

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**GUSTAVO AUGUSTO DA PAIXÃO BRASILIANO**

**DIMENSIONAMENTO DE TÚNEL DE VENTO**

**LONDRINA**

**2022**

**GUSTAVO AUGUSTO DA PAIXÃO BRASILIANO**

## **DIMENSIONAMENTO DE TÚNEL DE VENTO**

### **Wind tunnel sizing**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador(a): Prof. Dr. Ismael de Marchi Neto.

Coorientador(a): Prof. Dr. Ricardo de Vasconcelos Salvo

**LONDRINA**

**2022**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**GUSTAVO AUGUSTO DA PAIXÃO BRASILIANO**

**DIMENSIONAMENTO DE TÚNEL DE VENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 10/junho/2022

---

Ismael de Marchi Neto

Doutorado em Engenharia Mecânica pela Universidade Estadual de Campinas  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Rafael Sene de Lima

Doutorado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Uberlândia  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

---

Amadeu Lombardi Neto

Doutorado em Engenharia Metalúrgica pela Universidade de São Paulo  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**LONDRINA**

**2022**

## RESUMO

O presente trabalho tem como principal objetivo determinar uma metodologia para o dimensionamento de um túnel de vento subsônico do tipo sugador e de circuito aberto. O método idealizado foi aplicado para o dimensionamento de um túnel cuja função é utilizá-lo para ensaios e análises de projetos presentes na universidade UTFPR - LD, visando o aprimoramento dos mesmos. Partindo de dimensões fixas, essenciais para as aplicações desejadas, foi dimensionado cada componente do túnel, baseando-se em literaturas específicas para cada seção, obtendo um equipamento que atenda as demandas de projeto. Após o dimensionamento de cada componente, foi obtido uma perda de carga total do sistema de 56,9 Pa com vazão de 7,2 m<sup>3</sup>/s, utilizado para realizar a seleção do ventilador centrífugo necessário. Conclui-se que este trabalho atingiu o resultado esperado e pode ser utilizado como base para trabalhos futuros, como: instrumentação e construção de um túnel de vento sugador do tipo aberto.

Palavras-chave: Metodologia. Túnel de vento. Subsônico. Aerodinâmica. Dimensionamento.

## ABSTRACT

The present work has as main objective to determine a methodology for the sizing of a subsonic wind tunnel of the suction type and of open circuit. The idealized method was applied for the sizing of a tunnel whose function is to use it for tests and analysis of projects present in the university UTFPR - LD, aiming at the improvement of the same. Starting from fixed dimensions, essential for the desired applications, each component of the tunnel was sized, based on specific literature for each section, obtaining equipment that meets the project demands. After sizing each component, a total system pressure drop of 56,9 Pa of system with a flow of 7,2 m<sup>3</sup>/s was obtained, used to select the necessary centrifugal fan for the application. It's concluded that this project achieved the expected result and can be used as a basis for future works, such as: Instrumentation and construction of an open-type suction wind tunnel.

Methodology. Wind tunnel. Subsonic. Aerodynamics. Sizing.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Túnel de vento fechado.....	21
Figura 2 - Túnel de vento aberto. ....	21
Figura 3 - Seção de teste em Túnel de vento aberto. ....	25
Figura 4 - Difusor em Túnel de vento aberto.....	27
Figura 5 - Difusor.....	28
Figura 6 - Seção de contração em Túnel de vento aberto. ....	30
Figura 7 - Tela de estabilização. ....	32
Figura 8 - EAYSVENT .....	33
Figura 9 - Comparativo entre seções .....	40

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\Delta P_{\text{Total}}$	Perda de energia total (KPa)
$P_i$	Perda de pressão local (KPa)
$q$	Pressão dinâmica da seção de teste (KPa)
$k_i$	Coefficiente de perda de carga local (adimensional)
$\delta^*(x)$	Espessura da camada limite (adimensional)
$Re$	Número de Reynolds (adimensional)
$f$	Fator de atrito (adimensional)
$L_t$	Comprimento da seção de teste (m)
$D_h$	Diâmetro hidráulico da seção de teste (m)
$k_f$	Coefficiente de carga referente ao atrito no difusor (adimensional)
$k_{ex}$	Coefficiente de carga referente à expansão no difusor (adimensional)
$k_d$	Coefficiente de perda de carga do difusor (adimensional)
$K_c$	Perda de carga na seção de contração (adimensional)
$L_c$	Comprimento da seção de contração (m)
$D_{h,i}$	Diâmetro hidráulico da entrada da seção de contração (m)
$f_m$	Fator de atrito médio (adimensional)
$\beta_s$	Porosidade (adimensional)
$d_w$	Diâmetro do arame (m)
$w_m$	Largura de uma célula (m)
$Re_w$	Número de Reynolds no arame (adimensional)
$\Delta$	Rugosidade do material
$Q$	Vazão (m <sup>3</sup> /s)

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>13</b>
<b>2 JUSTIFICATIVA</b> .....	<b>15</b>
<b>3 OBJETIVO</b> .....	<b>16</b>
<b>4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>17</b>
<b>4.1 Critérios de seleção de túnel de vento</b> .....	<b>20</b>
4.1.1 Critério geométrico .....	20
4.1.2 Critério de velocidade .....	22
<b>4.2 Tipos de ventiladores</b> .....	<b>22</b>
<b>5 METODOLOGIA</b> .....	<b>24</b>
<b>5.1 Dimensionamento de componentes</b> .....	<b>24</b>
5.1.1 Seção de teste .....	25
5.1.2 Difusor .....	27
5.1.3 Seção de contração.....	29
5.1.4 Telas e colmeias .....	31
5.1.5 Ventilador e motor .....	33
<b>6 VALIDAÇÃO</b> .....	<b>35</b>
<b>7 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>36</b>
<b>7.1 Seção de teste</b> .....	<b>36</b>
<b>7.2 Seção de contração</b> .....	<b>37</b>
<b>7.3 Difusor</b> .....	<b>38</b>
<b>7.4 Câmara de estabilização</b> .....	<b>38</b>
<b>7.5 Tela</b> .....	<b>39</b>
<b>7.6 Colmeia</b> .....	<b>39</b>
<b>7.7 Perda de pressão total e seleção do ventilador</b> .....	<b>40</b>
<b>8 CONCLUSÃO</b> .....	<b>42</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>43</b>
<b>APÊNDICE A - CÓDIGO EES PARA O PROJETO 1, PROJETO 2 E PROPOSTA DE DIMENSIONAMENTO.</b> .....	<b>51</b>
<b>APÊNDICE B - COMPARAÇÃO DE RESULTADO PARA PROJETO 1 E PROJETO 2.</b> .....	<b>61</b>
<b>APÊNDICE C – VENTILADOR CENTRÍFUGO</b> .....	<b>64</b>



## 1 INTRODUÇÃO

Os túneis de vento foram desenvolvidos em razão da necessidade de se estudar o comportamento aerodinâmico dos objetos em um determinado escoamento. A maior demanda por análise de comportamento do fluxo de ar ocorreu em perfis aerofólios, dominando praticamente todo o estudo de aerodinâmica. Esta demanda perdurou desde o primeiro túnel de vento, em 1871, que focava no desenvolvimento de planadores, até meados da década de 1910, no desenvolvimento de aviões, impulsionado fortemente pela primeira guerra mundial (GREEN, 2011).

Desde então, o túnel de vento vem sendo constantemente aprimorado e sua aplicação cada vez mais diversificada. Atualmente, além da aeronáutica, possui aplicação em diversas áreas, como:

- Aerodinâmica externa, relativos a estudos do escoamento sobre veículos terrestres (GIAPPINO; MELZI; TOMASINI, 2018; HE *et al.*, 2018; KUREC *et al.*, 2019);
- Engenharia civil, com análises do escoamento sobre pontes (LYSTAD; FENERCI; ØISETH, 2018; GUO; LI; WANG, 2019; Li *et al.*, 2017; SCOTTA *et al.*, 2016), sobre edifícios (SONG *et al.*, 2019; HUANG; ZHANG; LOU, 2018; AL-QURAAN; STATHOPOULOS; PILLAY, 2016), (ZUO; JONES, 2009; JING *et al.*, 2017), etc.;
- Atividades esportivas, como escoamento sobre bicicletas (BLOCKEN; TOPALAR, 2015), projetos de bolas de futebol (GOFF; JOHN ERIC *et al.*, 2016; MURAKAMI *et al.*, 2010), escoamento sobre bolas de golfe (CHOWDHURY *et al.*, 2016), barcos a vela (AUBIN *et al.*, 2018) e etc.;
- Dinâmica fundamental dos fluidos, aplicados nos casos de estudos de regime de escoamento (laminar e turbulento) sobre geometrias simples e complexas; além de muitas outras opções aplicadas a indústrias e universidades do mundo todo.

Além disso, os ensaios em túnel de vento levam a uma demanda de túneis de vento mais complexos, com capacidade de simulação de variáveis e parâmetros não convencionais. Para o estudo de casos com valores elevados de número de Reynolds,

foi desenvolvido o túnel criogênico, capaz de diminuir drasticamente a temperatura do escoamento na área de teste. Como efeito, a viscosidade do ar é reduzida, porém, a densidade aumenta de forma muito mais expressiva, tornando possível atingir número de Reynolds e Mach muito maiores (GOODYER, 1992). Também foram desenvolvidos túneis de vento aeroacústicos, estudando o desempenho aerodinâmico atrelado a características aeroacústicas, buscando, por exemplo, a redução de ruídos de motores de aeronaves durante decolagem e aterrissagem (LIU *et al.*, 2017).

Já os túneis de vento de camada limite (*BLWT*) foram produzidos para obter-se as características de escoamento em campo aberto, simulando condições atmosféricas (BIAGINI *et al.*, 2006). Além destes, muitos outros são constantemente criados e aprimorados para as mais diversas aplicações, como o túnel de vento para testes de combustão (BOURGUIGNON; JOHNSON; KOSTIUK, 1999), para controle de vibração (LIU *et al.*, 2019), ensaio automotivo (COGOTTI, 2008), entre outros.

Nas décadas de 1970 e 1980, acreditava-se que os túneis de vento seriam substituídos rapidamente pelo uso da dinâmica dos fluidos computacionais (*CFD*). Porém, apesar dos avanços gigantescos na qualidade da simulação computacional, sua utilização tornou-se atrativo para muitas aplicações reais devido ao baixo custo comparado com realização de experimento, tornando o túnel de vento um componente necessário para projetos em desenvolvimento (ALMEIDA; MIRANDA; FERREIRA; SAAD, 2018).

Conforme os trabalhos supracitados, é perceptível a importância dos testes realizados em túneis de vento, obtendo-se assim, resultados experimentais com objetivo de complementar e comparar os dados teóricos, obtidos através de simulações computacionais (*CFD*).

## 2 JUSTIFICATIVA

A ideia da criação de um túnel de vento surgiu em razão de demandas de diversos grupos estudantis da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, câmpus Londrina, voltados para desenvolvimento de foguetemodelismo, SAE – aerodesign e Eficiência Energética. O presente projeto poderá beneficiar esses grupos, pois o ensaio em túnel de vento é muito funcional no quesito de projeto, visto que através dele é possível obter dados simulando condições próximas ao real, tornando o projeto que está sendo desenvolvido mais coeso.

Pedagogicamente, a utilização do túnel de vento resultaria no incremento da eficiência no aprendizado dos alunos devido à possibilidade de visualização dos fenômenos que ocorrem em um escoamento. Portanto, além da utilização para projetos, o equipamento poderá ser usado tanto nas aulas práticas, quanto por eventuais grupos de pesquisa, que requerem o auxílio de tal equipamento, as quais possam ser realizadas na universidade. Dessa forma, a presente proposta vem de encontro com tais necessidades com o intuito de realizar um estudo preliminar, definindo uma metodologia, parâmetros de projeto e dimensionamento de um túnel de vento.

### 3 OBJETIVO

O presente trabalho tem como principal objetivo elaborar uma metodologia funcional para dimensionamento de cada componente em um projeto de um túnel de vento. Dentre os objetivos específicos pode-se citar:

- Identificar os tipos de túneis de vento, componentes e suas aplicações;
- Caracterizar métodos para correção e estabilização da corrente de ar;
- Elaboração de um uma rotina computacional *software EES (Engineering Equation Solver)* para dimensionamento dos componentes;
- Validar o método aplicando-o em túneis de vento encontrados na literatura;
- Dimensionamento de todos os componentes, como: seção de teste, bocal, colmeia, telas e difusor;
- Selecionar o ventilador baseado em catálogos de empresas.

## 4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para melhor compreensão e embasamento do procedimento e dimensionamento utilizado, será apresentada uma revisão bibliográfica, a fim de consolidar os conhecimentos a respeito dos túneis de vento, seus componentes e ventiladores, verificando assim suas aplicabilidades. Posteriormente, apresenta-se os critérios de seleção de túnel de vento baseando-se em parâmetros geométricos, critério de velocidade e tipos de ventiladores.

Os túneis de vento são amplamente utilizados para realizar análises aerodinâmicas, pois através deles é possível controlar as condições de fluxo, obtendo-se assim as forças exercidas sobre o corpo do modelo e utilizar relações matemáticas para determiná-las em escala real. Com tais dados, torna-se a otimização de projeto muito mais eficiente por meio de testes experimentais.

A ideia apareceu pela primeira vez em 1871 na Inglaterra, sugerida por Francis Wenham, a qual consistia em um ventilador, movido a vapor, que soprava através de uma caixa de madeira aberta em ambas as extremidades. Todos os túneis de vento que vieram posteriormente seguem o mesmo modelo, apenas adicionando e aprimorando componentes. Porém, até o século XIX a física por trás do túnel de vento ainda não tinha sido totalmente compreendida, apesar de já ter sido deduzida por da Vinci e posteriormente aprimorado por Newton em 1687. A lei desenvolvida por Newton afirma que o escoamento de um fluido através de um objeto parado é similar a um objeto em movimento em um fluido em repouso (BAALS, 2019).

Apesar da teoria já embasada, no século XX ainda não havia muita aceitação do ensaio em túnel de vento, sendo Armand de Gramont, o duque de Guiche, o seu maior crítico. Gramont, que acoplava uma asa em veículos em movimento para medir a distribuição de pressão, constantemente desafiava Gustave Eiffel, um grande estudioso em aerodinâmica, que desde 1909, ano em que construiu seu próprio túnel de vento na base da torre Eiffel, iniciou seus testes para validação da transposição dos dados obtidos em túnel de vento para os casos reais. Devido a isso, Eiffel solicitou ao grande matemático Poincaré sua intervenção, que em 1912, pouco antes de sua morte, envia uma nota a Eiffel: “Não há razão para que as forças exercidas na placa

por um fluxo de ar uniforme sejam diferentes daquelas que ocorreriam se essa placa estivesse se movendo calmamente” (PETER, 2007).

Após a confirmação dos dados serem bem-sucedidas, o túnel de vento de Eiffel ficou disponível a grandes nomes e pioneiros nas conquistas dos estudos aerodinâmicos, como Farman, Bleriot, Voisin e Bréguet. Devido a um pedido do município de Paris para recuperar a área, seu túnel de vento foi desmontado, aprimorado e reconstruído no distrito de Auteuil, deixando-o disponível de forma totalmente gratuita a todos que teriam interesse em realizar testes, sob condição de que seus resultados fossem publicados, para o interesse geral, em sociedades científicas (CHANETZ, 2017).

Desde então diversas melhorias para otimização do túnel de vento foram propostas, como a proposta por Liu *et al.* (2019), que sugere adição de um sistema de controle de vibração ativo, baseado em atuador piezoelétrico, com respostas de dados de velocidade obtidos por um acelerômetro, resolvendo problemas de vibrações causados por vórtices, separação de camada limite e turbulências durante os testes.

Para Lastra *et al.* (2013), o projeto da seção de contração é extremamente importante, sendo fundamental para manter a alta qualidade de vazão. Por isso, propôs um perfil de contração logarítmica, aplicado a túneis de vento subsônicos, diferente dos perfis polinomiais, tradicionalmente utilizados, e analisou-os através de simulação em CFD, construção e ensaio dos perfis. Os resultados mostraram que os polinomiais possuíam maior uniformidade de fluxo, menor incidência de separação da camada limite e menores níveis de turbulência.

Existem diversas pequenas alterações possíveis que podem ser feitas ao longo do túnel de vento com o objetivo de reduzir geradores de turbulência para o escoamento na região de teste. Entre eles estão: projetos de favos de mel (MIKHAILOVA; REPIK; SOSEDKO, 1994; SCHEIMAN; BROOKS, 1981), telas anti-turbulência no difusor (MEHTA, 1985; SCHUBAUER; SPANGENBERG, 1947; LAWS; LIVESEY, 1978), ter um perfil de contração de forma otimizada (FANG; CHEN; HONG, 2001; DERBUNOVICH *et al.*, 1987).

Os métodos de manipulação de escoamento através de colmeias e telas no difusor e a jusante do ventilador são bastante eficazes, mas possuem algumas desvantagens. A colmeias inibe as turbulências laterais, direcionando o fluxo. Para

isso, os vórtices grandes são quebrados em vórtices menores, sendo mais efetivo favos mais profundos, porém quanto mais profundo, maior a perda de carga. As telas também possuem certa dificuldade, pois para a redução da turbulência, teoricamente, é necessário que a tela tenha um valor de porosidade maior que 0,57 (BARLOW; ERA; POPE, 1999), sendo que com valores abaixo deste geram instabilidade de fluxo na seção de teste. Além disso, associado aos manipuladores de escoamento, sempre há perdas de pressão nesses componentes, reduzindo a faixa de velocidade de escoamento na seção de teste (GHORBANIAN, SOLTANI; MANSHADI, 2011).

Kato e Hanafusa (1996) analisaram a proximidade do escoamento simulado em túnel de vento com o escoamento atmosférico real, verificando a compatibilidade entre distribuição de velocidade média do vento, intensidade de turbulência e tensão de Reynolds obtidos em túnel de vento e uma torre meteorológica de 200 m. Através de uma redução de escala de 1/1000, foi verificado que o número de Reynolds deve ser suficientemente grande, superior ao Reynolds crítico, definido pelo teste experimental, tirando a dependência do Reynolds e que o perfil vertical de velocidade no túnel deve ser semelhante ao em campo.

Segundo Bourguignon, Johnson e Kostiuk (1999), a eficiência geral da combustão não era bem compreendida até a época, pois não havia técnicas com resultados satisfatórios para serem aplicadas. Por isso, desenvolveram e validaram uma metodologia experimental, utilizando um túnel de vento de circuito fechado para investigar o impacto das variações da taxa de queima, velocidade do vento e composição do combustível na eficiência da combustão.

As técnicas termográficas por infravermelho (IRT- *Infrared thermography*) aplicadas em túnel de vento foi analisada por Sant *et al.* (2002). Segundo eles, as medições por infravermelho são comumente utilizadas para visualização do escoamento, avaliação do fluxo de calor e detecção da transição da camada limite. Após a análise, Sant *et al.* (2002) desenvolveram melhorias tanto no *hardware* quanto no *software* utilizado, aumentando a resolução de imagem, velocidade de aquisição e síntese de dados, tornando-se uma ferramenta poderosa e confiável, abrindo a possibilidade de uso na maioria dos testes hipersônicos.

## 4.1 Critérios de seleção de túnel de vento

Existem diversos tipos de túnel de vento e, para simplificação de seleção, suas aplicações podem ser subdivididas em 3 critérios de seleção: critério geométrico, de velocidade e do tipo do ventilador utilizado.

### 4.1.1 Critério geométrico

A geometria da seção transversal pode ser a que melhor se encaixa para aplicação a qual será realizado os ensaios, porém recomenda-se que utilize seção retangular pois, além da maior facilidade de fabricação, é mais comum na literatura e conseqüentemente possui maior quantidade de informações e adequações para tornar os testes mais próximos do real.

A literatura divide o túnel de vento em duas geometrias gerais: do tipo aberto e do tipo fechado.

- Túnel de vento do tipo fechado:

Há um componente cuja função é retornar o fluxo de ar para o início do túnel, reaproveitando o escoamento e, portanto, diminuindo o gasto de energia pelos ventiladores, conforme demonstrado na figura 1. Normalmente utilizado para túneis de vento que demandam grande velocidade de fluxo e que, portanto, há um grande gasto de energia, sendo este mais econômico, além da maior facilidade para obtenção de um fluxo mais estável e de alta qualidade na seção de teste (ALMEIDA, 2018).



**Figura 1 - Túnel de vento fechado.**



Fonte: InovacaoTecnologica, 2016.

- Túnel de vento do tipo aberto:

Também conhecido por *Eiffel tunnel*, o túnel de vento do tipo aberto possui uma entrada e uma saída do fluxo de ar, que ocorre de forma retilínea, não sendo reaproveitado tal fluxo, como demonstra a Figura 2. É o mais comum para túneis de baixa velocidade devido ao menor espaço requerido, além de não haver problemas com a remoção da fumaça que normalmente é utilizada nos testes nos quais é requerido a visualização do escoamento.

**Figura 2 - Túnel de vento aberto.**



Fonte: heliodon, 2014.

Como desvantagem, pode acabar sendo muito ruidoso, devendo conter isolamento acústico caso seja prejudicial a ambientes próximos. Além disso, as condições externas, como vento e tempo frio, podem afetar a operação (MEHTA, R.; BRADSHAW, P., 1979).

#### 4.1.2 Critério de velocidade

Os túneis de vento são projetados para determinadas finalidades e com faixas de velocidades específicas. Normalmente pelo critério de velocidade, o túnel de vento é subdividido em 4 faixas de velocidade: os subsônicos (com número de Mach  $< 0,8$ ), transônicos (Mach entre 0,8 e 1,2), supersônico (Mach entre 1,2 e 5,0) e hipersônicos (com Mach  $> 5$ ). A maior diferença entre eles é que para os do tipo subsônico os efeitos da compressibilidade podem ser desprezados, diferente dos que possuem velocidade maior que Mach 1, os quais possuem variações de densidade consideráveis, tornando assim imprescindível a consideração desta para resolução do problema como um todo (TABOR, 2021).

Os túneis de vento ainda podem ser classificados do tipo sugador e soprador. O tipo sugador consiste em um túnel de vento em que o fluxo de ar imposto na seção de teste é gerado sugando o ar, ou seja, o ventilador fica localizado no fim do túnel. Já o tipo soprador dispõe de um ventilador no seu início (HALL, 2021).

## 4.2 Tipos de ventiladores

Para túneis de vento pequenos e de baixa velocidade de escoamento é recomendado o uso de ventiladores centrífugos ou ventiladores axiais. Os axiais são utilizados tanto para circuito aberto quanto fechado, sendo no fechado comumente utilizado o estator a montante do rotor com o objetivo de se erradicar o vórtice na saída do ventilador. Porém, no tipo aberto os vórtices gerados irão atingir a entrada do túnel.

Os centrífugos são usados normalmente para túneis de circuito aberto do tipo soprador. Ele possui como vantagem sobre os outros ventiladores uma maior faixa de condição de vazão mássica, mantendo uma eficiência, estabilidade e ruído em um

nível aceitável para ensaios em baixa velocidade (MEHTA, R.; BRADSHAW, P., 1979).

## 5 METODOLOGIA

Para o dimensionamento do túnel de vento, foi desenvolvido um programa em *software EES (Engineering Equation Solver)* contendo todo o equacionamento obtido na literatura, fazendo o dimensionamento dos componentes. Este programa será validado utilizando as dimensões dos projetos de túneis de vento disponíveis na literatura. Ainda, será considerado como requisito de projeto o mínimo custo de construção possível para atingir as características de teste desejadas.

### 5.1 Dimensionamento de componentes

Como premissa, o dimensionamento busca atender uma área de teste que atenda o diâmetro hidráulico para a aplicação desejada, atingindo um valor de Mach médio constante ao longo da seção de teste.

Para o projeto, o modelo matemático utilizado terá como base em uma descrição de fluxo em baixa velocidade em todos os componentes do túnel de vento. Os cálculos de dimensionamentos são baseados nos requisitos de energia, levando em conta a perda de carga ocorrida em cada componente do túnel, considerando a densidade do ar como independente da pressão, ou seja, como fluxo incompressível.

A energia necessária para que o fluxo permaneça estável é igual a energia perdida total ( $\Delta P_{Total}$ ) ao longo de todo o túnel, ou seja:

$$\Delta P_{total} = \sum_{i=1}^n K_{it} P_t \quad (1)$$

Onde  $K_{it}$  é o coeficiente de perda de carga local relativo a pressão da a seção de teste. Segundo Wattendorf (1938), para que seja utilizado a pressão dinâmica de seção de teste ( $P_t$ ), o coeficiente de perda de carga local ( $K_i$ ) de cada componente deve ser corrigido pela razão da pressão dinâmica local do componente ( $q_i$ ) e da seção de teste ( $q_t$ ), logo:

$$K_{it} = k_i \frac{q_i}{q_t} \quad (2)$$

Onde a pressão dinâmica é dada por:

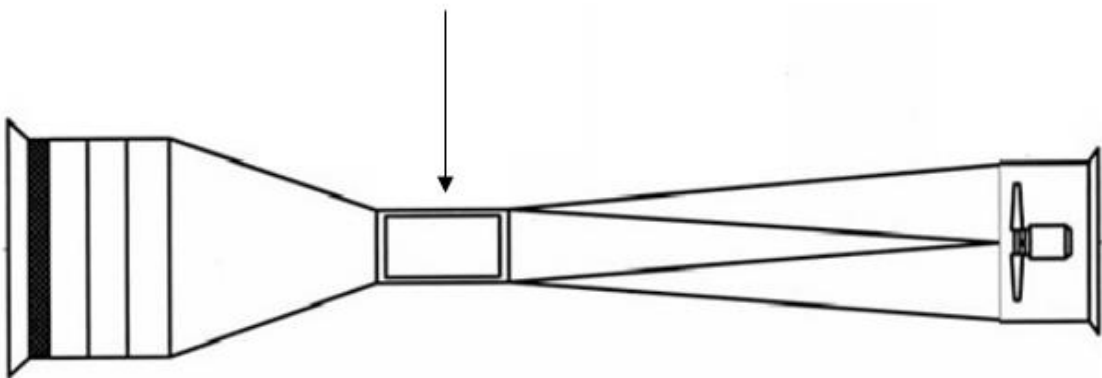
$$q_i = \frac{1}{2} \rho v_i^2 \quad (3)$$

Para determinar o coeficiente de perda local, cada seção possui um método de cálculo, que será apresentado a seguir.

### 5.1.1 Seção de teste

A região onde os dados serão coletados e o fluxo analisado é denominada seção de teste, localizado conforma a Figura 3. É local onde o objeto de estudo será posicionado para realizar o experimento. As características principais a serem atendidas nesse componente são: As paredes devem ser construídas de forma a garantir uma boa visibilidade para a visualização do fenômeno, sem que cause perturbação no escoamento; a seção de teste deve garantir que a pressão estática permaneça constante, mantendo um Mach médio com uma pequena variação ao longo da seção.

**Figura 3 - Seção de teste em Túnel de vento aberto.**



Fonte: Adaptado pelo autor, de Z. Husain, 2005.

Para que o escoamento seja suavizado em um nível aceitável, Bradshaw e Mehta (2008) recomendam que o comprimento mínimo necessário deva estar entre 0,5 a 3 vezes o diâmetro hidráulico, podendo ser maior que 3 em alguns casos.

Para garantir uma pressão estática constante, é necessário que a seção transversal aumente gradualmente na direção do fluxo, pois o crescimento da camada limite causa a redução da pressão estática, o que é compensado com um ângulo de divergência nas paredes da seção. O ângulo calculado será baseado assumindo um escoamento totalmente turbulento e que a camada limite se inicia na entrada deste componente (SCHLICHTING,1979). A espessura da camada limite ( $\delta^*(x)$ ) de um escoamento turbulento pode ser calculada por:

$$\delta^*(x) = 0,479 * \left(\frac{x}{R_x}\right)^{1/5} \quad (4)$$

Onde  $R_x$  é o número de Reynolds no ponto  $x$ . Ao considerar as paredes com altura constante, é possível aplicar a correção com o desvio das paredes inferiores e superiores, evitando o crescimento da camada limite e melhorando a visibilidade. A queda de pressão está associada ao fator de atrito  $f$ , o comprimento  $L_t$  e o diâmetro hidráulico  $D_h$ .

$$k_i = f \frac{L_t}{D_h} \quad (5)$$

Shames (1992) fornece a lei universal de atrito de Prandtl, que relaciona o número de Reynolds com o fator de atrito:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10}(R_e \sqrt{f}) - 0,8 \quad (6)$$

Sendo

$$R_e = \frac{\rho V_{ca} D_h}{\mu} \quad (7)$$

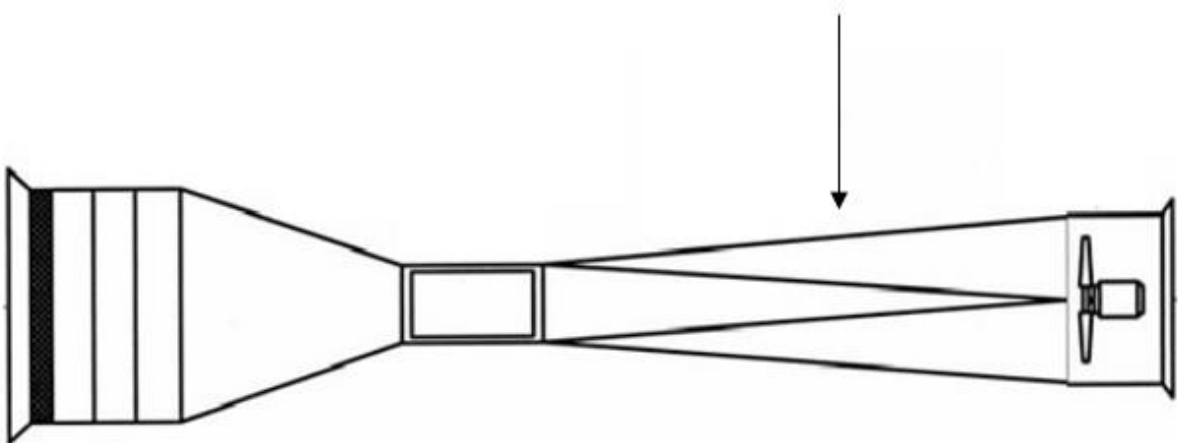
Onde  $V_{ca}$  é a velocidade média na seção. Para definir o valor do fator de atrito com um algoritmo de forma iterativa, a equação (5) pode ser dada por:

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

### 5.1.2 Difusor

Como as perdas de energia ao longo do túnel variam conforme a velocidade, o difusor tem como função reduzir a velocidade de escoamento com a menor perda de energia possível, o que significa buscar a recuperação máxima da pressão. O difusor está localizado após a seção de teste, conforme demonstrado na Figura 4.

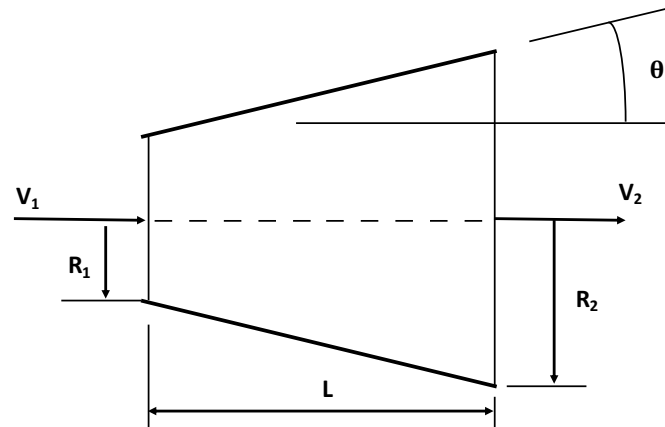
**Figura 4 - Difusor em Túnel de vento aberto.**



**Fonte: Adaptado pelo autor, de Z. Husain, 2005.**

Esta redução deve ocorrer na menor distância sem que ocorra o descolamento da camada limite. O difusor é um componente de alta sensibilidade de projeto, sendo um dos maiores responsáveis para redução de tamanho e custo de estrutura e operação do túnel. Erros de projetos podem gerar separação, causando problemas como vibrações, variação de carga no ventilador e instabilidade da velocidade na seção de teste (MONTI *at al.*, 2001).

Figura 5 - Difusor.



Fonte: Adaptado pelo autor, de Barlow et al, 1999.

O ângulo de divergência do difusor pode ser obtido por:

$$\theta = \tan^{-1} \left( \frac{R_2 - R_1}{L} \right) = \tan^{-1} \left( 1/2 \frac{\sqrt{AR} - 1}{L/D_1} \right) \quad (9)$$

Onde \$R\_1\$ e \$R\_2\$ é, respectivamente, o raio da entrada e saída do difusor e \$AR\$ a razão entre as áreas de saída e entrada, como demonstrado na Figura 5.

Para determinar a perda de carga no difusor, Pope e Harper (1986) consideram o coeficiente de atrito e a densidade como constantes ao longo da seção, obtendo uma relação entre o ângulo cônico, coeficiente de atrito e razão de área do difusor, dada por:

$$k_f = \left( 1 - \frac{1}{AR^2} \right) \frac{f}{8 \sin \theta} \quad (10)$$

$$k_{ex} = k_e(\theta) \left( \frac{AR - 1}{AR} \right)^2 \quad (11)$$

Onde \$k\_f\$ é a parcela do coeficiente de carga referente ao atrito e \$k\_{ex}\$ devido a expansão. Logo, para o coeficiente de perda de carga do difusor (\$k\_d\$):



$$k_d = k_f + k_{ex} \quad (12)$$

O fator  $k_e(\theta)$  pode ser calculado através de correlações experimentais, onde Eckert *et al.* (1976) fornece as correlações tanto para seção transversal circular ( $k_{e(circle)}$ ) quanto para seção quadrada ( $k_{e(square)}$ ):

$$k_{e(circle)} = \begin{cases} 1,033 \cdot 10^{-1} - 2,389 \cdot 10^{-2} \text{ para } 0 < \theta < 1,5^\circ \\ 1,709 \cdot 10^{-1} - 1,17 \cdot 10^{-1}\theta + 3,260 \cdot 10^{-2}\theta^2 + 1,078 \cdot 10^{-3}\theta^3 - \\ \quad 9,076 \cdot 10^{-5}\theta^4 - 1,33 \cdot 10^{-5}\theta^5 + \\ \quad 1,345 \cdot 10^{-5}\theta^6 \text{ para } 1,5^\circ \leq \theta < 5^\circ \\ -9,661 \cdot 10^{-2} + 4,6728 \cdot 10^{-2} \text{ para } 5^\circ < \theta \end{cases} \quad (13)$$

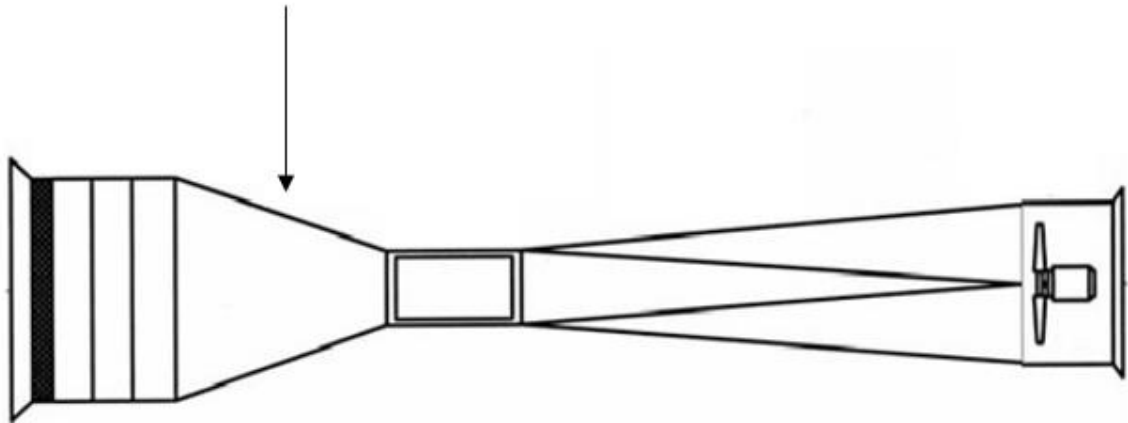
$$k_{e(square)} = \begin{cases} 9,623 \cdot 10^{-2} - 4,1520 \cdot 10^{-3} \text{ para } 0 < \theta < 1,5^\circ \\ 1,222 \cdot 10^{-1} - 4,59 \cdot 10^{-2}\theta + 2,203 \cdot 10^{-2}\theta^2 + 3,269 \cdot 10^{-3}\theta^3 - \\ \quad 6,145 \cdot 10^{-4}\theta^4 - 2,8 \cdot 10^{-5}\theta^5 + \\ \quad 2,337 \cdot 10^{-5}\theta^6 \text{ para } 1,5^\circ \leq \theta \leq 5^\circ \\ -1,322 \cdot 10^{-2} + 5,86 \cdot 10^{-2}\theta \text{ para } 5^\circ < \theta \end{cases} \quad (14)$$

Quanto menor a expansão, menores são as perdas. Porém, para que a relação de custo e contração não sejam desproporcionais, Barlow *et al.* (1999) recomenda um ângulo divergente em torno de  $5^\circ$ .

### 5.1.3 Seção de contração

Para que o escoamento do ar atinja a velocidade necessária para o ensaio, mantendo as condições de fluxo uniforme e de baixa turbulência, é necessário que um segmento de transição seja posicionado antes da seção de teste, localizado conforme Figura 6. O fator predominante é a taxa de contração (CR), que afeta diretamente a qualidade de uniformização do escoamento, o nível de turbulência e a possibilidade da ocorrência de separação do fluxo.

Figura 6 - Seção de contração em Túnel de vento aberto.



Fonte: Adaptado pelo autor, de Z. Husain, 2005.

O segundo maior fator é o comprimento no qual ocorre a redução. Menor comprimento implica em menor custo e menos espaço para o equipamento. Porém, há maiores chances de separação de fluxo, resultando em fluxos indesejados e instabilidades (FANG; CHEN; HONG, 2001).

O perfil das paredes da seção de contração foi avaliado por Bell e Mehta (1988), que realizaram testes computacionais, validados com resultados experimentais, buscando atingir na borda da placa divisora uma camada limite de baixo Reynolds, o que implica em uma minimização do comprimento de contração. O perfil que apresentou melhores resultados foi uma equação do quinto grau, dada por:

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

Sendo  $H_i$  a altura da contração na entrada,  $H_e$  da saída e  $X'$  um número adimensional, dado pela razão entre a distância na direção do fluxo pelo comprimento de contração ( $X/L_c$ ).

Ao utilizar o polinômio de quinto grau, o fenômeno da separação da camada limite ocorre ao utilizar uma relação de  $L_c/H_i$  de 0,667, sendo uma contração muito curta e em 1,79 por ser muito longa. Logo, Bell e Mehta (1988) indicada para este perfil uma razão de  $L_c/H_i=0,89$ .

Apesar dos perfis avaliados, existem estudos presentes na literatura que apresentam uma ótima qualidade de contração utilizando paredes planas (ARIFUZZAMAN, 2012).

Para o cálculo da perda de carga na seção de contração ( $K_c$ ), Wattendorf (1938) propõe a utilização da expressão a seguir:

$$K_c = 0,32 f_m \frac{L_c}{D_{h,i}} \quad (16)$$

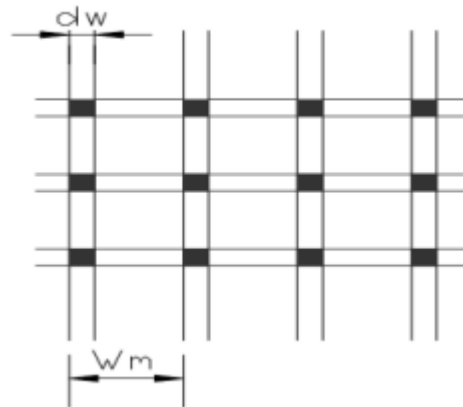
Sendo  $f_m$  o fator de atrito médio do componente de contração e  $D_{h,i}$  o diâmetro hidráulico na seção de entrada da contração.

#### 5.1.4 Telas e colmeias

Existem dois componentes utilizados nos túneis de vento para fazer com que o fluxo de ar na entrada seja corrigido: As telas e colmeias. O conjunto desses componentes é chamado de câmara de estabilização. Seu objetivo é estabilizar, uniformizar e separar as linhas de escoamento, permitindo o controle das variáveis desejadas na seção de teste.

As telas são usadas com principal finalidade conter a turbulência axial e controlar o fluxo de ar, evitando a ocorrência de separação no difusor. Já a colmeia auxilia na redução da turbulência lateral, corrigindo assim a direção do escoamento, separando o escoamento em filamentos paralelos de fluxo, tornando-os paralelos (POPE; HARPER, 1986).

Figura 7 - Tela de estabilização.



Fonte: Adaptado pelo autor, de Barlow et al, 1999.

Para obtenção da perda de carga nas telas, é necessário determinar a porosidade ( $\beta_s$ ), que é dado por (Barlow et al., 1999):

$$\beta_s = (1 - d_w/w_m)^2 \quad (17)$$

Onde  $d_w$  é o diâmetro do arame e  $w_m$  a largura de uma célula. Os valores mais usuais de porosidade estão em  $0,56 \leq \beta_s \leq 0,8$ , valores utilizados visando redução de turbulência (Pereira, 2011). O coeficiente de perda local, para um arame de metal de diâmetro médio, pode ser obtido por:

$$k_m = 1,3 * K_{Rn} * \sigma_s + \frac{\sigma_s^2}{\beta_s^2} \quad (18)$$

Sendo o fator  $K_{Rn}$ , em função do número de Reynolds no arame ( $R_{ew}$ ), dado por:

$$K_{Rn} = \begin{cases} \left[ 0,785 \left( 1 - \frac{R_{ew}}{354} \right) + 1,01 \right] & \text{para } 0 \leq R_{ew} < 400 \\ 1,0 & \text{para } R_{ew} > 400 \end{cases} \quad (19)$$

Já para a colmeia, o coeficiente de perda local pode ser obtido por:

$$k_h = \gamma_h \left( \frac{L_h}{D_h} + 3 \right) \left( \frac{1}{\beta_h} \right)^2 + \left( \frac{1}{\beta_h} - 1 \right)^2 \quad (20)$$

Onde,

$$\gamma_h = \begin{cases} 0,375 \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,4} R_{e\Delta}^{-0,1} & \text{para } R_{e\Delta} \leq 275 \\ 0,214 \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,4} & \text{para } R_{e\Delta} > 275 \end{cases} \quad (21)$$

Sendo o número de Reynolds ( $R_{e\Delta}$ ), rugosidade do material ( $\Delta$ ) e a porosidade ( $\beta_h$ ) são baseados em uma célula da colmeia. Além disso, para a razão do diâmetro hidráulico ( $D_h$ ) e a espessura na direção do fluxo ( $L_h$ ), Scheiman e Brooks (1981) recomendam um valor de  $L_h/D_h=6,0$  para tubos de áreas iguais, e Barlow et al., (1999) sugere que um valor de 0,8 para porosidade.

#### 5.1.5 Ventilador e motor

Com base nos dados de saída do software EES, será utilizado o programa, conforme Figura 8, fornecido pela Otam (S&P) para seleção do ventilador e motor a ser utilizado no túnel de vento.

**Figura 8 - EASYVENT**

**- Critério de seleção**

Hertz  50 HZ  60 HZ

Vazão de Ar   m3/h  Actual

Tolerância -20%  20%

Pressão  Pa  Estática

Tolerância -20%  20%

Condições do Ar 20 °C @ 0m (1,20 kg/m3)

Ref:

Fonte: OTAM | S&P Brasil, 2021.

A vazão pode ser obtida através da seguinte equação:

$$Q = A_t V_{ca} \quad (22)$$

Sendo  $A_t$  e  $V_{ca}$  a área da seção de teste e a velocidade média da seção de teste, respectivamente.

A pressão total demandada pelo ventilador é resultado da perda de pressão devido a perda de carga e a pressão dinâmica necessária para que o fluxo de ar atinja a velocidade desejada.

## 6 VALIDAÇÃO

A fim de determinar a assertividade do método e do programa desenvolvido, estes foram aplicados em 2 projetos de túnel de vento encontrados na literatura, cujo código está descrito no Apêndice A. Todas as entradas de valores e resultados informados foram comparados, como demonstrado nas tabelas presentes no Apêndice B.

Ao aplicar o método descrito, o resultado divergiu aproximadamente 0,68% para o túnel do projeto 1. Esta divergência ocorre devido aos valores não divulgados e arredondamentos nos cálculos.

Já no projeto 2 é possível verificar que, ao realizar o cálculo na seção do difusor, a formulação utilizada distingue da citada pelo próprio artigo, indicando um erro no momento de sua aplicação. Sendo assim, foi verificado cerca de 19% de divergência no resultado. Porém, ao retirar o componente que indica erros de cálculo, a divergência é apenas de 3%. Ainda, o projeto 2 apresentou maior divergência pois algumas seções, como seção de contração e câmara de estabilização, foram calculadas por métodos diferentes dos utilizados.

## 7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para atender as necessidades do SAE – aero design, o túnel de vento deve atender uma faixa de velocidade do ar entre 5 m/s a 15 m/s. Ainda, os comprimentos de corda utilizados variam de 15 cm a 30 cm, ou seja, a seção de teste deve possuir uma área que possibilite o posicionamento de um objeto de no mínimo 30 cm para a realização dos testes. Portanto, visando o caso mais extremo, os requisitos de projeto serão fixados em uma seção de teste atendendo uma velocidade de escoamento de 15 m/s e um objeto com comprimento de 30 cm.

### 7.1 Seção de teste

Idealizando uma seção que comporte as dimensões demandadas pelo SAE, projetos futuros, facilitação de posicionamento do corpo de teste e instrumentação, a seção de teste possui seção transversal quadrada, devido a facilidade de construção, cujo lado é de 0,6 metros e 20 m/s de velocidade de escoamento. O comprimento da seção de teste é de  $L_t = 1,5$  m, atendendo a recomendação de 0,5 a 3 vezes o diâmetro hidráulico.

Através da Equação 8 foi obtido um fator de atrito de  $f = 0,012$ . Sendo assim, aplicando a Equação 5, obtém-se um fator de perda de carga de 0,3. Ainda, como o túnel de vento idealizado possui um comprimento relativamente pequeno, a divergência, visando a correção da camada limite, torna-se desprezível. Todos os resultados estão apresentados na Tabela 1.



**Tabela 1:** Dados e resultado da seção de teste.

Seção de teste		
Dimensão	Valor	Unidade
Perfil	Quadrado	-
V	20	m/s
A	0,6	m
$\mu$	0,0000179	Pa*s
$\rho$	1,225	Kg/m <sup>3</sup>
L	1,5	m
Re	821229	-
f	0,01205	-
K	0,03012	-
Perda de pressão	7,38	Pa

Fonte: Autoria própria.

## 7.2 Seção de contração

O perfil utilizado para a seção de contração é a recomendada por Bell e Mehta (1988), sendo assim, a relação de tamanho de entrada e comprimento do componente será de  $L_c/H_i=0,9$ , estando dentro do intervalo recomendado. A entrada é composta de seção transversal quadrada com lado de 1,34 metro, ou seja, comprimento de  $L_c = 1,2$  m. Ao aplicar a Equação 16, o fator de perda de carga de 0,01, conforme a Tabela 2.

**Tabela 2:** Dados e resultado da seção de contração.

Seção de contração		
Dimensão	Valor	Unidade
Perfil	Quadrado	-
CR	4,938	-
A <sub>in</sub>	1,333	m
A <sub>out</sub>	0,6	m
L	1,2	m
K	0,01038	-
Perda de pressão	0,1043	Pa

Fonte: Autoria própria.

### 7.3 Difusor

Sabendo que a área de entrada terá lado 0,6 m (saída da seção de teste), e que o ângulo cônico indicado é aproximadamente  $5^\circ$ , foi avaliado o comprimento do componente e a área de saída para garantir uma menor perda de carga. Sendo assim, o comprimento selecionado foi de 2 m e saída com seção quadrada de lado 0,9 m, resultando em um ângulo de  $4,26^\circ$ . Aplicando a Equação 12, foi obtido um coeficiente de perda de carga de 0,053, demonstrado na Tabela 3.

**Tabela 3:** Dados e resultado do difusor.

Difusor		
Dimensão	Valor	Unidade
Perfil	Quadrado	-
D_in	0,6	m
D_out	0,9	m
L	2	m
Ângulo	4,265	Graus
AR	2,25	-
Kf	0,01625	-
Kex	0,0367	-
K	0,05295	-
Perda de pressão	12,97	Pa

Fonte: Autoria própria.

### 7.4 Câmara de estabilização

Esta seção será responsável por uniformizar o fluxo antes que atinja a seção de contração para suavizar o escoamento antes que atinja a seção de teste. Por manter suas dimensões constantes, a perda de carga da câmara de estabilização pode ser calculada através da Equação 4, assim como realizado na seção de teste. Sendo assim, para um comprimento de  $L = 1$ , o coeficiente de perda de carga em relação a pressão da seção de teste é de 0,0004. Todos os valores da câmara de estabilização estão demonstrados na Tabela 4.

**Tabela 4:** Dados e resultado da seção de teste.

Câmara de estabilização		
Dimensão	Valor	Unidade
Perfil	Quadrado	-
A	1,333	m
L	1	m
f	0,01391	-
K	0,0004278	-
Perda de pressão	0,1048	Pa

Fonte: Autoria própria.

## 7.5 Tela

Para conter a turbulência axial do fluxo de ar e proteger o ventilador, foi idealizado posicionar duas telas na câmara de estabilização, situado na entrada do túnel. A tela utilizada tem como diâmetro de  $d_w=0,3\text{mm}$  e largura de  $w_m=0,99\text{mm}$ , conforme o catálogo presente no Apêndice D. A tela apresenta um coeficiente de perda de carga de 0,1254 em relação a seção de teste. A Tabela 5 resume as dimensões e a perda de carga.

**Tabela 5:** Dados e resultado da seção de teste.

Tela		
Dimensão	Valor	Unidade
Solidez	0,5142	-
D	0,0003	m
w	0,00099	m
K	0,12538	-
Perda de pressão	30,72	Pa

Fonte: Autoria própria.

## 7.6 Colmeia

Para reduzir a turbulência lateral e corrigir a direção do escoamento, a colmeia localiza-se a frente da tela, ainda na câmara de estabilização. Sabendo que a relação de comprimento e diâmetro é recomendado que mantenha entre 6 e 8, foi utilizado 8

para maior facilidade de construção. Todas as dimensões da colmeia estão demonstradas para a Tabela 6.

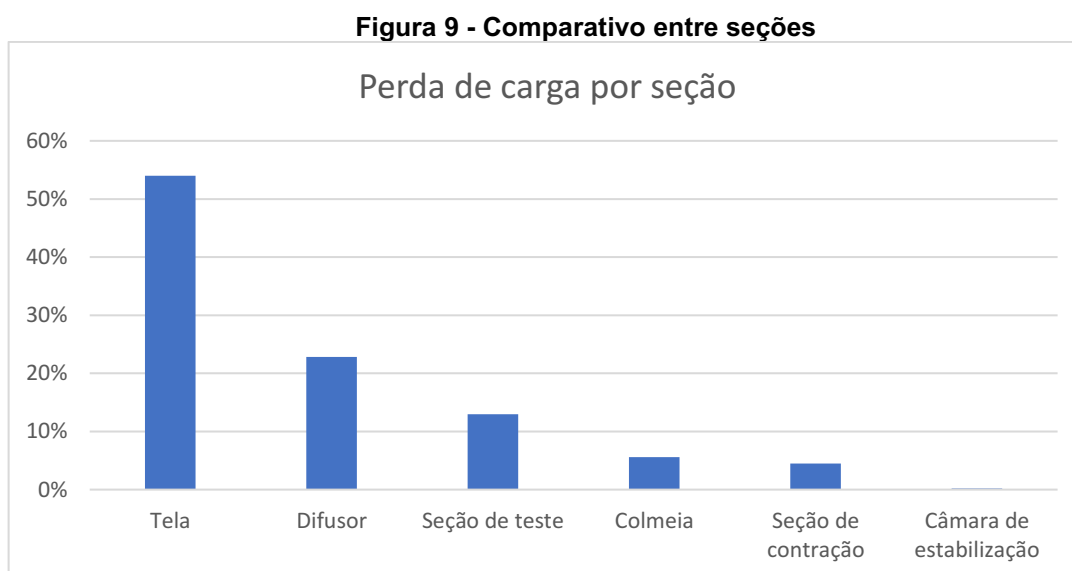
**Tabela 6:** Dados e resultado da seção de teste.

Colmeia		
Dimensão	Valor	Unidade
Beta	0,8	-
D	0,004	m
L/D	8	-
Rugosidade	0,000005	m
K	0,01297	-
Perda de pressão	3,177	Pa

Fonte: Autoria própria.

### 7.7 Perda de pressão total e seleção do ventilador

A perda de pressão total é resultado da soma das perdas de pressão em cada componente, sendo assim a perda de pressão total é de  $\Delta P_{total} = 56,9$  Pa. A Figura 9 demonstra a contribuição de cada seção na perda de carga do túnel.



Fonte: Autoria própria.

É possível perceber que a tela e o difusor possuem maiores influências na perda de carga total do sistema. Porém, a pressão necessária para o ventilador é a

soma da perda de carga total (56,9 Pa) com a pressão necessária para que, na vazão desejada, se atinja a velocidade de teste requerida (48,4 Pa), ou seja, 105,3 Pa.

Sabendo a velocidade de escoamento e a área da seção de teste, aplicando a Equação 22 tem-se que a vazão é de 7,2 m<sup>3</sup>/s. Utilizando a ferramenta de seleção da Otam (S&P), tendo como entrada a pressão total e a vazão, o ventilador que atende os requisitos é o ventilador centrífugo tipo Sirocco, de dupla aspiração, com quadros de reforço, para acionamento por transmissão marca Soler & Palau modelo TDA-SR 30/28 ARR.3 POSIÇÃO H180- W 200rpm - 2cv 4POLOS 3-380/660V-60Hz, conforme demonstra o Apêndice C.

## 8 CONCLUSÃO

O presente trabalho reuniu as principais informações para o dimensionamento de cada componente de um túnel de vento do tipo aberto, assim como um método de cálculo efetivo para estimar a perda de carga parcial de cada componente e conseqüentemente a total, determinando o requisito de carga necessário para que o ventilador escolhido reproduza fluxo de ar requerido na seção de teste.

Ainda, o método de cálculo de perda de carga utilizado, baseado na junção de métodos para cada um dos componentes, se mostrou consistente, obtendo resultados com uma margem pequena de divergência (até 3%) ao aplicá-lo em projetos de túneis de vento disponíveis na literatura.

A proposta de túnel de vento, dimensionado utilizando o método proposto, atende as demandas de projeto requeridas pelo grupo SAE – aero design, com a possibilidade de expansão nas dimensões dos objetos testados e na velocidade de escoamento.

Por fim, ventilador selecionado atende o túnel dimensionado e ainda possui uma margem considerável de expansão para aumento de fluxo no mesmo túnel e para utilizá-lo em possíveis túneis de vento de maiores portes construídos posteriormente.

Como recomendação para continuidade do projeto, é sugerido que seja feito um levantamento dos métodos de instrumentação, bem como o ideal para a aplicação desejada para o túnel da universidade e seu custo, projeto completo de construção do túnel de vento, incluindo materiais de necessários e custos associados e por fim a construção e instrumentação do projeto desenvolvido.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

GREEN, John; QUEST, Jürgen. A short history of the European Transonic Wind Tunnel ETW. **Progress In Aerospace Sciences**, [S.L.], v. 47, n. 5, p. 319-368, jul. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.paerosci.2011.06.002>.

M. Peter, J.-P. Cuisinier. **Eiffel: la bataille du vent**. Plessis – Robinson, Editions CSTB (2007).

CHANETZ, Bruno. A century of wind tunnels since Eiffel. **Comptes Rendus Mécanique**, [S.L.], v. 345, n. 8, p. 581-594, ago. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.crme.2017.05.012>.

BRADSHAW, Phil. **Technical Notes Design rules for small low speed wind tunnels**, Melbourne, USA, The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society, Novembro 1979.

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

ALMEIDA, Odenir de *et al* . **Low Subsonic Wind Tunnel - Design and Construction**. J. Aerosp. Technol. Manag., São José dos Campos , v. 10, e1018, 2018 .

Mehta, R., & Bradshaw, P. (1979). **Design rules for small low speed wind tunnels**. The Aeronautical Journal (1968), 83(827), 443-453.

**Wind Tunnels of NASA**. Baals, Donald D, 2019. Disponível em: <<https://www.hq.nasa.gov/office/pao/History/SP-440/ch1-3.htm>>. Acesso em: 29 de jun. de 2019.

GUIRGUIS, N.M. *et al* (Ed.). **Construction and testing of a wind tunnel for in-door investigation of environmental effects on buildings**. Renewable Energy , [s.l.], v.

8, n. 1-4, p.186-189, maio 1996. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0960-1481\(96\)88842-2](http://dx.doi.org/10.1016/0960-1481(96)88842-2). Journal (1996), 186-189.

KATO, M.; HANAFUSA, T.. **Wind tunnel simulation of atmospheric turbulent flow over a flat terrain**. Atmospheric Environment, [s.l.], v. 30, n. 16, p.2853-2858, ago. 1996. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/1352-2310\(95\)00310-x](http://dx.doi.org/10.1016/1352-2310(95)00310-x).

BOURGUIGNON, E.; JOHNSON, M.r.; KOSTIUK, L.w.. **The use of a closed-loop wind tunnel for measuring the combustion efficiency of flames in a cross flow**. Combustion And Flame, [s.l.], v. 119, n. 3, p.319-334, nov. 1999. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0010-2180\(99\)00068-1](http://dx.doi.org/10.1016/s0010-2180(99)00068-1).

SANT, Y. Le *et al.* **An overview of infrared thermography techniques used in large wind tunnels**. Aerospace Science And Technology, [s.l.], v. 6, n. 5, p.355-366, set. 2002. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s1270-9638\(02\)01172-0](http://dx.doi.org/10.1016/s1270-9638(02)01172-0).

WITTEWER, Adrian R; MÖLLER, Sergio V. **Characteristics of the low-speed wind tunnel of the UNNE**. Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics, [s.l.], v. 84, n. 3, p.307-320, fev. 2000. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0167-6105\(99\)00110-5](http://dx.doi.org/10.1016/s0167-6105(99)00110-5). Tunel do nordeste

Hanson C. **The design, development and construction of a low-noise, low-turbulence wind tunnel**. Master's thesis, MIT; 1967.

BLOCKEN, Bert; TOPARLAR, Yasin. A following car influences cyclist drag: CFD simulations and wind tunnel measurements. **Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics**, [s.l.], v. 145, p.178-186, out. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2015.06.015>.

HE, Kan *et al.* Performance of a turbine driven by train-induced wind in a tunnel. **Tunnelling And Underground Spazce Technology**, [s.l.], v. 82, p.416-427, dez. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tust.2018.08.042>.



GIAPPINO, S.; MELZI, S.; TOMASINI, G.. High-speed freight trains for intermodal transportation: Wind tunnel study on the aerodynamic coefficients of container wagons. **Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics**, [s.l.], v. 175, p.111-119, abr. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2018.01.047>.

KUREC, Krzysztof *et al.* Flow control for a car-mounted rear wing. **International Journal Of Mechanical Sciences**, [s.l.], v. 152, p.384-399, mar. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.12.034>.

AL-QURAAN, Ayman; STATHOPOULOS, Ted; PILLAY, Pragasen. Comparison of wind tunnel and on site measurements for urban wind energy estimation of potential yield. **Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics**, [s.l.], v. 158, n. 1, p.1-10, nov. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2016.08.011>.

LYSTAD, Tor M.; FENERCI, Aksel; ØISETH, Ole. Evaluation of mast measurements and wind tunnel terrain models to describe spatially variable wind field characteristics for long-span bridge design. **Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics**, [s.l.], v. 179, n. 1, p.558-573, ago. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2018.06.021>.

GUO, Pan; LI, Shengli; WANG, Dongwei. Effects of aerodynamic interference on the iced straddling hangers of suspension bridges by wind tunnel tests. **Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics**, [s.l.], v. 184, n. 1, p.162-173, jan. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2018.11.017>.

LI, Yongle *et al.* Wind characteristics at bridge site in a deep-cutting gorge by wind tunnel test. **Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics**, [s.l.], v. 160, n. 1, p.30-46, jan. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2016.11.002>.

SCOTTA, R. *et al.* Numerical wind tunnel for aerodynamic and aeroelastic characterization of bridge deck sections. **Computers & Structures**, [s.l.], v. 167, n. 1, p.96-114, abr. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.compstruc.2016.01.012>.

SONG, Weiwei *et al.* Investigation on wind-induced aero-elastic effects of tall buildings by wind tunnel test using a bi-axial forced vibration device. **Engineering Structures**, [s.l.], v. 195, n. 1, p.414-424, set. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2019.06.008>.

**Testing on the Ground Before You Fly: Wind Tunnels at NASA Ames.** TABOR, Abigail 2021. Disponível em: < <https://www.nasa.gov/ames/wind-tunnels>>. Acesso em: 6 de jul. de 2021.

**Types of Wind Tunnels.** HALL, Nancy, 2021. Disponível em: <<https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/tuntype.html>>. Acesso em: 13 de jul. de 2021.

JING, Haiquan *et al.* Excitation mechanism of rain–wind induced cable vibration in a wind tunnel. **Journal Of Fluids And Structures**, [s.l.], v. 68, n. 1, p.32-47, jan. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2016.10.006>.

GOFF, John Eric; HOBSON, Chad Michael; ASAI, Takeshi; HONG, Sungchan. Wind-tunnel Experiments and Trajectory Analyses for Five Nonspinning Soccer Balls. **Procedia Engineering**, [S.L.], v. 147, p. 32-37, 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.185>.

MURAKAMI, Masahide; KONDOH, Masakazu; IWAI, Yutaka; SEO, Kazuya. Measurement of aerodynamic forces and flow field of a soccer ball in a wind tunnel for knuckle effect. **Procedia Engineering**, [S.L.], v. 2, n. 2, p. 2467-2472, jun. 2010. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2010.04.017>.

CHOWDHURY, Harun *et al.* A Study of Dimple Characteristics on Golf Ball Drag. **Procedia Engineering**, [s.l.], v. 147, p.87-91, 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.194>.

GOODYER, M.j.. The cryogenic wind tunnel. **Progress In Aerospace Sciences**, [s.l.], v. 29, n. 3, p.193-220, jan. 1992. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0376-0421\(92\)90008-6](http://dx.doi.org/10.1016/0376-0421(92)90008-6).

LIU, Peiqing *et al.* Design and performance of a small-scale aeroacoustic wind tunnel. **Applied Acoustics**, [s.l.], v. 116, p.65-69, jan. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.09.014>.

BIAGINI, P. *et al.* BLWT tests and design loads on the roof of the new olympic stadium in Piraeus. **Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics**, [s.l.], v. 94, n. 5, p.293-307, maio 2006. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2006.01.016>.

BOURGUIGNON, E.; JOHNSON, M.r.; KOSTIUK, L.w.. The use of a closed-loop wind tunnel for measuring the combustion efficiency of flames in a cross flow. **Combustion And Flame**, [s.l.], v. 119, n. 3, p.319-334, nov. 1999. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0010-2180\(99\)00068-1](http://dx.doi.org/10.1016/s0010-2180(99)00068-1).

LIU, Wei *et al.* An active damping vibration control system for wind tunnel models. **Chinese Journal Of Aeronautics**, [s.l.], p.1-2, maio 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cja.2019.04.014>.

Almeida O; Miranda FC; Ferreira Neto O; Saad FG (2018). Low Subsonic Wind Tunnel – **Design and Construction**. J Aerosp Technol Manag, 10: e1018. doi:10.5028/jatm.v10.716.

LIU, Wei *et al.* An active damping vibration control system for wind tunnel models. **Chinese Journal Of Aeronautics**, [s.l.], v. 32, n. 9, p.2109-2120, set. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cja.2019.04.014>.

GHORBANIAN, Kaveh; SOLTANI, Mohammad Reza; MANSHADI, Mojtaba Dehghan. Experimental investigation on turbulence intensity reduction in subsonic wind tunnels. **Aerospace Science And Technology**, [s.l.], v. 15, n. 2, p.137-147, mar. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ast.2010.06.009>.

N.P. Mikhailova, E.U. Repik, Y.P. Sosedko Optimal control of free stream TI by means of honeycombs *Fluid Dynamics*, 29 (3), 1994.

SCHEIMAN, James; BROOKS, J.D.. Comparison of Experimental and Theoretical Turbulence Reduction from Screens, Honeycomb, and Honeycomb-Screen Combinations. **Journal Of Aircraft**, [S.L.], v. 18, n. 8, p. 638-643, ago. 1981. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA). <http://dx.doi.org/10.2514/3.57538>.

MEHTA, R. D.. Turbulent boundary layer perturbed by a screen. **Aiaa Journal**, [S.L.], v. 23, n. 9, p. 1335-1342, set. 1985. American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA). <http://dx.doi.org/10.2514/3.9089>.

G.B. Schubauer, W.G. Spangenberg, **Effect of screens in wide angle diffusers**, National Advisory Committee for Aeronautics, Report 949, 1947.

LAWS, E M; LIVESEY, J L. Flow Through Screens. **Annual Review Of Fluid Mechanics**, [S.L.], v. 10, n. 1, p. 247-266, jan. 1978. Annual Reviews. <http://dx.doi.org/10.1146/annurev.fl.10.010178.001335>.

FANG, Fuh-Min; CHEN, J.C.; HONG, Y.T.. Experimental and analytical evaluation of flow in a square-to-square wind tunnel contraction. **Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics**, [S.L.], v. 89, n. 3-4, p. 247-262, mar. 2001. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0167-6105\(00\)00080-5](http://dx.doi.org/10.1016/s0167-6105(00)00080-5).

DERBUNOVICH, G. I.; ZEMSKAYA, A. S.; REPIK, E. U.; SOSEDKO, Yu. P.. Effect of flow contraction on the level of turbulence. **Fluid Dynamics**, [S.L.], v. 22, n. 2, p. 289-294, 1987. Springer Science and Business Media LLC. <http://dx.doi.org/10.1007/bf01052265>.

B. Lindgren, A.V. Johansson, Design and evaluation of a low-speed wind tunnel with expanding corners, **published as a Technical Report**, TRITA-MEK, 2002.

GHORBANIAN, K.; SOLTANI, M. R.; MANSHADI, M. D.; MIRZAEI, M.. Control of separation in the concave portion of contraction to improve the flow quality. **The Aeronautical Journal**, [S.L.], v. 113, n. 1141, p. 177-182, mar. 2009. Cambridge University Press (CUP). <http://dx.doi.org/10.1017/s0001924000011465>.

H. Ito, R. Kobayashi, Y. Kohama, The low-turbulence wind tunnel at Tohoku University, **Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society** (April 1992).

S. Takagi, N. Tokugawa, J. Shiomi, Y. Kohama, Laminar turbulent transition along the contraction nozzle in subsonic flow. **37th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit**, Reno, NV, 1999.

A. Nishizawa, S. Takagi, N. Tokugawa, T. Sobagaki, Rebirth of turbulence in laminarized boundary layers along the wind tunnel contraction. **39th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit**, Reno, NV, AIAA 2001-0277, 2001.

CELIS, Bert; UBBENS, Harm H.. Design and Construction of an Open-circuit Wind Tunnel with Specific Measurement Equipment for Cycling. *Procedia Engineering*, [S.L.], v. 147, p. 98-103, 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.196>.

CUMPSTY, N. A.. Axial Flow Fans and Ducts. By R. A. WALLIS. Wiley, 1983. 444 pp. **Journal Of Fluid Mechanics**, [S.L.], v. 144, p. 467-467, jul. 1984. Cambridge University Press (CUP). <http://dx.doi.org/10.1017/s0022112084221708>.

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

MONTI, Rodolfo; PATERNA, Diego; SAVINO, Raffaele; ESPOSITO, Antonio. Low-Reynolds number supersonic diffuser for a plasma-heated wind tunnel. **International Journal Of Thermal Sciences**, [S.L.], v. 40, n. 9, p. 804-815, out. 2001. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s1290-0729\(01\)01267-4](http://dx.doi.org/10.1016/s1290-0729(01)01267-4).

BELL, J. H; MEHTA, R. D. **Contraction Design for Small Low-Speed Wind Tunnels**. Stanford: 1988. Disponível em: <<https://ntrs.nasa.gov/citations/19890004382>> Acesso em: 09 de agosto de 2021

FANG, Fuh-Min. A Design Method for Contractions With Square End Sections. **Journal Of Fluids Engineering**, [S.L.], v. 119, n. 2, p. 454-458, 1 jun. 1997. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2819156>.

ARIFUZZAMAN, Md.. Design Construction and Performance Test of a Low Cost Subsonic Wind Tunnel. **iosr Journal Of Engineering**, [S.L.], v. 02, n. 10, p. 83-92, out. 2012. IOSR Journals. <http://dx.doi.org/10.9790/3021-021058392>.

WITAYA, W.; PARINYA, W.; KRISSADA, C.. Scaled vehicle for Interactive dynamic Simulation (SIS). **2008 Ieee International Conference On Robotics And Biomimetics**, [S.L.], p. 21-26, fev. 2009. IEEE. <http://dx.doi.org/10.1109/robio.2009.4913062>.

BRENNAN, S.. Similarity conditions for comparing closed-loop vehicle roll and pitch dynamics. **Proceedings Of The 2004 American Control Conference**, [S.L.], 2004. IEEE. <http://dx.doi.org/10.23919/acc.2004.1384433>.

**APÊNDICE A - Código EES para o projeto 1, projeto 2 e proposta de dimensionamento.**

## 1 - Código: Projeto 1

"=====1 Seção de teste=====

Vca = 15 "velocidade do ar"

a\_in = 1 "dimensão para a seção de teste quadrada"

mu = 1,79\*10<sup>(-5)</sup>

rho = 1,225

Lt = 3 "comprimento seção de teste - pode variar de 0,5 a 3 vezes o diâmetro hidráulico"

Dh = a\_in "Diâmetro hidráulico para seção quadrada"

Re = rho\*Vca\*Dh/mu

f = (2\*log10(Re\*(f<sup>(1/2)</sup>))-0,8)<sup>(-2)</sup>

Kts = f \* Lt/Dh "Coeficiente de perda local seção de teste"

a\_out = a\_in

DELTA\_pt = Kts\*0,5\*rho\*Vca<sup>2</sup>

"=====4 Seção de contração=====

CR = 4 "razão de contração entre área de entrada e saída"

H\_out = a\_in

H\_in = (H\_out<sup>2</sup>\*CR)<sup>(1/2)</sup>

D\_in = H\_out "Diâmetro hidráulico na entrada"

L\_c = 2

Kc = 0,32\*fav\*L\_c/D\_in "Coeficiente de perda local Seção de contração"

f\_in = (2\*log10(Rec\*(f\_in<sup>(1/2)</sup>))-0,8)<sup>(-2)</sup>

fav = (f + f\_in)/2

Vc = Vca\*a\_in<sup>2</sup>/(H\_in\*H\_in)

Rec = rho\*Vc\*D\_in/mu

DELTA\_pc = Kc \*0,5\*rho\*Vc<sup>2</sup>

"=====2 Difusor grande angular=====

thetadga = 45

theta\_dga = thetadga\*pi/180



```

ARdga = (Cdga*Ddga)/(Adga*Bdga)
Adga = 0,865
Bdga = 1,095
Cdga = 2
Ddga = 2
Kfdga = (1-1/ARdga^2)*(f/(8*sin(thetadga)))
Kexdga = Kedga*((ARdga-1)/ARdga)^2
Kedga = -0,01322+0,05866*theta_dga
Kdga = Kfdga + Kexdga
Vedga = Vca*a_in^2/(1,4)
Kdgal = Kdga *(Vedga^2/Vca^2)
DELTA_pedga = Kdga*0,5*rho*Vedga^2
"----- tela angular-----"
beta_sdt =(1-d_wdt/w_mdt)^2
solidezdt = 1- beta_sdt
d_wdt = 0,0003
w_mdt = 0,00099
K_mdt = (K_meshdt*K_Rndt*solidezdt + (solidezdt^2/(beta_sdt^2)))
Rewdt = rho*Vedga*d_w/mu
K_Rndt = 0,785*(1-Rewdt/354)+0,01
K_meshdt = 1,3
K_mdtl = K_mdt * (Vedga^2/Vca^2)
DELTA_pdt = K_mdt*0,5*rho*Vedga^2
"=====6 Difusor=====6"
theta_d =arctan ((R2_d-R1_d)/L_d)/2
theta_rad = theta_d*pi/180 "Transformando em radianos"
AR_d = (R2_d^2)/(R1_d^2) "Razão de área"
R1_d = a_in
R2_d = 1,5
L_d = 3

```

$$K_f = (1-1/AR_d^2)*(f/(8*\sin(\theta_d)))$$

$$K_{ex} = K_e*((AR_d-1)/AR_d)^2$$

$$K_e = 0,1222-0,04590+0,02203*\theta_{rad}^2+0,0032690*\theta_{rad}^3-0,0006145*\theta_{rad}^4-0,00002800*\theta_{rad}^5+0,00002337*\theta_{rad}^6$$

$$K_d = K_{ex}+K_f$$

$$V_d = V_{ca}*a_{in}^2/(R1_d^2)$$

$$\Delta_{pd} = K_d*0,5*\rho*V_d^2$$

$$V_{rec} = V_{ca}*a_{in}^2/(R2_d^2)$$

$$P_{rec} = 0,5*\rho*V_{rec}^2$$

"=====3 Camara de estabilização=====

Dhce = 2 "Diâmetro hidráulico"

Lce = 1

$$K_{ce} = f_e * L_{ce}/D_{hce}$$

$$f_e = (2*\log_{10}(Re_{ce}*(f_e^{1/2}))-0,8)^{-2}$$

$$Re_{ce} = \rho*V_{ce}*D_{in}/\mu$$

$$V_{ce} = V_{ca}*a_{in}^2/(D_{hce}*D_{hce})$$

$$K_{cel} = K_{ce} *(V_{ce}^2/V_{ca}^2)$$

$$\Delta_{pce} = K_{cel}*0,5*\rho*V_{ce}^2$$

"===== Colmeia =====

beta\_h = 0,8 "Porosidade"

D\_tela = 2

D\_h = 0,004

L\_h/D\_h = 6 "<----- 6 a 8"

DELTA\_h = 0,000005 "Rugosidade do material"

$$\lambda_h = 0,214*(\Delta_h/D_h)^{0,4}$$

$$K_h = \lambda_h*(L_h/D_h + 3)*(1/\beta_h)^2+(1/\beta_h-1)^2$$

$$V_h = V_{ca}*a_{in}^2/(D_{tela}^2)$$

$$K_{hl} = K_h*(V_h^2/V_{ca}^2)$$

$$\Delta_{ph} = K_{hl}*0,5*\rho*V_h^2$$

"=====Telas=====

```

Vca*a_in^2 = Vew*2^2
beta_s = (1-d_w/w_m)^2
solidez = 1- beta_s
d_w = 0,0003
w_m = 0,00099
K_m = (K_mesh*K_Rn*solidez + (solidez^2/(beta_s^2)))
Rew = rho*Vew*d_w/mu
K_Rn = 0,785*(1-Rew/354)+0,01
K_mesh = 1,3
K_ml = K_m * (Vew^2/Vca^2)
DELTA_pew = K_m*0,5*rho*Vew^2
"=====Resultado final=====
K_total = K_ml+K_hl+Kcel+K_d+K_mdtl+Kdgal+Kc+Kts
DELTA_p2 = K_total*0,5*rho*Vca^2

```

## 2 - Código 2: Projeto 2

```

"=====1 Seção de teste=====
Vca = 70 "velocidade do ar"
a_in = 0,7 "dimensão para a seção de teste quadrada"
mu = 1,708*10^(-5)
rho = 1,1503
Lt = 1,5 "comprimento seção de teste - pode variar de 0,5 a 3 vezes o diâmetro
hidráulico"
Dh = a_in "Diâmetro hidráulico para seção quadrada"
Re = rho*Vca*Dh/mu
f = 0,01 "<----- vai usar essa equação: (2*log10(Re*(f)^(1/2))-
0,8)^(-2)"

Kts = f * Lt/Dh "Coeficiente de perda local seção de teste"
divergencia = 0,479*Lt/(10*(Re)^(1/5))

```

```

a_out = a_in + divergencia *2
DELTA_pt = Kts*0,5*rho*Vca^2
"=====4 Seção de contração=====
CR = 8,16 "razão de contração entre área de entrada e saída"
H_out = a_in
H_in = (H_out^2*CR)^(1/2)
D_in = H_out "Diâmetro hidráulico na entrada"
L_c = 1,5
Kc = 0,32*f*L_c/D_in "Coeficiente de perda local Seção de contração"
Vc = Vca*a_in^2/(H_in*H_in)
DELTA_pc = Kc*0,5*rho*Vc^2
"=====6 Difusor=====
theta_d = arctan ((D2_d-D1_d)/L_d)/2
theta_rad = theta_d*pi/180 "Transformando em radianos"
AR_d = 4,527 "Razão de área"
D1_d = a_in
D2_d = 1,5
L_d = 6
K_f = (1-1/AR_d^2)*(f/(8*sin(theta_d)))
K_ex = K_e*((AR_d-1)/AR_d)^2
K_e = 0,1709-
0,1170*theta_rad+0,03260*theta_rad^2+0,001078*theta_rad^3-
0,0009076*theta_rad^4-0,00001331*theta_rad^5+0,00001345*theta_rad^6
K_d = K_ex+K_f
Vd = Vca*a_in^2/(D1_d^2)
DELTA_pd = K_d*0,5*rho*Vd^2
"=====3 Camara de estabilização=====
Dhce = 2 "Diâmetro hidráulico"
Lce = 1,20
Ke = f * Lce/Dhce
Vce = Vca*a_in^2/(Dhce*Dhce)
Re_e = rho*Vce*Dh/mu
divergencia_e = 0,479*Lce/(10*(Re_e)^(1/5))

```

```

DELTA_pce = Ke*0,5*rho*Vce^2
Ket = Ke *(Vce^2/Vca^2)
"=====Telas=====
Vca*a_in^2 = Vew*2*2
beta_s =(1-d_w/w_m)^2
solidez = 1- beta_s
d_w = 0,00039
w_m = 0,0011 "<----- qual valor dele?"
Ksc = (K_mesh*K_Rn*solidez + (solidez^2/(beta_s^2)))
Rew = rho*Vew*d_w/mu
K_Rn = 0,785*(1-Rew/354)+0,01
K_mesh = 1,3
DELTA_pew = Ksc*0,5*rho*Vew^2
Ksct = Ksc *(Vew^2)/(Vca^2) " Para uma tela"
"=====Resultado final=====
K_total = Ket+Ksct*3+Kc+Kts+K_d
K = K_total*1,25
Presdin = 0,5*rho*Vca^
DELTA_p = K*0,5*rho*Vca^2
"=====Ventilador=====
A_fans = 1,767
V_fans = (a_in^2)*Vca/A_fans
Pf = 0,5*rho*V_fans^2
DELTA_ptotal = DELTA_p+Pf
Power = A_fans * V_fans * DELTA_ptotal/750    "Potencia (HP)"
Qfans = A_fans*V_fans

```

### 3 - Código 3: Proposta de dimensionamento

"=====Seção de teste=====

Vca = 20 "velocidade do ar"

a\_in = 0,6 "Dimensão para a seção de teste quadrada"

mu = 1,79\*10<sup>(-5)</sup> "Viscosidade"

rho = 1,225 "Densidade"

Dh = a\_in "Diâmetro hidráulico para seção quadrada"

Lt = 2,5\*Dh "Comprimento seção de teste - pode variar de 0,5 a 3 vezes o diâmetro hidráulico"

Re = rho\*Vca\*Dh/mu

f = (2\*log10(Re\*(f<sup>(1/2)))-0,8)<sup>(-2)</sup> "Fator de atrito"</sup>

Kts = f \* Lt/Dh "Coeficiente de perda local seção de teste"

divergencia = 0,479\*Lt/(10\*(Re)<sup>(1/5)</sup>)

a\_out = a\_in + divergencia \*2

DELTA\_pt = Kts\*0,5\*rho\*Vca<sup>2</sup>

"=====Difusor=====

theta\_d = arctan ((R2\_d-R1\_d)/L\_d)/2

theta\_rad = theta\_d\*pi/180 "Transformando em radianos"

AR\_d = (R2\_d<sup>2</sup>)/(R1\_d<sup>2</sup>) "Razão de área"

R1\_d = a\_in

R2\_d = 0,9

L\_d = 2

K\_f = (1-1/AR\_d<sup>2</sup>)\*(f/(8\*sin(theta\_d)))

K\_ex = K\_e\*((AR\_d-1)/AR\_d)<sup>2</sup>

K\_e = 0,1222-0,04590\*theta\_rad+0,02203\*theta\_rad<sup>2</sup>+0,003269\*theta\_rad<sup>3</sup>-  
0,0006145\*theta\_rad<sup>4</sup>-0,00002800\*theta\_rad<sup>5</sup>+0,00002337\*theta\_rad<sup>6</sup>

K\_d = K\_ex+K\_f

Vd = Vca\*a\_in<sup>2</sup>/(R1\_d<sup>2</sup>)

DELTA\_pd = K\_d\*0,5\*rho\*Vd<sup>2</sup>

Vfan = Vca\*a\_in<sup>2</sup>/(R2\_d<sup>2</sup>)

P\_fan = 0,5\*rho\*Vfan<sup>2</sup>

"=====Seção de contração====="

$$H_{out} = a_{in}$$

$$H_{in} = (H_{out}^2 \cdot CR)^{1/2}$$

$$D_{in} = H_{out} \text{ "Diâmetro hidráulico na entrada"}$$

$$L_c/H_{in} = 0,9$$

$$L_c = 1,2$$

$$K_c = 0,32 \cdot f_c \cdot L_c/D_{in} \text{ "Coeficiente de perda local Seção de contração"}$$

$$f_c = (2 \cdot \log_{10}(\text{Rec} \cdot (f_c^{1/2}))) - 0,8)^{-2}$$

$$V_c = V_{ca} \cdot a_{in}^2 / (H_{in} \cdot H_{in})$$

$$\text{Rec} = \rho \cdot V_c \cdot D_{in} / \mu$$

$$\text{DELTA}_{pc} = K_c \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot V_c^2$$

"=====Camara de estabilização====="

$$D_{hce} = H_{in} \text{ "Diâmetro hidráulico"}$$

$$L_{ce} = 1$$

$$K_{ce} = f_e \cdot L_{ce} / D_{hce}$$

$$f_e = (2 \cdot \log_{10}(\text{Rece} \cdot (f_e^{1/2}))) - 0,8)^{-2}$$

$$\text{Rece} = \rho \cdot V_{ce} \cdot D_{hce} / \mu$$

$$V_{ce} = V_{ca} \cdot a_{in}^2 / (D_{hce} \cdot D_{hce})$$

$$K_{cel} = K_{ce} \cdot (V_{ce}^2 / V_{ca}^2)$$

$$\text{DELTA}_{pce} = K_{ce} \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot V_{ce}^2$$

"===== Colmeia ====="

$$\beta_h = 0,8 \text{ "Porosidade"}$$

$$D_{tela} = D_{hce}$$

$$D_h = 0,004$$

$$L_h/D_h = 8 \text{ "<----- 6 a 8"}$$

$$\text{DELTA}_h = 0,000005 \text{ "Rugosidade do material"}$$

$$\lambda_h = 0,214 \cdot (\text{DELTA}_h/D_h)^{0,4}$$

$$K_h = \lambda_h \cdot (L_h/D_h + 3) \cdot (1/\beta_h)^2 + (1/\beta_h - 1)^2$$

$$V_h = V_{ca} \cdot a_{in}^2 / (D_{tela}^2)$$

$$K_{hl} = K_h \cdot (V_h^2 / V_{ca}^2)$$

$$\Delta_{ph} = K_h \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot V_h^2$$

"=====Telas====="

$$V_{ew} = V_h$$

$$\beta_s = (1 - d_w / w_m)^2$$

$$\text{solidez} = 1 - \beta_s$$

$$d_w = 0,0003$$

$$w_m = 0,00099$$

$$K_m = (K_{\text{mesh}} \cdot K_{Rn} \cdot \text{solidez} + (\text{solidez}^2 / (\beta_s^2)))$$

$$Re_w = \rho \cdot V_{ew} \cdot d_w / \mu$$

$$K_{Rn} = 0,785 \cdot (1 - Re_w / 354) + 0,01$$

$$K_{\text{mesh}} = 1,3$$

$$K_{ml} = K_m \cdot (V_{ew}^2 / V_{ca}^2)$$

$$\Delta_{pew} = 2 \cdot K_m \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot V_{ew}^2$$

"=====Resultado final====="

$$K_{\text{total}} = 2 \cdot K_{ml} + K_{hl} + K_c + K_d + K_{ts} + K_{cel}$$

$$\Delta_{p} = K_{\text{total}} \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot V_{ca}^2$$

$$\Delta_{p_{\text{total}}} = \Delta_{p} + P_{fan} \text{ "Pressão total requerida pelo ventilador"}$$

$$Q = V_{ca} \cdot a_{in}^2 \text{ " vazão"}$$



**APÊNDICE B - Comparação de resultado para projeto 1 e projeto 2.**

## 1 - Projeto 1

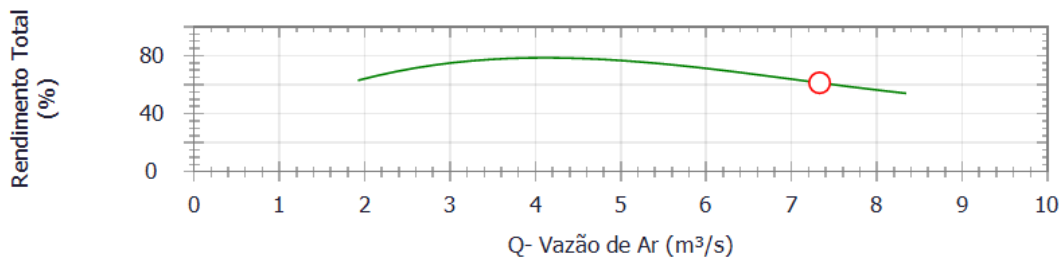
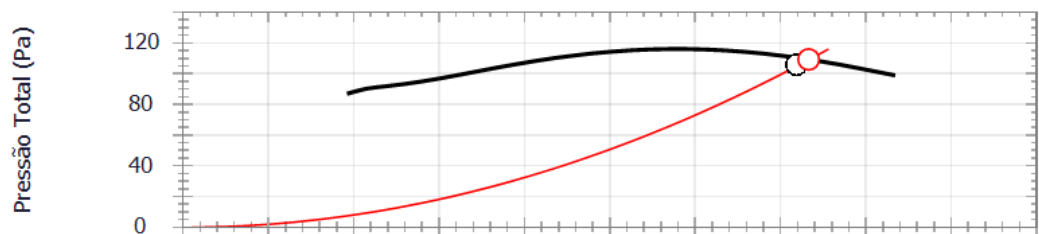
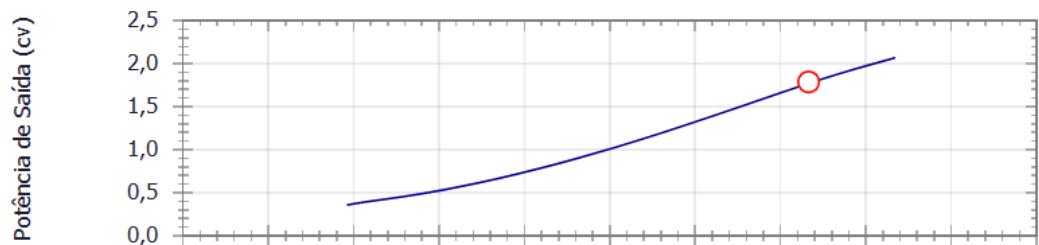
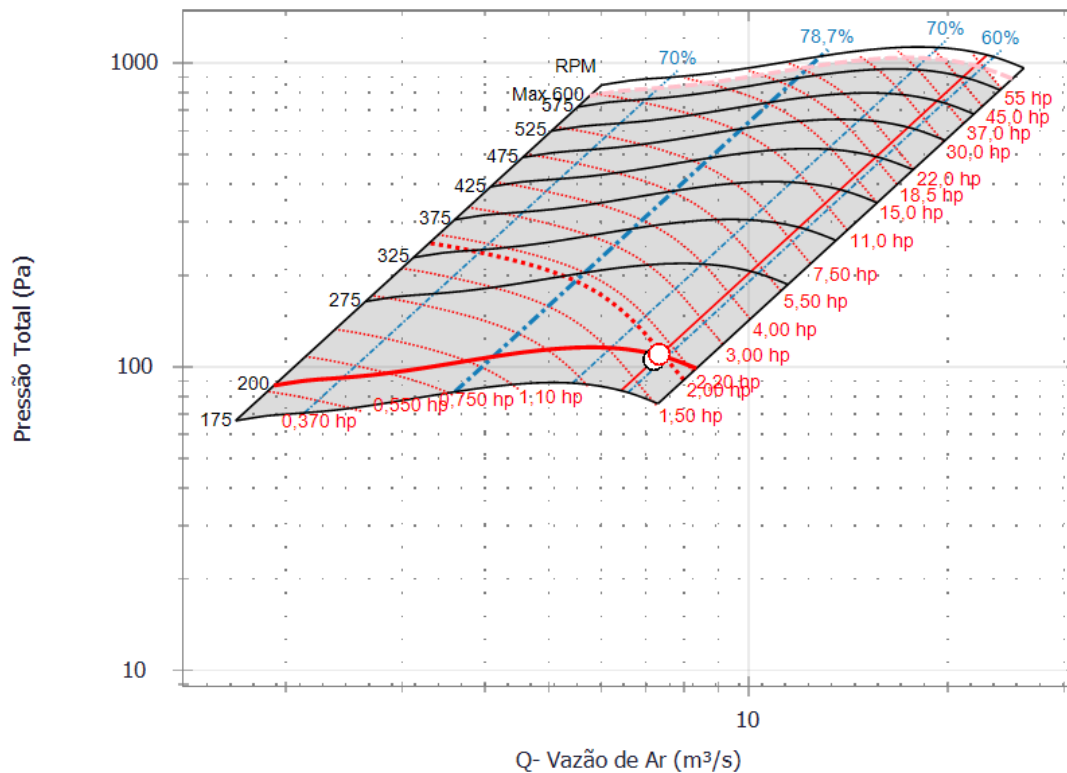
	Programa	Projeto 1	Unidade
<b>Seção de teste</b>			
Perfil	Quadrado	Quadrado	-
V	15	15	m/s
mu	0,0000179	0,0000179	Pa.s
p	1,225	1,225	Kg/m <sup>3</sup>
A	1	1	m
L	3	3	m
Re	1026000	-	-
f	0,01159	-	-
K	0,3478	0,355	-
Perda de pressão	4,794	4,905	Pa
<b>Seção de contração</b>			
Perfil	Quadrado	Quadrado	-
CR	4	4	-
A	2	2	m
B	1	1	m
L	2	2	m
f	0,01325	-	-
K	0,008479	0,007	-
Perda de pressão	0,073	0,0611	Pa
<b>Difusor grade angular</b>			
theta	45	45	Graus
CR	4,1	4,1	-
d	0,3	0,3	mm
w	0,99	0,99	mm
K	0,021	0,02	-
K tela	0,67	0,69	-
Perda de pressão	83,841	93,08	Pa
<b>Difusor</b>			
Perfil	Quadrado	Quadrado	-
AR	2,25	2,25	-
theta	4,731	5	Graus
A	1,5	1,5	m
B	1	1	m
L	3	3	m
K	0,0377	0,037	-
Perda de pressão	5,195	5,11	Pa
<b>Camara de estabilização</b>			
Perfil	Quadrado	Quadrado	-
D	2	2	m
L	1	1	m
f	0,0149	-	-
K	0,0074	0,0073	-
Perda de pressão	0,064	0,063	-
<b>Colmeia</b>			
Porosidade	0,8	0,8	-
Rugosidade	0,000005	0,000005	-
D	0,004	0,004	m
K	0,2701	0,279	-
Perda de pressão	2,327	2,41	Pa
<b>Tela</b>			
Perfil	Quadrado	Quadrado	-
A	2	2	m
d	0,3	0,3	mm
w	0,99	0,99	mm
Solidez	0,5142	0,2	-
Re	76,99	-	-
K	1,538	1,93	-
Perda de pressão	13,25	16,7	Pa
<b>Resultado</b>			
K Total	0,8028	-	-
Perda de pressão Total	121,5	122,3291	Pa

## 2 - Projeto 2

	Programa	Projeto 2	Unidade
<b>Seção de teste</b>			
Perfil	Quadrado	Quadrado	-
A	0,7	0,7	m
L	1,5	1,5	m
V	70	70	m/s
f	0,01	0,01	-
p	1,1503	1,1503	Kg/m <sup>3</sup>
T	273,6	273,6	K
mu	0,00001708	-	Pa*s
Re	3300000	3300000	-
Pressão dinâmica	3000	2818	Pa
Divergência	7,1	7,14	mm
K	0,021	0,02143	-
Perda de pressão	60,39	-	Pa
<b>Seção de contração</b>			
Perfil	Quadrado	Quadrado	-
CR	8,16	8,16	-
A	2	2	m
B	0,7	0,7	m
L	1,5	1,5	m
K	0,006857	0,006	-
Perda de pressão	0,29	-	Pa
<b>Difusor</b>			
Perfil	Conico	Conico	-
CR	8,16	8,16	-
D1	0,7	0,7	m
D2	1,5	1,5	m
L	6	6	m
Ângulo	7,594	7,6	Graus
AR	4,527	4,527	-
kf	0,0179	0,019	-
Kex	0,058	0,09894	-
K	0,1169	0,77	-
Perda de pressão	329,4	-	Pa
<b>Camara de estabilização</b>			
Perfil	Quadrado	Quadrado	-
A	2	2	m
L	1,2	1,2	m
Divergência	4,347	10	mm
K	0,00009	0,003	-
Perda de pressão	0,2537	-	Pa
<b>Telas</b>			
Número de telas	3	3	-
D_aramé	0,00039	0,00039	mm
w_aramé	0,0011	-	mm
Re	225,2	225,45	-
Ksc	2,185	2,2	-
k (uma tela)	0,03279	0,317	-
k	0,09837	0,095	-
Perda de pressão	277,23	-	Pa
<b>Resultado</b>			
K Total	0,2436	0,2	-
Perda de pressão Total	686,6	562,5	Pa

## **APÊNDICE C – Ventilador centrífugo**

1 - Curvas de trabalho



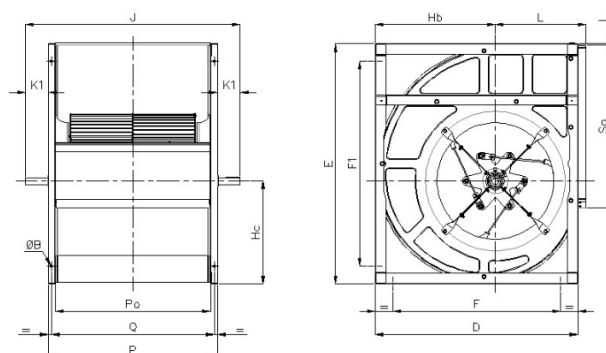
○ Ponto de Operação Teórico

Vazão de Ar	7,20 m³/s
Pressão Total	105 Pa
Temperatura	20 °C
Altitude	0 m
Densidade	1,2 kg/m³
Frequência	60 Hz

○ Ponto de Operação

Vazão de Ar	7,34 m³/s
Pressão Estática	62 Pa
Pressão Total	109 Pa
Velocidade de descarga	8,9 m/s
Rendimento Total	61,3 %
Velocidade do ventilador (rpm)	200 rpm
Potência	1,78 cv
Fator de Serviço Req	10
Velocidade periférica	8,4 m/s

## 2 – Dimensões



PONTA DO EIXO

D	E	F	F1	Hb	Hc	I	J	K1	L	P	Po	Q	So	W1	ØX	Y	Z	ØA
1159	1374	959	1174	687	588	7.5	1230	131	517	968	888	932	932	80	40	12	43	12

## APÊNDICE D – Catálogo TELASA – Dimensões de tela

### Tecido Metálico

São utilizados para peneiração, filtragem, contra insetos e os mais diversos fins. Confeccionados em arame galvanizado, latão e aço inox.

Nº	Em M/M		Nº	Em M/M		Nº	Em M/M		Nº	Em M/M	
	Arame	Malha		Arame	Malha		Arame	Malha		Arame	Malha
2x14	2,10	10,19	6x22	0,71	3,60	16x26	0,45	1,17	30x33	0,20	0,67
2x16	1,65	11,28	6x24	0,55	3,74	16x28	0,35	1,25	35x31	0,25	0,50
21/2x14	2,10	8,35	8x18	1,24	2,08	16x30	0,30	1,30	35x32	0,23	0,52
21/2x16	1,65	8,72	8x20	0,88	2,36	16x31	0,25	1,36	35x33	0,20	0,54
21/2x18	1,24	9,08	8x22	0,71	2,54	18x24	0,55	0,81	40x32	0,23	0,43
3x14	2,10	6,66	8x24	0,55	2,68	18x26	0,45	0,99	40x33	0,20	0,45
3x16	1,65	7,02	8x26	0,45	2,76	18x28	0,35	1,08	45x32	0,23	0,37
3x18	1,24	7,39	10x20	0,88	1,72	18x30	0,30	1,11	45x33	0,20	0,38
3x20	0,88	7,67	10x22	0,71	1,90	18x31	0,25	1,19	45x34	0,18	0,40
4x14	2,10	4,53	10x24	0,55	2,04	20x24	0,55	0,77	50x33	0,20	0,33
4x16	1,65	4,90	10x26	0,45	2,13	20x26	0,45	0,86	50x34	0,18	0,35
4x18	1,24	5,26	12x22	0,71	1,48	20x28	0,35	0,95	60x34	0,18	0,26
4x20	0,88	5,45	12x24	0,55	1,61	20x30	0,30	0,99	80x35	0,12	0,211
4x22	0,71	5,72	12x26	0,45	1,70	20x31	0,25	1,06	100x36	0,10	0,163
4x16	1,65	3,44	12x28	0,35	1,78	20x32	0,23	1,08	120	0,09	0,129
5x16	1,65	3,44	14x22	0,71	1,17	25x28	0,35	0,68	150	0,06	0,114
5x18	1,24	3,99	14x24	0,55	1,31	25x30	0,30	0,72	160	0,06	0,103
5x20	0,88	4,26	14x26	0,45	1,40	25x31	0,25	0,80	180	0,06	0,088
5x22	0,71	4,45	14x28	0,35	1,49	25x32	0,23	0,82	200	0,05	0,082
6x16	1,65	2,78	14x30	0,30	1,52	30x30	0,30	0,60	220	0,05	0,070
6x18	1,24	3,15	14x31	0,25	1,60	30x31	0,25	0,63	250	0,04	0,065
6x20	0,88	3,42	16x24	0,55	1,08	30x32	0,23	0,65	300	0,04	0,049