusadas e unidas, com massa para madeira em suas junções (para melhor vedação do túnel), formando o componente Bocal de Contração do Túnel de Vento.

Fonte: Autoria Própria.

Quando os componentes já estavam montados, começou-se a construção dos suportes, que além de serem utilizados como sustentação do túnel, foram utilizados para unir os componentes. Eles também foram cortados utilizando a serra de bancada, porém, para os cortes internos, onde seriam posicionados os componentes do túnel de vento, utilizou-se a serra tico tico. Os suportes foram projetados para ficarem "por fora" dos componentes, como pode ser observado nas figuras [3.12a](#) e [3.12b](#) abaixo, que os suportes se encontram encaixados por fora da estrutura do difusor e por fora da estrutura da câmara de teste, respectivamente. E além disso, a plaina

foi utilizada para auxiliar no encaixe dos componentes que possuíam angulação, com os suportes.

Ao todo, 4 suportes foram feitos, 1 para o bocal de contração, 2 para a câmara de testes e 1 para o difusor. Dessa maneira, foi possível fazer a junção do bocal de contração com a câmara de testes, e da câmara de testes com o difusor, aparafusando os suportes. Em seguida, os componentes já com seus respectivos suportes foram unidos, para que os suportes fossem testados.

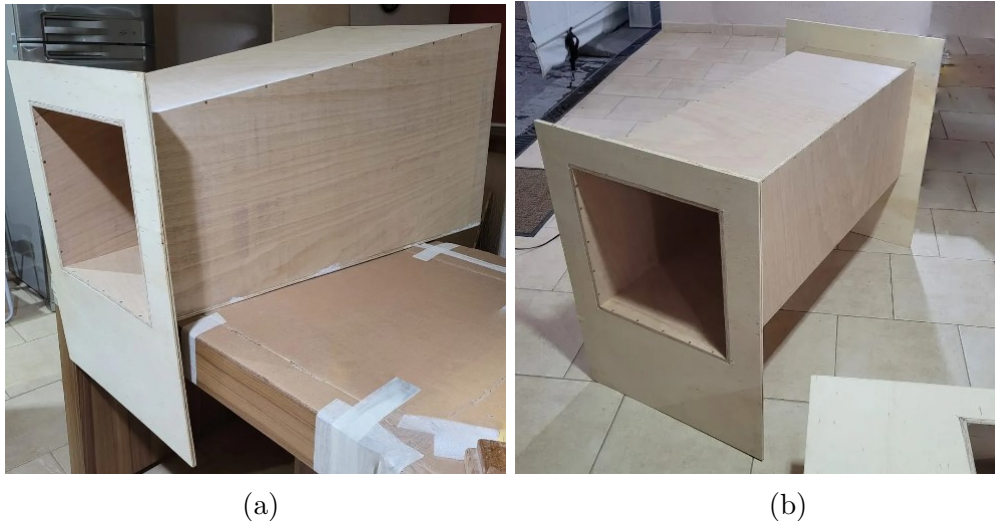


Figura 3.12: Suportes Difusor e Câmara de Teste. - a) Suporte do componente Difusor do Túnel de Vento do lado que fará junção com a Câmara de Teste.; b) Suportes da Câmara de Teste, que farão junção de um lado com o componente Difusor e do outro com o componente Bocal de Contração.

Fonte: Autoria Própria.

Após isso, foi realizado o trabalho de corte com a serra tico tico em duas placas da câmara de testes, para serem posicionadas as placas de acrílico. A parte superior, além de servir para visualização do experimento, também deveria ser removível, para que os objetos pudessem ser manipulados, então, um suporte do tipo escotilha com duas trameas foi feito pelo marceneiro, com madeiras que o mesmo possuía de sobra. O descrito pode ser analisado na figura [3.13](#) abaixo.



Figura 3.13: Câmara de Testes com as placas de acrílico e com o suporte do tipo escotilha com duas tramelas.
Fonte: Autoria Própria.

Com todas as partes do túnel já montadas e unidas, utilizou-se um pouco de massa para madeira nas junções das peças, para garantir melhor vedação no túnel. Outros produtos utilizados foram cupinicida, seladora e verniz, para proteção e finalização do túnel de vento. Além disso, a câmara de testes teve seu interior pintada com tinta preta, para ocorrer melhor visualização do escoamento na hora dos experimentos.

É válido ressaltar que a câmara de estabilização foi dimensionada, mas ainda não foi construída, por motivo de tempo e verba do projeto. A colmeia e telas, que ficariam posicionadas dentro da câmara de estabilização, também não foram compradas. Por consequência disso, os suportes da câmara de estabilização e do ventilador também não foram produzidos, mas, o ventilador já foi dimensionado e comprado.

Por fim, é possível observar nas figuras [3.14a](#), [3.14b](#) o túnel de vento montado, porém antes de ser realizado o tratamento com os produtos (cupinicida, seladora, verniz e tinta), antes também da câmara de teste estar finalizada, pois ainda não possuía as placas de acrílico e suporte do tipo escotilha com as tramelas, e na localização da marcenaria, para teste dos suportes. E as figuras [3.15a](#) e [3.15b](#) representam o túnel de vento visto de ângulos diferentes, já no laboratório da UFRJ, com os tratamentos com os produtos já realizados, pintura feita e câmara de teste finalizada.



(a)

(b)

Figura 3.14: Túnel de Vento já montado. - a) e b) Montagem do Túnel de Vento para testar os suportes, antes de seus acabamentos e finalizações.

Fonte: Autoria Própria.



(a)



(b)

Figura 3.15: Túnel de Vento com todos os tratamentos e já finalizado no laboratório da UFRJ. - a) Túnel de Vento finalizado visto pelo lado do componente Difusor.; b) Túnel de Vento finalizado visto pelo lado do componente Bocal de Contração.

Fonte: Autoria Própria.

Capítulo 4

Análise Comparativa, Desafios e Projeto Executado

4.1 Comparativo Comportamental do Escoamento

A seção de Comportamento do Escoamento no Túnel de Vento (2.1.4) fornece informações, vindas de referências bibliográficas, sobre como um escoamento deve se comportar em um túnel de vento, em relação à pressão, área, velocidade e gradiente de pressão, com relação aos principais componentes do túnel de vento. Um resumo dessa seção foi feito em forma de tabela e pode ser observado abaixo (tabela 4.1).

Além disso, observa-se também que a tabela 4.2 fornece as informações de diferença de pressão, áreas e velocidades iniciais e finais para as partes de bocal de contração, câmara de testes e difusor. Essas informações são os resultados encontrados após o dimensionamento do túnel de vento.

Tabela 4.1: Comparativo entre as seções do túnel de vento.

Componentes	Pressão	Área	Velocidade	Gradiente de Pressão
Bocal de Contração	Decresce	Decresce	Cresce	Favorável
Câmara de Teste	Constante	Uniforme	Constante	Zero
Difusor	Cresce	Cresce	Decresce	Adverso

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 4.2: Resultados de diferença de pressão, áreas e velocidades de componentes do túnel.

Componentes	Diferença de Pressão (Pa)	Área (m^2)		Velocidade (m/s)	
		Entrada	Saída	Entrada	Saída
Bocal de Contração	-57,42	0,64	0,16	2,5	10
Câmara de Testes	0	0,16	0,16	10	10
Difusor	49,15	0,16	0,36	10	4,44

Fonte: Autoria Própria.

Então, após as tabelas 4.1 e 4.2 serem analisadas, é possível fazer um comparativo sobre o que era esperado que acontecesse pela bibliografia e o que realmente aconteceu, uma vez que o projeto foi dimensionado.

Para o bocal de contração, sua pressão e área deveria decrescer e a velocidade aumentar, e foi exatamente o que aconteceu após o projeto dimensionado. Tendo a diferença de pressão negativa, indicando o decrescimento, a área diminuindo e a velocidade aumentando. Essa mesma análise pode ser verificada para a câmara de testes e para o difusor, concluindo então que de acordo com a bibliografia, o projeto está dentro das normas, dentro do esperado.

4.2 Comparativo Custos

O orçamento desse projeto foi feito de maneira única, levando em consideração todos os materiais necessários para a construção do túnel, como por exemplo o m^2 para compra do compensado naval, foi pensado no m^2 total do túnel, e não comprado para cada componente. Os materiais foram orçados aproximadamente em Setembro de 2023 e todos os valores irão depender da época de realização do projeto, do fabricante e local de compra. Os valores podem ser verificados no Apêndice C.

É válido ressaltar que o orçamento realizado não inclui mão de obra para construção do túnel, nem as instalações elétricas necessárias. Trabalho de alvenaria e gastos com deslocamento (combustível, etc) também não foram considerados. Além disso, como dito anteriormente, alguns materiais já disponibilizados pelo laboratório LEAD foram utilizados, não sendo portanto, considerados nesse orçamento abaixo.

Como o baixo custo foi um dos objetivos principais da construção do túnel de vento, pode-se dizer que o projeto atendeu ao requisito, com um valor de gasto de aproximadamente R\$ 3.000,00 para construção, que se comparado à compra de um túnel que atendesse as demandas do projeto, em empresas de fabricantes de equipamentos educacionais ou empresas de engenharia especializadas, esse custo

estaria em torno de \$ 30.000,00. E pode-se dizer que a escolha de materiais contribuiu significativamente para esse resultado.

4.3 Desafios

O principal desafio do projeto foi o tempo disponibilizado para sua execução, visto que a primeira fase do projeto já estava no final e foi necessário um grande estudo bibliográfico para construção do mesmo.

Outro grande desafio foi na parte do corte dos equipamentos que possuíam ângulos, ou seja, difusor e bocal de contração, pois eram ângulos muito bem definidos e as peças deveriam ser encaixadas depois, então não tinham margens para erros. Além disso, a montagem também foi complicada, pois o túnel de vento é bem grande e difícil de manusear.

Também pode-se dizer que o transporte do túnel entre os trajetos laboratório UFRJ e marcenaria não foi trivial, necessitando de empenho da equipe para esta realização.

4.4 Projeto do Túnel de Vento Executado

Diante das premissas do projeto, relacionadas a velocidade de escoamento, financeiro, tempo de projeto e espaço físico, o túnel de vento foi projetado e executado, sendo do tipo aberto, soprador e subsônico.

O túnel de vento encontra-se atualmente no espaço Coppe, sala de exposição 8, e o resultado do projeto executado contém a fabricação dos componentes bocal de contração, câmara de testes e difusor. O projeto também contém o ventilador montado em seu suporte e os suportes de junção dos componentes do túnel. Nas figuras [4.1](#) e [4.2](#) abaixo, pode-se observar o túnel de vento em seu estado atual.

Ressalta-se que a ausência da câmara de estabilização não impossibilita a utilização do túnel de vento. Ela é um componente que auxilia no controle de turbulências, então, experimentos realizados com ausência da câmara de estabilização, apresentarão resultados submetidos a maiores turbulências.



Figura 4.1: Projeto do Túnel de Vento Executado e localizado na sala de exposição 8 do espaço Coppe.



Figura 4.2: Projeto do Túnel de Vento Executado e localizado na sala de exposição 8 do espaço Coppe.

Capítulo 5

Conclusão

O trabalho apresentado resultou em um projeto e construção de um túnel de vento aberto, subsônico e do tipo soprador, com base nas limitações de velocidade de escoamento, limitações financeira, tempo de projeto e de espaço físico.

Como o projeto envolveu diferentes áreas da engenharia mecânica, como conceitos aerodinâmicos, propriedade dos materiais, processos de fabricação e até mesmo conceitos de marcenaria, ocorreu um estudo bibliográfico minucioso, para que o projeto fosse executado com todo cuidado, atenção e excelência, podendo ser um instrumento valioso para futuras aplicações da universidade.

No entanto, como visto na seção de Construção (3.3), o projeto do túnel de vento não está 100% finalizado, pois a câmara de estabilização foi apenas dimensionada, e não construída, por limitações de tempo e financeiro. Mas, é esperado que se siga com a construção do componente e suportes faltantes o mais breve possível, para que em um futuro próximo possam ser realizados os experimentos propostos no início do projeto.

Um túnel de vento é um equipamento de grande valor e uma ferramenta poderosa pois, com ele, é possível fazer análises e simulações, além de calibrações. E o projeto desse túnel de vento foi de relativo baixo custo para tudo que oferece, se comparado aos túneis de vento comerciais.

De acordo com as análises feitas no capítulo de Análise Comparativa, Desafios e Projeto Executado (4), pode-se dizer que o projeto ocorreu de maneira satisfatória, pois o seu dimensionamento seguiu a bibliografia e obteve um resultado dentro do que já era esperado. E além disso, a construção foi feita com auxílio de um experiente profissional de marcenaria, resultando em um bom projeto, estruturalmente falando.

5.1 Trabalhos Futuros

Como o projeto ainda não passou por testes experimentais, espera-se que no futuro ele esteja 100% finalizado e que ocorram os testes propostos. E espera-se que

o túnel atinja a velocidade para o qual foi dimensionado.

Como melhoria, foi pensado em solicitar ajuda à equipe de elétrica do laboratório para acrescentar na câmara de testes um fio de resistência, pingando glicerina, e assim, ocorrerá a produção de fumaça que ajudará a observar o escoamento e fenômenos aerodinâmicos no objeto sendo testado.

Além disso, considera-se a adição de uma tela de proteção acoplada ao sistema de ventilação, posicionada antes do ventilador. Essa medida tem o objetivo de impedir a entrada de objetos indesejados, garantindo a segurança do sistema e prevenindo danos aos componentes.

Referências Bibliográficas

- [1] MUNSON, B. R., YOUNG, D. F., OKIISHI, T. H. *Fundamentos da mecânica dos fluidos*. Editora Blucher, 2004.
- [2] BARLOW, J. B., RAE, W. H., POPE, A. *Low-speed wind tunnel testing*. John wiley & sons, 1999.
- [3] PEREIRA, J. D. “Wind tunnels: Aerodynamics, models, and experiments”, (*No Title*), 2011.
- [4] CLEZAR, C. A., NOGUEIRA, A. C. R. *Ventilação industrial*. Editora da UFSC, 1999.
- [5] ARIFUZZAMAN, M., MASHUD, M. “Design construction and performance test of a low cost subsonic wind tunnel”, *IOSR Journal of Engineering*, v. 2, n. 10, pp. 83–92, 2012.
- [6] KARAMCHETI, K. “Principles of ideal-fluid aerodynamics”, (*No Title*), 1966.
- [7] RAOL, J. R., SINGH, J. *Flight mechanics modeling and analysis*. Crc Press, 2023.
- [8] CENGEL, Y. A., CIMBALA, J. M. *Mecânica dos fluidos-3*. Amgh Editora, 2015.
- [9] KERMODE, A. C. “Mechanics of flight”, (*No Title*), 2006.
- [10] MATOS, L. S., ARÊAS, P. D. C. V. *Análise estática e dinâmica de uma pá de helicóptero*. Tese de Doutorado, Dissertação apresentada ao Centro Federal de Educação Tecnológica Celso . . . , 2014.
- [11] NASA. “Four Forces on an Airplane”. n.d. Disponível em: <<https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/VirtualAero/BottleRocket/airplane/fwrat.html>>. Accessed: 2025-01-30.
- [12] FOX, R. W., PRITCHARD, P. J., MCDONALD, A. T. *Introdução À Mecânica Dos Fluidos* . Grupo Gen-LTC, 2000.

- [13] ANDERSON, J. *EBOOK: Fundamentals of Aerodynamics (SI units)*. McGraw hill, 2011.
- [14] BRUNETTI, F. *Mecânica dos fluidos*. Pearson Educação, 2008.
- [15] SCHLICHTING, H., GERSTEN, K. *Boundary-layer theory*. springer, 2016.
- [16] WHITE, F. M., XUE, H. *Fluid mechanics*, v. 3. McGraw-hill New York, 2003.
- [17] CENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J. “Heat and Mass Transfer (in SI Units)”. 2014.
- [18] BISTAFA, S. R. *Mecânica dos fluidos: noções e aplicações*. Editora Blucher, 2018.
- [19] BATCHELOR, G. K. *An introduction to fluid dynamics*. Cambridge university press, 2000.
- [20] CASTRO, B. M. “Aerodinâmica em Regime Transônico e Supersônico”, .
- [21] NÚÑEZ, G. J. Z. “Projeto de um Túnel de Vento de Baixas Velocidades para o Ensino de Engenharia do Vento”, *Revista de Ensino de Engenharia*, v. 40, 2021.
- [22] SHAMES, I. H. “Mechanics of Fluids, Vol. 2”. 1982.
- [23] ARARIPE, R. S., DOS SANTOS MATOS, F. F. “Avaliação da Curvatura do Bocal de um Túnel de Vento Subsônico e Aberto, Utilizando Simulação Numérica”, *Conexões-Ciência e Tecnologia*, v. 10, n. 5, pp. 34–42, 2016.
- [24] SANTANA, D. D. S., FERNANDES, I. N. D. B., MARTINS, J. D. F., et al. “Túnel de vento”, 2024.
- [25] ANDERSON, J. D. “Modern compressible flow: with historical perspective”, (*No Title*), 1990.
- [26] CARMINATTI, L. J., KONRATH, R. “DESENVOLVIMENTO DE UM TÚNEL DE VENTO SUBSÔNICO COM FOCO NO ENSINO DIDÁTICO”, *Anais de Engenharia Mecânica/ISSN 2594-4649*, v. 4, n. 1, pp. 17–33, 2019.
- [27] NASA. “Wandering Wind Tunnel”. Disponível em: https://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/WindTunnel/wandering_windtunnel.html, 2023. Acesso em: 10 nov. 2024.

- [28] MEHTA, R. D., BRADSHAW, P. “Design rules for small low speed wind tunnels”, *The Aeronautical Journal*, v. 83, n. 827, pp. 443–453, 1979.
- [29] PANDA, M. K., SAMANTA, A. K. “Design of low cost open circuit wind tunnel-a case study”, *Indian journal of science and technology*, v. 9, n. 30, pp. 1–7, 2016.
- [30] COUTINHO, F. R. “Projeto de um Túnel de Vento Subsônico do Tipo Soprador”, *Universidade Federal do Rio de Janeiro*, 2014.
- [31] ECKERT, W. T., MORT, K. W., JOPE, J. *Aerodynamic design guidelines and computer program for estimation of subsonic wind tunnel performance*. Relatório técnico, 1976.
- [32] BELL, J. H., MEHTA, R. D. *Contraction design for small low-speed wind tunnels*. Relatório técnico, 1988.
- [33] TIBURCIO, J. P., RIZZO JUNIOR, M. A. “Túnel de vento: projeto, construção e instrumentação”, 2021.
- [34] HERNÁNDEZ, M. A. G., LÓPEZ, A. I. M., JARZABEK, A. A., et al. “Design methodology for a quick and low-cost wind tunnel”, *Wind tunnel designs and their diverse engineering applications*, v. 1, n. 1, 2013.
- [35] DRYDEN, H. L., SCHUBAUER, G. B. “The use of damping screens for the reduction of wind-tunnel turbulence”, *Journal of the Aeronautical Sciences*, v. 14, n. 4, pp. 221–228, 1947.
- [36] IDELCHIK, I. E., STEINBERG, M., MARTYNENKO, O. G. *Handbook of hydraulic resistance*, v. 2. Hemisphere publishing corporation New York, 1986.
- [37] ALIBABA READS. “Centrifugal vs. Axial Fans: What’s the Difference?” 2024. Disponível em: <<https://reads.alibaba.com/pt/centrifugal-vs-axial-fans-whats-difference/>>. Acesso em: 05 fev. 2025.
- [38] LEIPOLE. “What is the difference between axial fan and centrifugal fan? Comparison of economic benefits”. 2024. Disponível em: <<https://pt.leipole.net/article/what-is-the-difference-between-axial-fan-and-centrifugal-fan-comparison-of-economic-benefits>>. Acesso em: 05 fev. 2025.

- [39] LINDGREN, B., JOHANSSON, A. V. “Design and evaluation of a low-speed wind-tunnel with expanding corners”, *Flow facility design and experimental studies of wall-bounded turbulent shear-flows*, v. 63, 2002.
- [40] GERHART, A. L., HOCHSTEIN, J. I., GERHART, P. M. *Munson, Young and Okishi’s fundamentals of fluid mechanics*. John Wiley & Sons, 2020.

Apêndice A

Catálogos

PCGA-XR2 3000 Series Aluminum Honeycomb

Core Type	Cell Size	Density	Bare Compressive		Plate Shear			
			Strength PSI	Modulus KSI	Strength PSI	Modulus KSI	1"	1/4"
PCGA-XR1	1/4"	5.2	820	148	345	235	83	31
PCGA-XR1	3/8"	5.2	820	148	270	180	66	26
PCGA-XR1	1/2"	5.2	820	148	170	110	45	18
PCGA-XR1	3/4"	5.2	820	148	120	80	35	14
PCGA-XR1	1"	5.2	820	148	85	60	25	10

How to specify Plascore Honeycomb:
 PCGA-XR1 3000 Series commercial grade aluminum honeycomb is specified as follows:
 Material - Density - Cell Size - Perforated - Alloy

Where:
PCGA - designates aluminum commercial grade
XR1 - designates XR1 corrosion coating
1.8 - is the nominal density in pounds per cubic foot
3/4 - is the cell size in inches
P - indicates cell walls are perforated
3000 Series - designates the alloy of the foil

Description:

PCGA-XR2 3000 Series commercial grade aluminum honeycomb is a lightweight core material offering excellent strength and good corrosion resistance for industrial applications at low cost. PCGA-XR2 3000 Series honeycomb is made from 3000 Series aluminum alloy foil.

Applications:

PCGA-XR2 3000 Series honeycomb uses include air/light directionalization, energy absorption, tooling, ceiling and floor panels, counter tops and other applications for which elevated physical and mechanical properties are not required.

Features:

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

Availability:

PCGA-XR2 3000 Series 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:	1.2 pcf - 5.2 pcf
Sheet "Ribbon" (L):	48" typical - 72" max
Sheet "Transverse" (W):	96" typical - 200" max
Sheet Thickness (T):	35" max
Tolerances:	Length: + 6", - 0" Width: + 6", - 0" Thickness: ± 0.008" (under 4" thick) ± 0.062" (over 4" thick) Density: ± 15% Cell Size: ± 15%

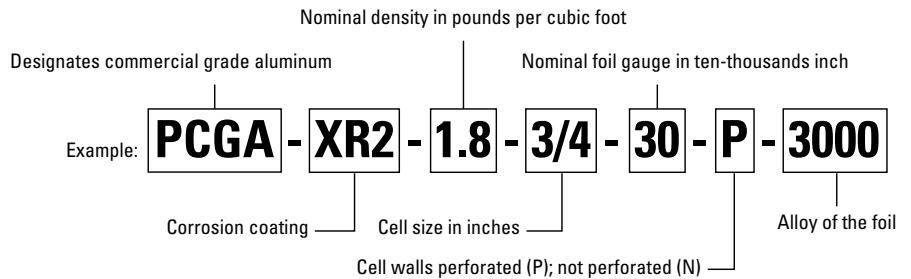
NOTE: Special dimensions, sizes, tolerances, CNC machining and die cut to size can be provided upon request.

Corrosion Resistance:

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

PCGA-XR2 3000 Series commercial grade aluminum honeycomb is specified as follows:

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



PCGA-XR2 3000 Series Mechanical Properties

CELL SIZE		NOMINAL DENSITY		COMPRESSIVE STRENGTH (BARE)		PLATE SHEAR STRENGTH "L" DIRECTION		PLATE SHEAR MODULUS "L" DIRECTION		PLATE SHEAR STRENGTH "W" DIRECTION		PLATE SHEAR MODULUS "W" DIRECTION	
in	mm	lb/Ft ³	Kg/m ³	psi	Mpa	psi	Mpa	ksi	Gpa	psi	Mpa	ksi	Gpa
1/4	6.4	5.2	83	680	4.69	330	2.28	67	0.46	195	1.34	37	0.26
3/8	9.6	3.6	58	340	2.34	227	1.56	55	0.38	135	0.93	25	0.17
1/2	12.7	2.5	40	205	1.41	140	0.97	38	0.26	77	0.53	15	0.10
3/4	19.0	1.8	29	125	0.86	105	0.72	23	0.16	61	0.42	13	0.09
1.0	24.4	1.2	19	85	0.59	70	0.48	14	0.10	50	0.34	7	0.05

Note: Additional densities and configurations available upon request.

Tested at 0.625" T per AMS STD 401 at room temperature.

Certificates of conformance are not provided. Values stated are for reference only.



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

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



Corporate Headquarters

Plascore Incorporated
 615 N. Fairview St.
 Zeeland, MI 49464-0170
 Phone (616) 772-1220
 Toll Free (800) 630-9257
 Fax (616) 772-1289
 Email sales@plascore.com
 Web www.plascore.com

Europe

Plascore GmbH&CoKG
 Feldborn 6
 D-55444 Waldlaubersheim
 Germany
 Phone +49(0) 6707-9143 0
 Fax +49(0) 6707-9143 40
 Email sales.europe@plascore.de
 Web www.plascore.de

TABELA DE ABERTURA DE MALHAS

MALHA	DIÂMETRO DO ARAME		ABERTURA DA MALHA	PESO POR M ²		PORCENTAGEM DE ÁREA ABERTA
	Inglês 25,40mm	BWG		mm	Ferro Galv. Inox	
2	14	2,10	10,59	4,16	4,70	69,50
	16	1,65	11,05	2,56	2,56	75,70
	18	1,24	11,46	1,52	1,52	81,40
	20	0,89	11,81	0,80	0,90	86,50
2 1/2	14	2,10	8,05	5,50	6,22	62,80
	16	1,65	8,51	3,20	3,62	70,20
	18	1,24	8,92	1,75	1,98	77,00
	19	1,06	9,12	1,28	1,45	80,60
3	20	0,89	9,27	1,00	1,13	83,30
	14	2,10	6,36	6,24	7,05	56,40
	16	1,65	6,81	4,33	4,90	64,80
	18	1,24	7,22	2,24	2,60	72,80
4	19	1,06	7,42	1,54	1,74	76,90
	20	0,89	7,57	1,20	1,36	80,00
	21	0,81	7,65	0,96	1,08	81,80
	14	2,10	4,24	8,32	10,18	44,60
5	16	1,65	4,70	5,48	6,20	54,80
	18	1,24	5,11	2,85	3,22	64,80
	19	1,06	5,31	2,05	2,32	69,90
	20	0,89	5,46	1,06	1,81	73,90
6	21	0,81	5,54	1,28	1,45	76,10
	22	0,71	5,64	1,02	1,16	78,90
	23	0,63	5,72	0,75	0,85	81,10
	16	1,65	3,43	6,40	7,23	45,60
7	18	1,24	3,84	3,76	4,25	57,20
	19	1,06	4,04	2,56	2,89	63,20
	20	0,89	4,19	1,84	2,10	68,00
	21	0,81	4,27	1,60	1,81	70,60
8	22	0,71	4,37	1,20	1,36	74,00
	23	0,63	4,45	0,93	1,05	76,76
	24	0,56	4,52	0,76	0,86	79,20
	18	1,24	2,99	4,36	4,93	50,00
9	19	1,06	3,19	3,07	3,47	56,90
	20	0,89	3,34	2,40	2,71	62,40
	21	0,81	3,42	1,92	2,17	65,40
	22	0,71	3,52	1,48	1,68	69,30
10	23	0,63	3,60	1,18	1,40	72,50
	24	0,56	3,67	0,91	1,03	75,30
	19	1,06	2,14	4,10	4,63	45,20
	20	0,89	2,29	2,95	3,40	51,80
11	21	0,81	2,37	2,56	2,89	55,50
	22	0,71	2,47	1,92	2,17	60,30
	23	0,63	2,55	1,49	1,68	64,30
	24	0,56	2,62	1,20	1,37	67,80
12	26	0,46	2,72	0,82	0,93	73,40
	27	0,41	2,77	0,71	0,81	76,10
	20	0,89	1,65	3,80	4,50	42,20
	21	0,81	1,73	3,20	3,62	46,40
13	22	0,71	1,83	2,40	2,70	51,90
	23	0,63	1,91	1,86	2,10	56,50
	24	0,56	1,98	1,50	1,70	60,80
	26	0,46	2,08	1,02	1,15	67,60
14	28	0,36	2,18	0,62	0,70	73,70
	22	0,71	1,14	2,93	3,30	44,20
	23	0,63	1,49	2,24	2,53	46,40
	24	0,56	1,56	1,83	2,06	51,90
15	26	0,46	1,66	1,23	1,39	56,50
	28	0,36	1,76	0,80	0,90	60,80
	22	0,71	1,24	3,12	3,53	40,60
	23	0,63	1,32	2,42	2,73	45,90
16	24	0,56	1,39	1,98	2,24	50,90
	26	0,46	1,49	1,53	1,50	58,50
	28	0,36	1,59	0,83	0,94	66,50
	22	0,71	1,10	3,36	3,80	37,00
17	23	0,63	1,18	2,89	3,30	42,60
	24	0,56	1,25	2,13	2,41	47,80
	26	0,46	1,35	1,35	1,62	55,70
	28	0,36	1,45	0,93	1,05	64,30
18	30	0,30	1,51	0,62	0,70	69,70
	24	0,56	1,13	2,80	3,16	44,80
	25	0,51	1,19	1,88	2,58	49,70
	26	0,46	1,23	1,54	1,74	53,00
19	28	0,36	1,34	1,00	1,03	62,00
	30	0,30	1,40	0,70	0,79	67,70
	24	0,56	1,03	2,43	2,75	41,90
	26	0,46	1,13	1,64	1,85	50,40
20	28	0,36	1,23	1,07	1,20	59,80
	30	0,30	1,29	0,70	0,85	65,80
	32	0,23	1,36	0,40	0,45	73,10

MALHA	DIÂMETRO DO ARAME		ABERTURA DA MALHA	PESO POR M ²		PORCENTAGEM DE ÁREA ABERTA
	Inglês 25,40mm	BWG		mm	Ferro Galv. Inox	
18	24	0,56	0,85	2,74	3,10	36,40
	26	0,46	0,95	1,85	2,08	45,40
	28	0,36	1,05	1,10	1,30	55,50
	30	0,30	1,11	0,78	0,90	62,00
20	32	0,23	1,18	0,44	0,49	70,00
	26	0,46	0,81	2,05	2,32	40,70
	28	0,36	0,91	1,33	1,50	51,30
	30	0,30	0,97	0,93	1,05	58,40
22	32	0,23	1,04	0,48	0,54	67,10
	28	0,36	0,80	1,46	1,65	47,40
	30	0,30	0,85	1,02	1,15	54,80
	32	0,23	0,92	0,53	0,60	64,20
24	28	0,36	0,70	1,46	1,80	45,50
	30	0,30	0,76	1,08	1,20	51,30
	32	0,23	0,83	0,60	0,60	61,30
	30	0,30	0,68	1,21	1,36	48,00
26	32	0,23	0,75	0,63	0,71	58,50
	30	0,30	0,61	1,30	1,47	44,80
	32	0,23	0,68	0,67	0,76	55,70
	30	0,30	0,55	1,35	1,60	44,70
28	32	0,23	0,62	0,75	0,85	53,00
	33	0,20	0,65	0,60	0,68	58,30
	32	0,23	0,50	0,84	0,95	46,70
	33	0,20	0,53	0,70	0,79	52,50
30	32	0,23	0,41	1,05	1,15	40,70
	33	0,20	0,44	0,80	0,90	47,00
	33	0,20	0,36	0,90	1,08	41,70
	33	0,20	0,31	1,00	1,20	37,00
35	34	0,18	0,33	1,00	1,00	41,70
	34	0,18	0,24	0,98	1,10	33,00

MALHA	mm	mm	Inox	Bronze Fost.	Porcentagem De área aberta
70	0,140	0,222	0,70	0,79	37,70
80	0,120	0,197	0,58	0,65	38,50
90	0,120	0,162	0,65	0,75	32,90
100	0,100	0,154	0,50	0,60	36,80
120	0,080	0,131	0,43	0,52	38,30
150	0,065	0,104	0,35	0,42	37,70
180	0,050	0,091	0,26	0,31	41,60
200	0,050	0,077	0,30	0,36	36,80
250	0,040	0,061	0,24	0,29	36,00
270	0,040	0,054	0,22	0,25	32,20
300	0,040	0,044	0,25	0,28	27,10
325	0,035	0,043	0,20	0,25	30,00
400	0,025	0,038	0,15		25,00
500	0,025	0,026	0,16		25,00

TECIDO REPS

MALHA	DIÂMETRO DO ARAME	ABERTURA DA MALHA	PESO POR M ²
Inglês	mm	mm	INOX
24 X 120	0,35 X 0,25	0,125	2,70
45 X 210	0,20 X 0,14	0,080	1,40
60 X 250	0,16 X 0,12	0,063	1,30
20 X 270	2 X 0,25 X 0,20	0,084	3,40



CENTRAL DE VENDAS

☎ (11) 3326-3140 - (11) 3228-3377 | vendas@teciam.com.br | www.teciam.com.br
 📞 (11) 9 9469-3618



Rua Salvador Fiordeliso, 38
 Mooca - São Paulo - SP

Apêndice B

Memória de Cálculo

1- Propriedade Gerais do Projeto.

Propriedades Gerais			
	Valor	Unidade	Equação
Densidade do Fluido ρ	1,225	kg/m ³	-
Viscosidade Dinâmica μ	1,79E-05	Pa.s	-
Pressão Atmosférica p_{atm}	101.375	Pa	-
Temp ambiente T_{amb}	20	C	-
Vel som no ar c	343	m/s	-
Velocidade Escoamento V	10	m/s	-

	Valor	Unidade	Equação
Número de Reynolds	2,74E+05	-	2.2
Número de Mach	0,029154519	-	2.3
Fator de Atrito f	0,014716	-	2.8
Vazão de Ar	1,6	m ³ /s	-
	96	m ³ /min	-
	5760	m ³ /h	-

2- Dimensionamento da Câmara de Testes

Câmara de Teste			
	Valor	Unidade	Equação
Altura	0,4	m	-
Largura	0,4	m	-
Comprimento	1,2	m	-
Diâmetro Hidráulico	0,4	m	-
Área de Entrada e Saída	0,16	m ²	-
Pressão Dinâmica Entrada e Saída q_1	61,25	Pa	2.5
Coefficiente de Perda de Carga k_1	0,044148	-	2.7
Perda de Pressão p_1	2,704065	Pa	2.6
Diferença de pressão entrada e saída	0	Pa	2.1

Câmara de Teste
$Q = V * A = 10 \text{ m/s} * 0,16 \text{ m}^2 = 1,6 \text{ m}^3/\text{s}$
$q = P_{tot} - P_{est} = \frac{1}{2} \rho V^2$
$k_i = f * \frac{L}{D_h} \quad \Delta P_{tot} = \sum_{i=1}^n k_i * q_i$
$f = [2 \log_{10}(Re \sqrt{f}) - 0,8]^{-2}$
$P + \frac{1}{2} \rho V^2 = P + \frac{1}{2} \rho V^2$
$\Delta P = P_2 - P_1 = \frac{1}{2} \rho (V_1^2 - V_2^2)$

3- Dimensionamento do Difusor

Difusor			
	Valor	Unidade	Equação
Altura	0,4	m	-
Largura	0,4	m	-
Altura	0,6	m	-
Largura	0,6	m	-
Comprimento	1,143	m	-
Área de Entrada	0,16	m ²	-
Área de Saída	0,36	m ²	-
Ângulo Cônico	5	graus	-
Razão de Área	2,25	-	-
Raio de entrada	0,2	m	-
Raio de saída	0,3	m	-
Pressão Dinâmica Entrada qe_2	61,25	Pa	2.5
Pressão Dinâmica Saída qs_2	12,10	Pa	2.5
Coefficiente de Perda de Carga k_2	0,0665	-	2.14
Perda por Atrito	0,0169		2.15
Perda por Expansão	0,0496		2.16
Perda de Pressão p_2	4,0735	Pa	2.6
Velocidade de Entrada no Difusor	10	m/s	-
Velocidade de Saída no Difusor	4,4444	m/s	-
Diferença de pressão entrada e saída	49,1512	Pa	2.1

Difusor																											
$AR = \frac{A_2}{A_1} \quad A_1 = 0,16 \text{ m}^2$ $\frac{A_2}{A_1} = 2 \sim 5 \quad D_2 = \sqrt{A_2}$ $0,32 \text{ m}^2 \leq A_2 \leq 0,8 \text{ m}^2$ $0,566 \text{ m}^2 \leq D_2 \leq 0,894 \text{ m}^2$ $D_2 = 0,600 \text{ m}^2 \text{ e } A_2 = 0,36 \text{ m}^2$	$k_{difusor} = k_f + k_e$ $k_f = \left[1 - \frac{1}{AR^2} \right] \frac{f}{8 \text{ sen } \theta} = \left[1 - \frac{1}{2,25^2} \right] \frac{0,014716}{8 \text{ sen } 5} = 0,001694$ $k_{ex} = k_e(\theta) \left(\frac{AR-1}{AR} \right)^2 = 0,16060625 \left(\frac{2,25-1}{2,25} \right)^2 = 0,04957$																										
$L_d = R_1 \left[\frac{AR^{1/2}-1}{\text{tg}(\theta_e)} \right] = 0,2 * \left[\frac{2,25^{1/2}-1}{\text{tg}(5)} \right] = 1,143 \text{ m}$ $Q = V * A \rightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{1,6}{0,36} = 4,44444 \text{ m/s}$ $V_{entrada} = \frac{Q}{A} = \frac{1,6 \text{ m}^3/\text{s}}{0,16 \text{ m}^2} = 10 \text{ m/s}$ $V_{sai} = \frac{Q}{A} = \frac{1,6 \text{ m}^3/\text{s}}{0,36 \text{ m}^2} = 4,4444 \text{ m/s}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Ke_(quadrado)</th> <th>1,5° ≤ θ ≤ 5°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Equação 2.18</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Termo 1</td> <td>0,1222</td> </tr> <tr> <td>Termo 2</td> <td>0,2295</td> </tr> <tr> <td>Termo 3</td> <td>0,55075</td> </tr> <tr> <td>Termo 4</td> <td>0,408625</td> </tr> <tr> <td>Termo 5</td> <td>0,3840625</td> </tr> <tr> <td>Termo 6</td> <td>0,875</td> </tr> <tr> <td>Termo 7</td> <td>0,36515625</td> </tr> <tr> <td>Total</td> <td>0,16060625</td> </tr> <tr> <td>k_f</td> <td>0,01694</td> </tr> <tr> <td>k_ex</td> <td>0,04957</td> </tr> <tr> <td>k_d</td> <td>0,06651</td> </tr> </tbody> </table>	Ke_(quadrado)	1,5° ≤ θ ≤ 5°	Equação 2.18		Termo 1	0,1222	Termo 2	0,2295	Termo 3	0,55075	Termo 4	0,408625	Termo 5	0,3840625	Termo 6	0,875	Termo 7	0,36515625	Total	0,16060625	k_f	0,01694	k_ex	0,04957	k_d	0,06651
Ke_(quadrado)	1,5° ≤ θ ≤ 5°																										
Equação 2.18																											
Termo 1	0,1222																										
Termo 2	0,2295																										
Termo 3	0,55075																										
Termo 4	0,408625																										
Termo 5	0,3840625																										
Termo 6	0,875																										
Termo 7	0,36515625																										
Total	0,16060625																										
k_f	0,01694																										
k_ex	0,04957																										
k_d	0,06651																										

4- Dimensionamento do Bocal de Contração

Bocal de Contração			
	Valor	Unidade	Equação
Altura Entrada	0,8	m	-
Largura Entrada	0,8	m	-
Altura Saída	0,4	m	-
Largura Saída	0,4	m	-
Comprimento	0,4	m	-
Área de Entrada	0,64	m ²	-
Área de Saída	0,16	m ²	-
Ângulo Cônico	26,5651	graus	-
Razão de Área	4	-	-
Raio de entrada	0,4	m	-
Raio de saída	0,2	m	-
Diâmetro de entrada	0,8	m	-
Diâmetro de saída	0,4	m	-
Pressão Dinâmica Entrada q_{e_3}	3,8281	Pa	2.5
Pressão Dinâmica Saída q_{s_3}	61,25	Pa	2.5
Coefficiente de Perda de Carga k_3	0,0055	-	2.23
Perda de Pressão p_3	0,0211	Pa	2.6
Velocidade de Entrada no Bocal	2,5	m/s	-
Velocidade de Saída do Bocal	10	m/s	-
Reynolds de Entrada	1,37E+05	-	2.2
Reynolds de Saída	2,74E+05	-	2.2
Fator de Atrito Entrada	0,0169	-	2.8
Fator de Atrito Saída	0,0176	-	2.8
Média Atrito	0,0173	-	-
Diferença de pressão entrada e saída	-57,4219	Pa	2.1

Bocal de Contração	
$AR_{bc} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{0,64}{0,16} = 4 \quad \frac{A_2}{A_1} = 2 \sim 25$	$Re \text{ (entrada)} = \rho \frac{V D_e}{\mu} = 1,225 * \frac{2,5 * 0,8}{1,79 * 10^{-5}} = 1,37 * 10^5$
$A_1 = 0,16 \text{ m}^2 \quad D_2 = \sqrt{A_2}$	$Re \text{ (saída)} = \rho \frac{V D_s}{\mu} = 1,225 * \frac{10 * 0,4}{1,79 * 10^{-5}} = 2,74 * 10^5$
$0,32 \text{ m}^2 \leq A_2 \leq 4 \text{ m}^2$	$f \text{ (entrada)} = [2 \log_{10}(Re \sqrt{f}) - 0,8]^{-2} = 0,0169$
$0,57 \text{ m}^2 \leq D_2 \leq 2,0 \text{ m}^2$	$f \text{ (saída)} = [2 \log_{10}(Re \sqrt{f}) - 0,8]^{-2} = 0,0176$
$D_2 = 0,8 \text{ m}^2 \text{ e } R_{he} = 0,4 \text{ m e } A_2 = 0,64 \text{ m}^2$	
$L_{bc} = 0,89 * 0,4 = 0,37 \text{ m} \approx 0,4 \text{ m}$	
$\theta_{bc} = \arctan\left(\frac{1}{2} \frac{\sqrt{AR_{bc}} - 1}{L_{bc} / D_{sbc}}\right) = 26,5651 \text{ graus}$	
$k_{bc} = 0,32 f_{at} \frac{L_{bc}}{D_{sbc}} = 0,32 f_{at} \frac{0,4}{0,4}$	
$V_{entrada} = \frac{Q}{A} = \frac{1,6 \text{ m}^3/\text{s}}{0,64 \text{ m}^2} = 2,5 \text{ m/s}$	
$V_{sai} = \frac{Q}{A} = \frac{1,6 \text{ m}^3/\text{s}}{0,16 \text{ m}^2} = 10 \text{ m/s}$	

5- Dimensionamento da Colmeia

Colmeia			
	Valor	Unidade	Equação
Altura	0,8	m	-
Largura	0,8	m	-
Comprimento	0,0384	m	-
Área da total da colmeia	0,64	m ²	-
Área total das células (área de escoamento)	0,512	m ²	-
Porosidade	0,8	-	2.24
Rugosidade	0,0000015	m	-
Diâmetro hidráulico da célula da colmeia	0,0064	m	-
Área de uma célula da colmeia	0,0001	m ²	-
Pressão Dinâmica q _{4.1}	3,828125	Pa	2.5
Coefficiente de Perda de Carga k _{4.1}	2,76E-01	-	2.26
Perda de Pressão p _{4.1}	1,06E+00	Pa	2.6
Velocidade na colmeia	2,5	m/s	-
Diâmetro hidráulico máximo da célula da colmeia	1,17E-02	m	2.25
Reynolds para escoamento laminar	2,00E+03	-	-
Fator de Atrito λ	1,52E-02	-	2.27
Número Reynolds baseado na rugosidade	2,57E-01	-	-

Colmeia	
$\beta_h = \frac{A_{escoamento}}{A_{total}} \geq 0,8 \quad A_{escoamento} \geq 0,8 * 0,64 = 0,512m^2$	
$D_{h,cc} = \frac{Re_c \mu}{\rho V} = \frac{2000 * (1,79 * 10^{-5})}{1,225 * 2,5} = 0,01169 \text{ m ou } 11,7\text{mm} \quad \text{máximo}$	
$D_{h,cc} = 6,4 \text{ mm} \quad \text{escolha}$	
$6 \leq \frac{L_h}{D_{h,cc}} \leq 8 \quad 0,0384\text{m} \leq L_h \leq 0,0512\text{m} \quad L_h = 0,0384\text{m}$	
$\text{Área célula da colmeia} = 2 * \sqrt{3} * D_{h,cc}^2$	
$k_h = \lambda_h \left(\frac{L_h}{D_{h,cc}} + 3 \right) \left(\frac{1}{\beta_h} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1 \right)^2 = 0,0152 \left(\frac{0,0384}{0,0064} + 3 \right) \left(\frac{1}{0,8} \right)^2 + \left(\frac{1}{0,8} - 1 \right)^2 = 0,2763$	
$R_{e\Delta} = \rho \frac{V \Delta}{\mu} = 1,225 * \frac{2,5 * 0,0000015}{1,79 * 10^{-5}} = 0,2566$	
$\lambda_h = \begin{cases} 0,375 \left(\frac{\Delta}{D_{h,cc}} \right)^{0,4} R_{e\Delta}^{-0,1} & \text{para } R_{e\Delta} \leq 275 \\ 0,214 \left(\frac{\Delta}{D_{h,cc}} \right)^{0,4} & \text{para } R_{e\Delta} > 275 \end{cases}$	
$\lambda_h = 0,375 \left(\frac{\Delta}{D_{h,cc}} \right)^{0,4} R_{e\Delta}^{-0,1} = 0,375 \left(\frac{0,0000015}{0,0064} \right)^{0,4} 0,2566^{-0,1} = 0,0152$	

6- Dimensionamento da Tela

Tela			
	Valor	Unidade	Equação
Altura	0,8	m	-
Largura	0,8	m	-
Espessura moldura	0,15	m	-
Espaçamento entre os fios - w_m	0,00118	m	-
Densidade da malha ρ_w	847,4576	m^{-1}	-
Diâmetro do fio d_w	0,00023	m	-
Porosidade	0,6482	-	2.29
Solidez	0,3518	-	-
Pressão Dinâmica $q_{4.2}$	3,8281	Pa	2.5
Coefficiente de Perda de Carga $k_{4.2}$	2,30E-01	-	2.30
Perda de Pressão $p_{4.2}$	8,81E-01	Pa	2.6
Perda de Pressão $p/4$ telas	3,52E+00	Pa	-
Fator de Malha	1,3	-	-
Velocidade na tela	2,5	m/s	-
Fator de Correção K_{rn}	1,71E+00	-	2.31
Reynolds	3,94E+01	-	2.2

Tela	
$0,58 \leq \beta_s \leq 0,8$	
$\beta_s = (1 - d_w \rho_w)^2 = (1 - 0,23 * 0,8475)^2 = 0,6482$	
$\rho_w = \frac{1}{w_m} = \frac{1}{1,18} = 0,8475$	
$R_{ew} = \rho \frac{V d_w}{\mu} = 1,225 \frac{2,5 * 0,23 * 10^{-3}}{1,79 * 10^{-5}} = 39,4$	
$k_{mesh} = 1,3$	
$k_m = k_{mesh} * k_{Rn} * \sigma_s * \frac{\sigma_s^2}{\beta_s^2} = 1,3 * 1,71 * 0,3518 * \frac{0,3518^2}{0,6482^2} = 0,230$	
$\sigma_s = 1 - \beta_s = 1 - 0,6482 = 0,3518$	
$k_{Rn} = \begin{cases} 0,785 \left(1 - \frac{R_{ew}}{354}\right) + 1,01 & \text{para } 0 \leq R_{ew} < 400 \\ 1 & \text{para } R_{ew} > 400 \end{cases}$	
$k_{Rn} = \left\{ 0,785 \left(1 - \frac{39,4}{354}\right) + 1,01 \right. = 1,71$	
Espaçamento entre telas = $30 \times w_m$ ou $500 \times d_w = 35,4$ mm ou 115 mm	
Distância última tela e bocal = $0,2 \times Dh_{câmara}$ estabilização = 0,08 m	

7- Dimensionamento da Câmara de Estabilização

Câmara de Estabilização			
	Valor	Unidade	Equação
Altura	0,8	m	-
Largura	0,8	m	-
Comprimento	0,4	m	-
Diâmetro Hidráulico	0,8	m	-
Área	0,64	m ²	-
Pressão Dinâmica q ₄	3,828125	Pa	2.5
Coefficiente de Perda de Carga k ₄	8,45E-03	-	2.7
Perda de Pressão p ₄	3,23E-02	Pa	2.6
Velocidade	2,5	m/s	-
Vazão	1,60E+00	m ³ /s	-
Reynolds	1,37E+05	-	2.2
Fator de atrito	1,69E-02	-	2.8

Câmara de Estabilização
<i>Comprimento L = 0,5 * Dh, entrada bocal = 0,5 * 0,8 = 0,4 m</i>
<i>Espaçamento entre telas = 35,4 mm ou 115 mm = 0,040 escolha</i>
<i>Distância última tela e bocal = 0,2 x Dh_câmara estabilização = 0,16 m</i>
<i>Comprimento colmeia = 0,0384</i>
<i>Câmara de Estabilização = 0,02 (L colmeia) + (0,040*4)m + (0,02*4) + 0,16m = 0,4m</i>
<i>Q = V * A = 2,5 m/s * 0,64 m² = 1,6 m³/s = 96 m³/min</i>
<i>Re = $\rho \frac{V Dh}{\mu}$</i>
<i>f = [2 log₁₀(Re √f) - 0,8]⁻²</i>

8- Dimensionamento do Ventilador

Ventilador				
		Valor	Unidade	Equação
Requerido pelo sistema	Vazão da câmara de teste	1,6	m ³ /s	-
	Perda de Pressão do sistema	11,41	Pa	2.6
	Eficiência	0,6	-	-
	Potência do Motor	30,4305	W	2.32
Fornecido pelo Ventilador	Potência	270	W	-
	Vazão	1,66	m ³ /s	-
	Pressão Estática	97,5904	Pa	2.32

Ventilador	
Requerido pelo sistema	$P_{ot} = \frac{\Delta P_{est} * Q}{\eta} = \frac{11,41 * 1,6}{0,6} = 30,43 \text{ W}$
Fornecido pelo Ventilador	$\Delta P_{est} = \frac{Pot * \eta}{Q} = \frac{270 * 0,6}{1,66} = 97,59 \text{ Pa} = 9,95 \text{ mmH}_2\text{O}$

Apêndice C

Orçamento do Projeto

Tabela C.1: Orçamento do Projeto.

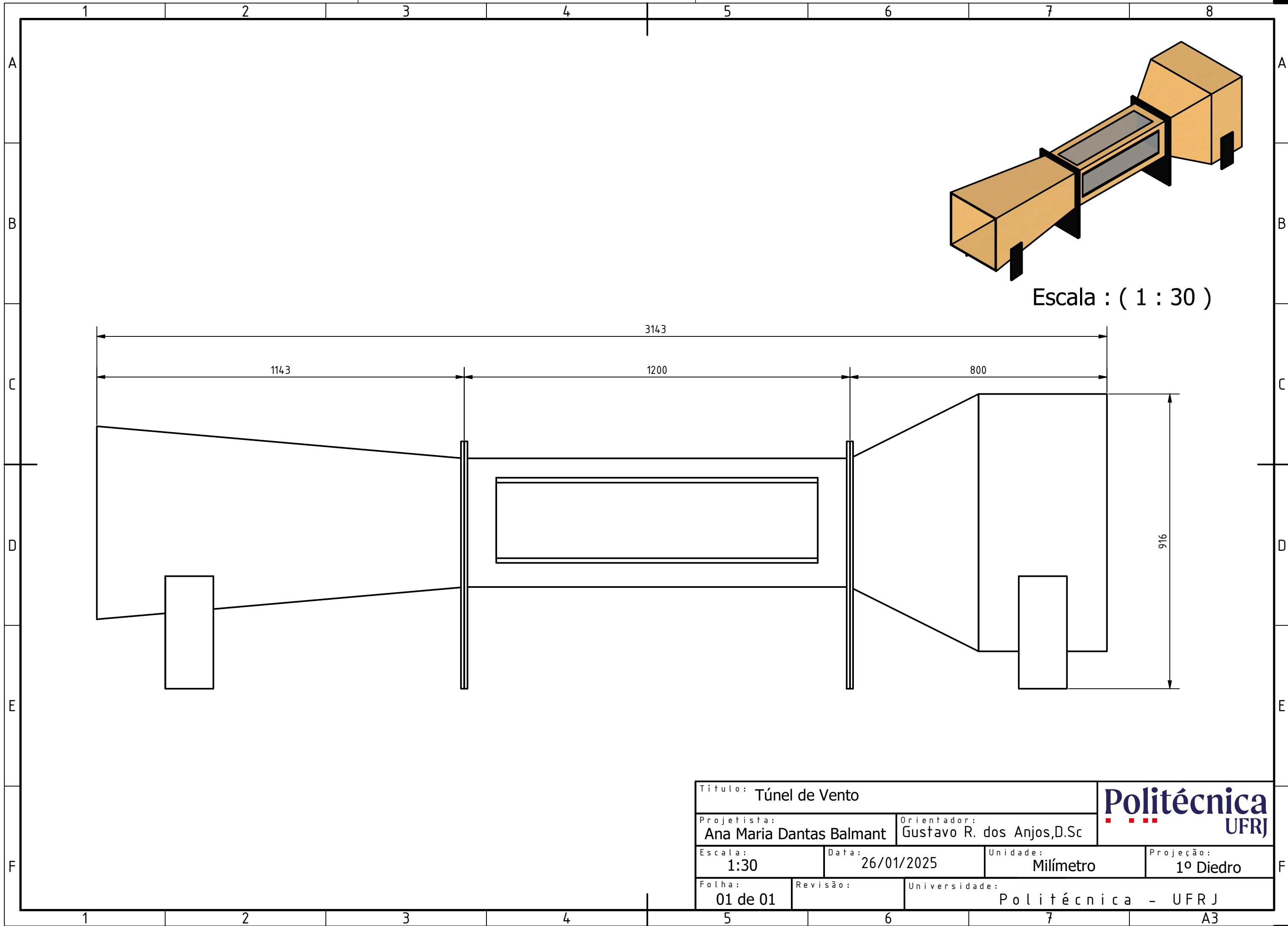
Material	Forma de Venda	Quant.	Valor Unitário (R\$)	Valor Total (R\$)
Compensado Naval	Chapa (10x2200x1600)mm	3	165,00	495,00
Acrílico	Placas (1000x500x4)mm	2	119,69	239,38
Ventilador	Peça	1	451,68	451,68
Telas Aço	Telas (0,8x0,8)m	4	150,00	600,00
Colmeia Alumínio	Colmeia (0,8x0,8)m	1	450,00	450,00
Cola de Contato	Tubo 730g	1	57,90	57,90
Parafuso Philips	Caixa 200 un. (60x90)mm	1	58,00	58,00
Porcas e Parafusos M3	Kit 320 un.	1	113,90	113,90
Pregos Variados	Kit 665 un.	1	78,54	78,54
Rolo	Unidade (9cm)	3	3,47	10,41
Máscara	Unidade	5	1,76	8,80
Luva Flextáctil P/M	Par	2	5,69	11,38
Luva Latex	Par	2	5,69	11,38
Fita Crepe	Unidade	1	10,29	10,29


Material	Forma de Venda	Quant.	Valor Unitário (R\$)	Valor Total (R\$)
Massa	Lata	1	23,9	23,90
Cupinicida	Lata (900ml)	2	36,9	73,8
Seladora	Lata (3600ml)	1	87,90	87,90
Aguarrás	Lata (900ml)	1	26,90	26,90
Verniz	Lata (900ml)	1	139,90	139,90
Tinta Preta	Lata (800ml)	1	55,60	55,60
Fita de Vedação	Unidade	1	22,00	22,00
Estilete para Acrílico	Unidade	1	52,24	52,24
TOTAL	R\$ 3.078,90			

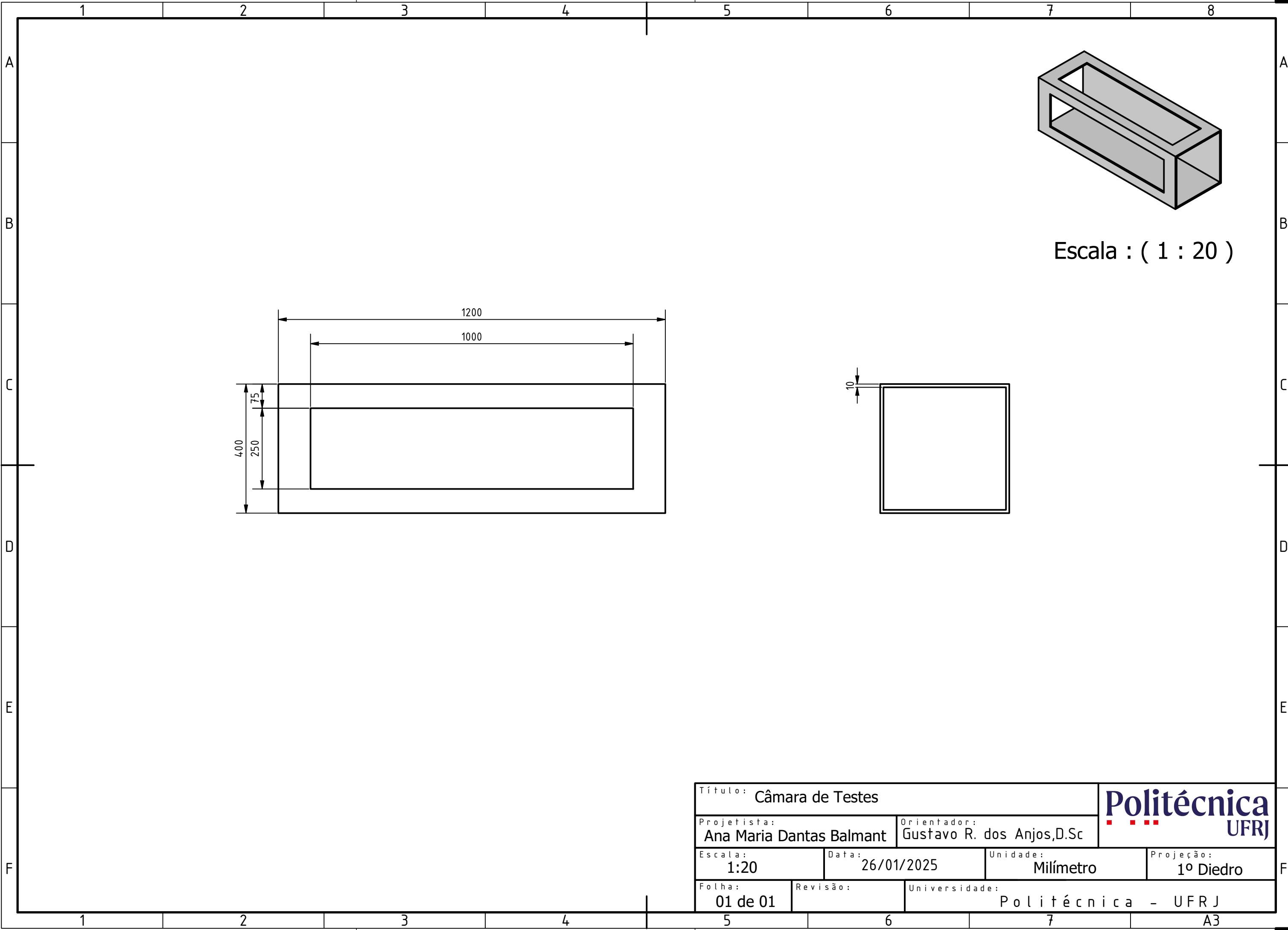
Fonte: Autoria Própria.

Apêndice D


Desenhos Técnicos

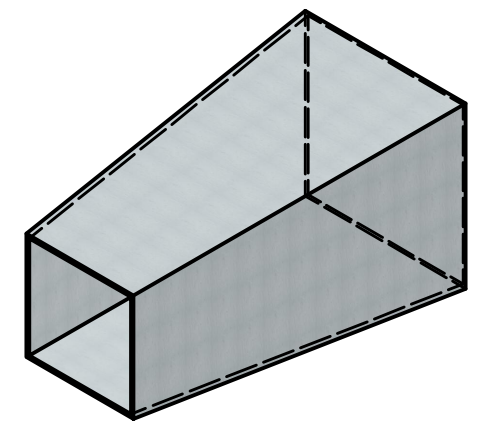
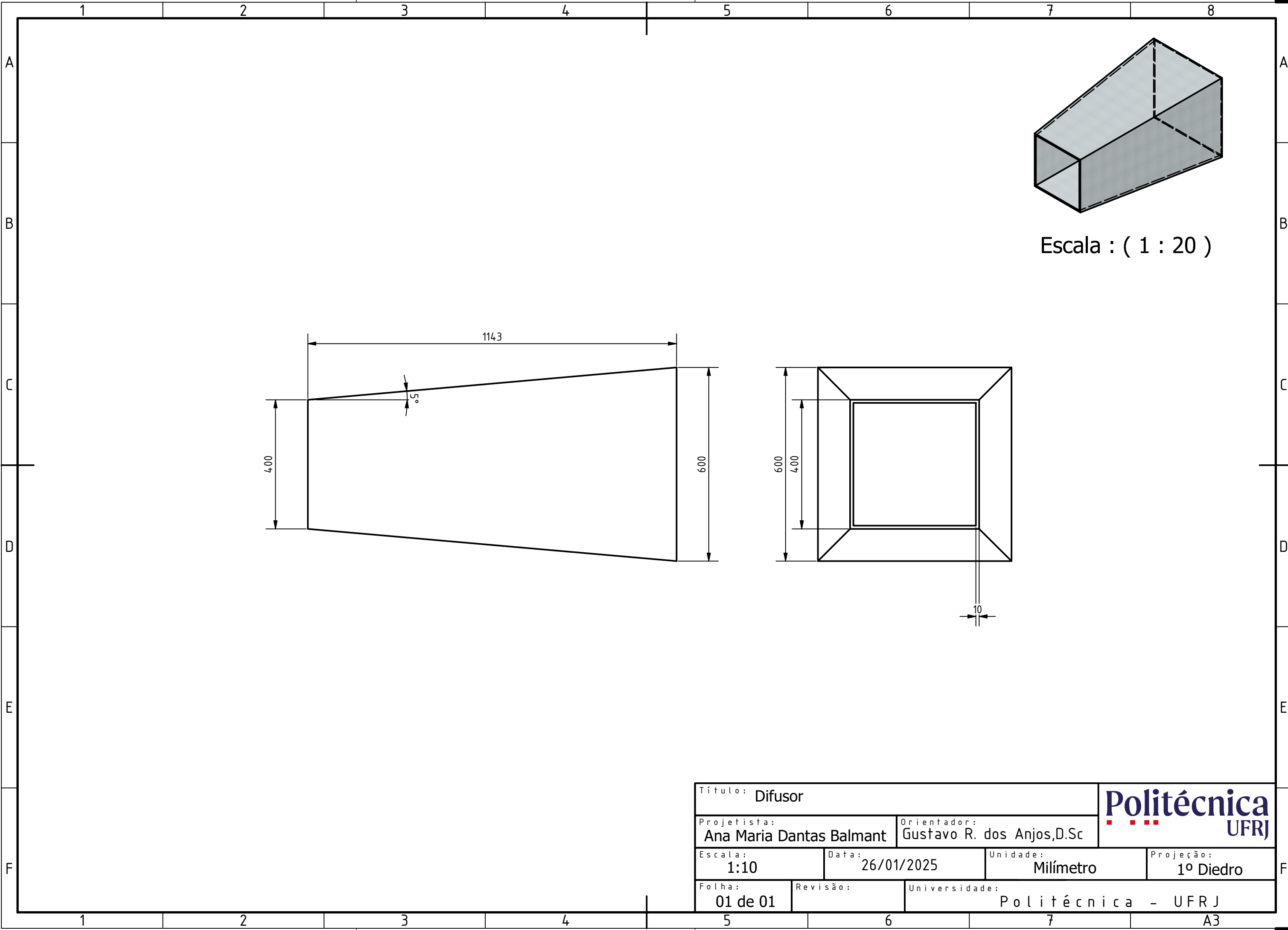


Título: Túnel de Vento			
Projetista: Ana Maria Dantas Balmant		Orientador: Gustavo R. dos Anjos, D.Sc	
Escala: 1:30	Data: 26/01/2025	Unidade: Milímetro	Projeção: 1º Diedro
Folha: 01 de 01	Revisão:	Universidade: Politécnica - UFRJ	




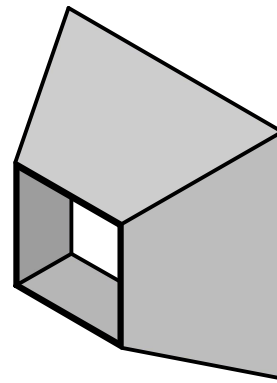
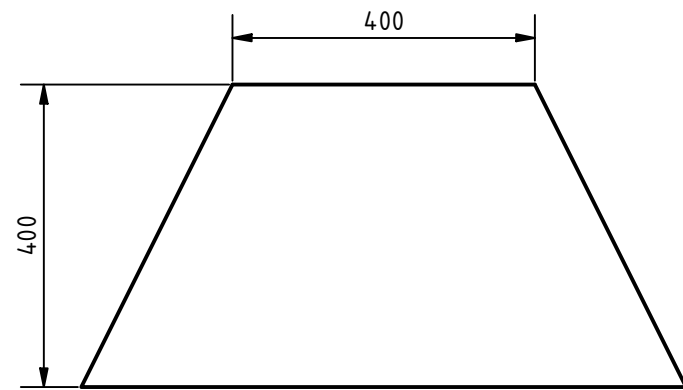
Escala : (1 : 20)

Título: Câmara de Testes			
Projetista: Ana Maria Dantas Balmant		Orientador: Gustavo R. dos Anjos, D.Sc	
Escala: 1:20	Data: 26/01/2025	Unidade: Milímetro	Projeção: 1º Diedro
Folha: 01 de 01	Revisão:	Universidade: Politécnica - UFRJ	

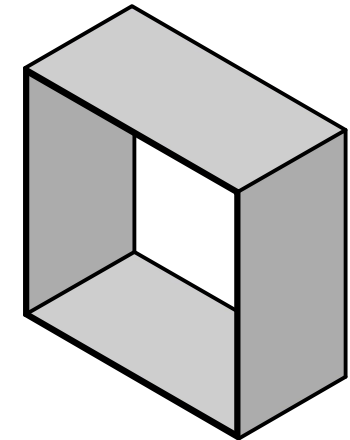
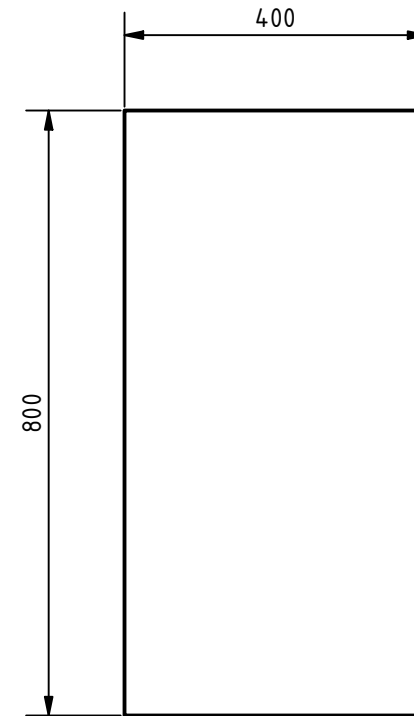


Escala : (1 : 20)

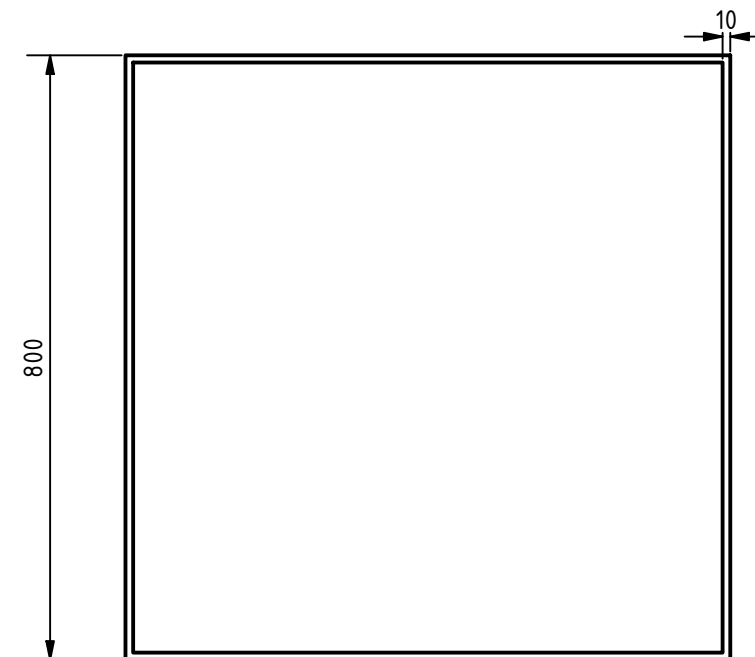
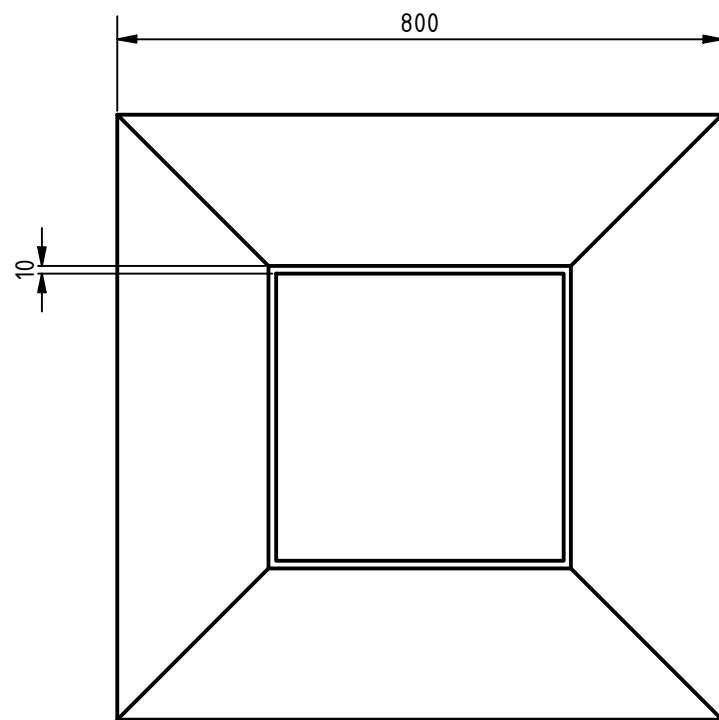
Título: Difusor			
Projetista: Ana Maria Dantas Balmant		Orientador: Gustavo R. dos Anjos, D.Sc	
Escala: 1:10	Data: 26/01/2025	Unidade: Milímetro	Projeção: 1º Diedro
Folha: 01 de 01	Revisão:	Universidade: Politécnica - UFRJ	




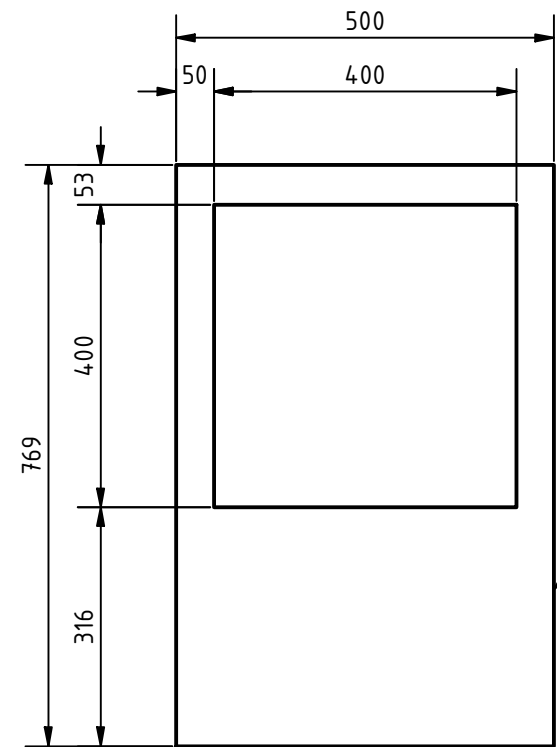
Escala : (1 : 20)



Escala : (1 : 20)



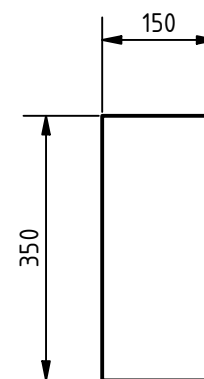
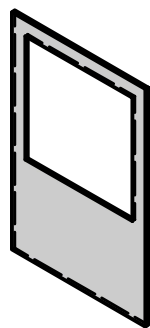
Título: Bocal de Contração e Câmara de Estabilização			
Projetista: Ana Maria Dantas Balmant		Orientador: Gustavo R. dos Anjos, D.Sc	
Escala: 1:20	Data: 26/01/202	Unidade: Milímetro	Projeção: 1º Diedro
Folha: 01 de 01	Revisão:	Universidade: Politécnica - UFRJ	



Suporte 1

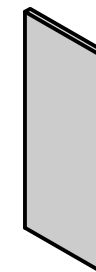
Escala : (1 : 20)

Esp. 10



Suporte 2

Escala : (1 : 10)



Título: Suportes			
Projetista: Ana Maria Dantas Balmant	Orientador: Gustavo R. dos Anjos, D.Sc		
Escala: 1:20	Data: 26/01/2025	Unidade: Milímetro	Projeção: 1º Diedro
Folha: 01 de 01	Revisão:	Universidade: Politécnica - UFRJ	