



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO PSICROMÉTRICO

JOÃO VITOR FERREIRA RAMALHO

**TUCURUÍ – PA
2020**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO PSICROMÉTRICO

JOÃO VITOR FERREIRA RAMALHO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica, do Campus Universitário de Tucuruí, da Universidade Federal do Pará, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador:
Prof^o Dr.^o André Luiz Amarante Mesquita**

TUCURUÍ
2020

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

R165p Ramalho, João Vitor Ferreira
Projeto de um túnel de vento psicrométrico / João Vitor Ferreira
Ramalho. — 2020.
xviii, 90 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita
Coorientador(a): Prof. Artur José Cunha da Silva
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Faculdade de
Engenharia Mecânica, Campus Universitário de Tucuruí,
Universidade Federal do Pará, Tucuruí, 2020.

1. Túnel de vento. 2. Projeto. 3. Psicrometria. I. Título.

CDD 620.0042



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO TUCURUI
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE UM TÚNEL DE VENTO PSICROMÉTRICO

JOÃO VITOR FERREIRA RAMALHO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Orientador: Prof^o Dr.^o André Luiz Amarante Mesquita
FEM/CAMTUC/UFPA

Membro Interno: Prof^o Me.^o Jessé Luis Padilha
FEM/CAMTUC/UFPA

Membro Interno: Prof^o Artur José Cunha da Silva
FEM/CAMTUC/UFPA

Conceito EXCELENTE

Tucuruí, 18 de FEV. de 2020

A minha Mãe e ao meu Pai, por me aparem durante toda a minha vida. Muito obrigado por me encaminharem em bons caminhos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por permitir que toda a minha trajetória fosse possível.

Aos meus pais por todo o esforço aplicado em meu desenvolvimento e o suporte dado.

A minha querida irmã por toda ajuda durante minha graduação, e a toda a minha família.

A Universidade Federal do Pará e a todos os colaboradores do Campus de Tucuruí, pela oportunidade de ter me graduado em Engenharia Mecânica.

A todos os professores da faculdade de engenharia mecânica, em especial Jessé Padilha, Maciel Furtado, Adry Lima, Paulo Machado, Ezequiel Belo, Bruno Wallace, Ronaldo Raposo, Walter Santos, Douglas Garcia, Leopoldo Bastos, Wassin Raja e André Mesquita pela dedicação neste ofício tão importante.

Ao Professor André Mesquita pela orientação nesse trabalho e ao professor Artur Cunha pela coorientação.

Aos meus colegas do Laboratório de Fluidodinâmica e Particulado, em especial a Arthur Fontana, Artur Cunha e Danilo Santos.

Aos meus colegas da turma, em especial a Maycon Magalhaes Castro, Pedro Ribeiro Neto, Kauê Jhonata de Sousa pelo companheirismo e grande ajuda durante a graduação.

“Se vi mais longe, foi por me erguer sobre os ombros de gigantes.”

(Isaac Newton)

RESUMO

O transporte e manuseio de sólidos particulados desempenha um papel importante em muitas indústrias. Para as operações de manuseio de materiais a granel, o pó fugitivo tem se tornado uma das maiores preocupações, pois gera problemas no processo, na fábrica, na saúde dos colaboradores e da comunidade. Uma vez que o escoamento de ar e a umidade se caracterizam como parâmetros associados a geração de poeira, se faz necessário estudá-los para compreender o problema. Neste contexto, este trabalho tem como objetivo apresentar o projeto de um túnel de vento psicrométrico, um aparato experimental capaz de realizar ensaios em laboratório de modelos de pilhas de minério. Para isto foi realizado dimensionamento de cada componente do túnel de vento, o cálculo de carga térmica de acordo com a bibliografia citada, que apresentou resultados aceitáveis e por meio destes foram selecionados os componentes para controle da carga térmica e a apresentados os custos do projeto.

Palavra-chave: Túnel de vento, Dimensionamento, Psicrometria, Carga térmica, Aquecimento, Umidificação

ABSTRACT

The transport and handling of particulate solids plays an important role in many industries. For bulk material handling operations, fugitive dust has become a major concern, as it creates problems, both in the process, at the factory, and in the health of employees and the community. Since air flow and humidity are characterized as parameters associated with dust generation, it is necessary to study them to understand the problem. In this context, this work aims to present the design of a psychrometric wind tunnel, an experimental apparatus capable of carrying out tests in the laboratory of ore pile models. For this, dimensioning of each component of the wind tunnel was performed, the calculation of thermal load according to the cited bibliography, which presented acceptable results and through these components were selected to control the thermal load and the project costs were presented.

Keyword: *Wind tunnel, Desing, Psychrometrics, Thermal load, Heating, Humidification*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Carta psicrométrica ASHRAE N°1	25
Figura 2: Linhas de entalpia específica isoladas (KJ/Kg)	29
Figura 3: Processos de resfriamento e aquecimento sensível.....	30
Figura 4: Curva do processo de resfriamento e desumidificação	32
Figura 5: Desenho esquemático de um dispositivo de resfriamento e desumidificação	32
Figura 6: Pontos do processo de resfriamento e desumidificação na carta psicrométrica	33
Figura 7: Desenho esquemático de um dispositivo de aquecimento e umidificação	34
Figura 8: Pontos do processo de aquecimento e umidificação na carta psicrométrica.....	35
Figura 9: Intervalo prático do processo de umidificação adiabática	36
Figura 10: Crescimento da camada limite e a separação da camada limite em uma configuração de bocal-difusor.	38
Figura 11: Túnel de vento de circuito fechado	40
Figura 12: comprimento mínimo pela razão de contração para que não haja separação do escoamento	42
Figura 13: Perfil de contração usando a expressão de Fang.....	43
Figura 14: Comparação entre os diversos perfis de contração.	44
Figura 15: Diâmetro do fio (d) e espaçamento entre os fios (M) de uma tela.....	46
Figura 16: Quatro tipos de colméias.....	48
Figura 17: Comparação entre o difusor com (a) e sem placas diviórias.....	50
Figura 18: Difusor de ângulo aberto e o ângulo 2θ	50
Figura 19: Geometria e variáveis de um difusor de ângulo aberto.....	51
Figura 20: Representação de uma curva de carga	53
Figura 21. Fluxograma de processos do túnel de vento psicrométrico.....	57
Figura 22: Seção de testes	60
Figura 23: Curva produzida pelo polinômio de Bell e Mehta	62
Figura 24: Perfil completo da contração produzida.....	63
Figura 25: Desenho do difusor	66
Figura 26: Estrutura completa do túnel de vento.....	67
Figura 27: Seleção do ventilador pelo software Vortex	68
Figura 28: Curva de perda de carga X curva do ventilador.....	68
Figura 29: Pontos de estado para refrigeração e desumidificação.....	70
Figura 30: Pontos de estado para o aquecimento sensível.....	72

Figura 31: Pontos de estado para aquecimento seguido por umidificação.....	73
Figura 32: Arranjo geral túnel de vento psicrométrico.....	75
Figura 33: Todos os sistemas que compõem o túnel de vento psicrométrico	76

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MSHA – Mine safety and Health Administration

EPA – United States Environmental Protection Agency (Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos)

FLUIDPAR – Laboratório de fluidodinâmica e sólidos Particulados

SI – Sistema Internacional

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

CLP – Controlador Lógico Programável

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição
A	Área da seção transversal
A_{st}	Área da seção transversal da seção de testes
A_{se}	Área da seção transversal da entrada da contração
A_{cel}	Área da seção transversal da célula da colmeia
A_r	Razão de área do difusor
β_t	Porosidade da tela
β_h	Porosidade da colmeia
B	Coefficiente angular da curva de perda de carga
c	Razão de contração
c_*	Velocidade local do som
c_p	Calor específico
c_{pa}	Calor específico do ar
c_{pv}	Calor específico do vapor
D	Diâmetro
d	Diâmetro do fio da tela
d_c	Diâmetro da célula da colmeia
D_h	Diâmetro hidráulico
D_{hse}	Diâmetro hidráulico da câmara de estabilização
D_{hst}	Diâmetro hidráulico da seção de testes
D_{ent}	Diâmetro hidráulico da entrada da contração
ε	Rugosidade superficial do material
h	Entalpia
h_w	Entalpia do condensado ou da adição de água
H_1 ou H_i	Altura do perfil da seção de entrada da contração
H_2	Altura do perfil da seção na saída da contração
Δp_i	Perda de carga
K_i	Fator de perda de carga
K_h	Coefficiente de perda de carga da colmeia
K_D	Coefficiente de perda de carga no difusor
K_C	Coefficiente de perda de carga em uma contração

K_t	Coeficiente de perda de pressão da tela
K_{ex}	Perda de carga por expansão
K_f	Perda de carga por atrito
L_h	Comprimento da colmeia
L_D	Comprimento do difusor
L_c	Comprimento da contração
M	Espaçamento entre os fios da tela
M_*	número de Mach
\dot{m}_a	fluxo mássico de ar
\dot{m}_w	fluxo massico de água
m_w	Massa de vapor de água
m_a	Massa de ar seco
p	Perímetro
P	Pressão
P_V	Pressão de vapor
P_{VS}	Pressão de saturação do vapor
R_i	Raio hidráulico na entrada do difusor
TBS	Temperatura de bulbo seco
TBU	temperatura de bulbo úmido
θ_e	Ângulo de expansão do difusor
U_{st}	Velocidade na seção de testes
V_i	Velocidade para cada componente do túnel de vento
V	Velocidade do escoamento
f_m	Fator de atrito médio
k_m	Coeficiente de perda de carga da tela
2θ ou θ_d	Medida do ângulo do difusor
Δ	Operador de Variação
L	Medida para comprimento
Re_Δ	Número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico da célula
Re_β	Número de Reynolds em relação ao diâmetro do fio da tela
Re	Número de Reynolds
X'	Razão entre uma parcela do comprimento e o comprimento total

Y	Medida de altura ou profundidade
f	Coefficiente de atrito
P_d	Pressão dinâmica
q	Quantidade de calor
\dot{q}	taxa de fluxo de calor
t	Temperatura
Q	Vazão volumétrica
u	energia molecular interna específica
v	Volume
W	Razão de umidade
μ	Viscosidade (dinâmica) do fluido
ρ	Massa específica
ϕ	Umidade relativa
UR%	Umidade relativa expressa em porcentagem
x_w	Fração molar do vapor de água
x_{ws}	Fração molar de vapor de água na amostra saturada
λ_h	Constante para o cálculo de perda de carga na colmeia

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	19
1.2 Justificativa.....	20
1.3 OBJETIVOS.....	21
1.3.1 Objetivos gerais	21
1.3.1.1 <i>Objetivos específicos</i>	<i>21</i>
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1. PSICROMETRIA.....	22
2.1.1. Composição do ar	22
2.1.2. Umidade do ar.....	23
2.1.3. Carta Psicrométrica	24
2.1.4. Propriedades Psicrométricas	25
2.1.4.1. <i>Temperatura de bulbo seco</i>	<i>25</i>
2.1.4.2. <i>Temperatura de bulbo úmido</i>	<i>26</i>
2.1.4.3. <i>Temperatura do Ponto de orvalho.....</i>	<i>26</i>
2.1.4.4. <i>Razão de umidade.....</i>	<i>26</i>
2.1.4.5. <i>Umidade relativa</i>	<i>27</i>
2.1.4.6. <i>Entalpia específica</i>	<i>28</i>
2.1.5 Processos Psicrométricos	29
2.1.5.1 <i>Aquecimento sensível apenas /Resfriamento sensível apenas.....</i>	<i>30</i>
2.1.5.4 <i>Resfriamento e desumidificação</i>	<i>31</i>
2.1.5.5 <i>Aquecimento sensível seguido por umidificação.....</i>	<i>34</i>
2.1.5.6 <i>Umidificação adiabática</i>	<i>35</i>
2.2 conceitos Básicos para um projeto de Túnel de vento.....	36
2.2.1 Número de Mach	36
2.2.2 Número de Reynolds	37
2.2.3 Pressão dinâmica e a velocidade do escoamento	37
2.2.4 Camada limite	38
2.3 TÚNEL DE VENTO	39
2.3.1 Tipos de circuito para túneis de vento	39
2.4 COMPONENTES DE UM TÚNEL DE VENTO ABERTO	40
2.4.1 Seção de teste.....	40
2.4.2 Contração	41
2.4.3 Seção de estabilização.....	44
2.4.4 Telas	45

2.4.5 Colmeia	47
2.4.6 Difusor	49
2.4.7 Ventilador	52
3 Metodologia	54
3.1 TÚNEL DE VENTO SOPRADOR SUBSÔNICO	54
3.1.1. Seção de teste.....	54
3.1.2 Contração	55
3.1.3 Telas	55
3.1.4 Colmeia	56
3.1.5 Difusor	56
3.1.6 Perda de carga e seleção do ventilador	57
3.2 Carga térmica.....	58
3.2.1 Refrigeração e desumidificação.....	58
3.2.2 Aquecimento sensível	59
3.3 Pulverização de água	59
4 Resultados e discussões	60
4.1 Estrutura do Túnel de vento.....	60
4.1.1 Seção de testes	60
4.1.2 Contração	61
4.1.3 telas	63
4.1.4 Colmeia	63
4.1.5 Difusor	64
4.1.6 Total estrutura do túnel de vento	66
4.2 Perda de carga e seleção do ventilador	67
4.3 Refrigeração e desumidificação.....	69
4.4 Aquecimento sensível.....	71
4.5 Pulverização de água	72
4.6 Sistema de controle.....	74
4.7 Arranjo geral do equipamento	75
4.8 Custos totais do projeto	76
5 Considerações finais	77
APÊNDICE A - Desenhos técnicos do túnel de vento	81
ANEXO A - Especificação do sistema de pulverização	89
ANEXO B - Desenho técnico da seção de aquecimento	91

1 INTRODUÇÃO

O transporte e manuseio de sólidos particulados desempenha um papel importante em muitas indústrias, incluindo indústrias químicas, farmacêuticas, de alimentos, da mineração e carvão. Contudo novas linhas de produção e plantas recém projetadas produzem valores consideravelmente menores do que o valor planejado para a taxa de produção. (Li, *et al.*, 2001)

Segundo a Administração de Saúde e Segurança em Minas dos Estados Unidos (Mine safety and Health Administration – MSHA), o conceito de pó é dado como “sólidos minimamente fragmentados que podem se espalhar pelo ar a partir do estado original, sem nenhuma alteração física ou química além da fragmentação”.

Para as operações de manuseio de materiais a granel, o pó fugitivo tem se tornado uma das maiores preocupações, pois gera problemas, tanto no processo, na fábrica, como na saúde dos colaboradores e da comunidade. Tamanha preocupação pode se dar ao fato de que fora da fábrica o pó é mais visível do que no ponto de derramamento. Na operação dos britadores e transportadores é gerada uma nuvem de pó, a qual pode causar problemas de saúde, segurança, relações com a vizinhança e órgãos reguladores (SWINDERMAN *et al.*, 2012).

Em função de estudos epidemiológicos que demonstraram o risco associado à inalação de poeira à saúde, as leis ambientais têm se tornado cada vez mais rigorosas. Como resultado, a Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos (EPA) adotou o padrão PM10 para regulamentar a concentração de partículas com tamanho igual ou menor a 10 µm de diâmetro transportadas pelo ar, desde 1987. Estudos realizados posteriormente revelaram que o maior risco para a saúde não se dá simplesmente com partículas que são facilmente inaláveis, mas sim aquelas que podem se alojar nos tecidos pulmonares. Como resultado desse fenômeno, podem surgir cicatrizes e danos permanentes aos tecidos pulmonares. Os primeiros padrões PM2,5 para material particulado com diâmetro igual ou inferior a 2,5 µm foram adotados pela EPA em 1997, onde determinou-se que as partículas com esta dimensão ficam retidas nos tecidos pulmonares mais facilmente. (COPELAND; KAWATRA, 2011).

É preciso entender como o pó é gerado, quais são as suas implicações, como são medidas e quais são os métodos existentes para minimizá-lo a fim de que o incômodo crescente de pó seja combatido com sucesso. Sempre que há controle de pó e de vazamento de material a operação se torna mais limpa, segura e produtiva (SWINDERMAN *et al.*, 2012).

O primeiro passo é compreender a natureza do problema da emissão de sólidos particulados no ambiente para então encontrar estratégias de reduzir a emissão dos mesmos e tornar o ambiente menos insalubre. Deste modo o estudo do controle de poeira é atualmente

uma importante área de estudos, sendo primordial entender e detalhar as influências do comportamento dinâmico e psicrométrico do ar sobre a geração de poeira.

Neste contexto, este trabalho tem como objetivo o projeto de um túnel de vento psicrométrico. A instalação tem por objetivo conduzir o ar de forma que o mesmo venha a ser estável na seção de testes, local onde modelos de pilhas e vagões em escala serão posicionados para o estudo de secagem proporcionado pelo escoamento de ar, com temperatura e umidades também controladas pelo sistema de aquisição e controle do túnel. Deste modo a realização do projeto apresenta-se como uma ferramenta para a compreensão dos fenômenos aerodinâmicos e psicrométricos e como estes influenciam na caracterização e emissão de poeira durante o manuseio e transporte de minérios.

O túnel de vento psicrométrico atenderá ao estudo de secagem do minério de ferro e também de outros materiais, sendo possível por meio deste equipamento analisar o teor de umidade dos materiais ensaiados conforme são submetidos ao arrasto convectivo do ar com umidade e temperatura controladas e com isso gerar curvas de secagem.

1.2 JUSTIFICATIVA

Atingir um controle bem sucedido de poeira durante o transporte e o manuseio de minérios tem sido um desafio importante, em parte um aspecto que contribui para esse desafio é a carência de estudos sistemáticos e normas que avaliem os fatores que colaboram para a emissão de poeira do minério. (SANTOS JUNIOR, 2018)

Durante o transporte de cargas minerais por meio de ferrovias que percorrem diversas cidades e estados e nas operações em portos, são observadas quantidades consideráveis de emissão de particulado. Em 2016 como consequência de elevadas emissões de poeira provenientes das cargas de minério, o porto de Tubarão (ES) teve suas atividades suspensas pela Justiça Federal para evitar a emissão de poeira de carvão no ar e de pó de minério no mar, o ocorrido acarretou grandes prejuízos econômicos às empresas que compõem o complexo de Tubarão.

Diante a escassez de equipamentos e técnicas disponíveis na literatura para a caracterização da emissão de poeira, considerando as variações climáticas, justifica-se a necessidade de construção do túnel de vento psicrométrico. O mesmo será construído e instalado no laboratório de fluidodinâmica e sólidos Particulados FLUIDPAR, do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, localizado em Tucuruí, no sudeste do estado do Pará.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivos gerais

Projetar um túnel de vento psicrométrico para ensaios de modelos de pilhas de minério.

1.3.1.1 Objetivos específicos

- Dimensionamento de cada componente do túnel de vento.
- Cálculo de carga térmica.
- Seleção de componentes para controle da carga térmica.
- Apresentação dos custos do projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. PSICROMETRIA

De acordo com Gatley (2013), em seu livro “Understanding Psychrometrics” publicado pela ASHRAE, o termo psicrometria originou-se quando Ernest Ferdinand August denominou psicrômetro o dispositivo que tinha criado, um termômetro de bulbo úmido no ano de 1825. Ele usou as palavras em latim *psychro* e *meter* que significam ‘fazer frio’ e ‘medidor’ respectivamente para dar nome e indicar a função de seu dispositivo.

O conceito moderno de psicrometria é definido como a ciência que estuda e determina as propriedades termodinâmicas e características do ar, sendo este uma mistura de ar seco e vapor d’água. Conhecimentos acerca da psicrometria são utilizados para analisar processos como: secagem, umidificação, resfriamento, aquecimento, entre outros. Logo entende-se que o conhecimento dessa ciência torna-se vital para realização de projetos e seleção de equipamentos de refrigeração, ventilação, climatização e meteorologia (ASHRAE, 2001 e BRITTO, 2010).

2.1.1. Composição do ar

O ar constitui-se de um conjunto de gases, vapor d’água e partículas presentes na atmosfera que envolve a superfície da terra. Sob o ponto de vista termodinâmico a atmosfera caracteriza-se como um sistema aberto, multicomponente e plurifásico. Sendo o ar propriamente dito, a fase dispersante, uma mistura homogênea de nitrogênio (N_2), oxigênio (O_2), argônio (A), dióxido de carbono (CO_2), vapor d’água e em proporções mínimas outros gases chamados constituintes menores. Na forma líquida e sólida estão as fases dispersas que se representam por partículas em suspensão ou em queda livre. (VAREJÃO-SILVA, 2006).

Para a análise de composição do ar inicialmente exclui-se o vapor d’água por este variar muito no espaço e também no tempo e com isso alterar a proporção dos demais constituintes. Ao se desumidificar o ar é obtido o chamado ar seco, o qual apresenta uma composição média praticamente constante em até 25 km de altitude aproximadamente. O ar seco pode ser tratado como um único gás especial com uma massa molecular aparente (M_a) equivalente à média ponderada das massas moleculares dos gases que o compõem. Portanto a soma dos produtos da fração molar pela massa molecular de cada gás provê o valor de $\{M_a = 28,964 \text{ g. mol}^{-1}\}$ para o ar seco (VAREJÃO-SILVA, 2006).

Na tabela 1 estão descritos os valores da composição do ar seco.

Tabela 1. Composição do ar seco até 25 km de altitude.

Constituinte	Fração molar	Massa molecular
	(% do volume)	(g. mol ⁻¹)
Nitrogênio (<i>N</i> ₂)	78,084	28,013
Oxigênio (<i>O</i> ₂)	20,946	31,999
Argônio (<i>A</i>)	0,934	39,948
Dióxido de Carbono (<i>CO</i> ₂)	0,031	44,010
Neônio (<i>Ne</i>)	0,0018	20,183
Hélio (<i>He</i>)	0,000524	4,003
Criptônio (<i>Kr</i>)	0,00015	83,800
Hidrogênio (<i>H</i> ₂)	0,00005	2,016
Xenônio (<i>Xe</i>)	0,000008	131,300
Ozônio (<i>O</i> ₃)	0,000001	47,998
Radônio (<i>Rn</i>)	6 x 10 ⁻¹⁸	222,00
Massa Molecular média (aparente)		28,964

Fonte: Goody e Walker (1975)

Para o estudo do ar, contendo vapor d'água, tem-se um complicado problema de composição, devido às flutuações espaciais e temporais de concentração de vapor. Contudo, essa questão é facilmente contornada, ao se tratar o ar como sendo uma mistura de dois componentes apenas, ar seco e vapor d'água (VAREJÃO-SILVA, 2006).

2.1.2. Umidade do ar

A evaporação da água, bem como a sublimação do gelo são as principais causas da transferência de vapor d'água para a atmosfera, também contribuindo bastante a atividade biológica dos seres vivos, em especial a transpiração vegetal, para o enriquecimento de vapor d'água no ar (VAREJÃO-SILVA, 2006).

A concentração de vapor d'água na atmosfera é relativamente pequena, pois dificilmente ultrapassa 4% em volume (Miller, 1971), apesar da baixa concentração, o vapor d'água é um

constituente atmosférico importantíssimo porque interfere na distribuição da temperatura uma vez que participa ativamente dos processos de absorção e emissão de calor sensível pela atmosfera e atua como veículo de transmissão de calor latente de evaporação que é liberado como calor sensível, quando o vapor se condensa ao transitar de uma região para outra (VAREJÃO-SILVA, 2006).

A concentração de vapor d'água no ar é bastante variável ao longo do espaço e tempo, pois este constituinte surge na interface globo-atmosfera e mistura-se ao ar por difusão turbulenta, sendo rapidamente transportado pelas correntes aéreas. Em geral essa variação é maior quanto mais próxima da superfície-fonte for a camada atmosférica em questão (VAREJÃO-SILVA, 2006).

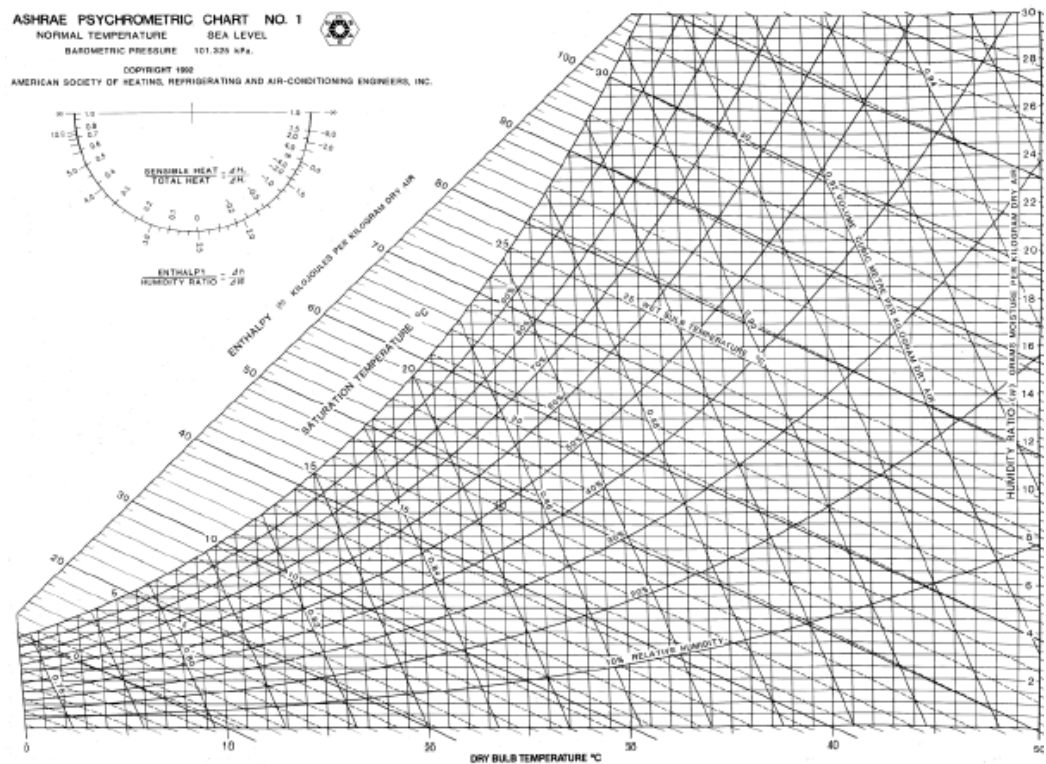
O conhecimento da quantidade de vapor d'água presente no ar é essencial em vários ramos da atividade humana, como por exemplo, parâmetros utilizados para definir o grau de conforto térmico, desenvolvimento de organismos vivos que influenciam no cultivo de plantas, a armazenagem de inúmeros produtos na indústria que demanda uma manutenção da faixa ótima de umidade do ar e constitui objeto de constante controle durante o processo. (Neto et al., 1976 *apud* VAREJÃO-SILVA, 2006).

2.1.3. Carta Psicrométrica

Por meio da carta psicrométrica é possível determinar completamente o estado termodinâmico de uma amostra de ar úmido com a pressão conhecida, sendo necessário fornecer apenas duas variáveis termodinâmicas quaisquer para isso.

Na Figura 1 é apresentada uma carta psicrométrica dada por ASHRAE (2001) para a pressão de 101325 Pa (pressão atmosférica ao nível do mar).

Figura 1. Carta psicrométrica ASHRAE N°1.



Fonte: ASHRAE (2001).

2.1.4. Propriedades Psicrométricas

Os principais parâmetros empregados na psicrometria são: temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, temperatura de orvalho, umidade relativa, umidade absoluta, pressão total, entalpia, volume específico, massa específica, grau de saturação. A fim de utilizar estes parâmetros na resolução de problemas, foi elaborada a carta psicrométrica que correlaciona estas variáveis em uma única condição. Os parâmetros e outros conceitos fundamentais da carta psicrométrica estão expostos a seguir.

2.1.4.1. Temperatura de bulbo seco

Temperatura de bulbo seco (TBS) é a temperatura do ar medida por um termômetro convencional ou sensor-transdutor que permite leituras de valores idênticos. É a verdadeira medida de temperatura do ar úmido em repouso no qual o termômetro não está submetido à evaporação, condensação ou radiação. É expressa em graus Celsius (°C) ou kelvin (K) no SI (GATLEY, 2013).

2.1.4.2. Temperatura de bulbo úmido

A temperatura de bulbo úmido (TBU), como propriedade termodinâmica, também é chamada de temperatura de saturação adiabática, e pode ser definida como a temperatura na qual o ar em contato com água líquida ou gelo pode ser resfriado adiabaticamente pela evaporação ou sublimação de H_2O . A temperatura de bulbo úmido como propriedade termodinâmica é obtida apenas matematicamente, calculada de acordo com as propriedades termodinâmicas do material. A medida de temperatura de bulbo úmido também pode ser obtida em psicrômetro, mas esta não é tratada como uma propriedade termodinâmica pois é influenciada pelas taxas de transferência de calor e massa presentes no ambiente que são variáveis. (GATLEY, 2013).

2.1.4.3. Temperatura do Ponto de orvalho

A temperatura do ponto de orvalho é, para qualquer vapor condensável, a temperatura na qual a fase de vapor de uma substância será saturada sem alteração na pressão, isto é, a temperatura de saturação correspondente à pressão de vapor real. Tem-se como sinônimos os termos: temperatura no ponto de orvalho e temperatura de saturação de um vapor. Em uma mistura de gases secos e vapor condensável, a temperatura do ponto de orvalho se aplica somente ao componente de vapor. (GATLEY, 2013). Expressa a temperatura mínima limite a partir da qual o vapor de uma amostra de ar úmido se condensa em uma determinada pressão. (POZZOBON, 2015).

Considerando o ar úmido como uma mistura de substâncias independentes, a condensação de uma destas substâncias só irá ocorrer caso uma superfície esteja a uma temperatura abaixo da sua de saturação, ou seja, a temperatura de saturação na pressão parcial a qual a mesma se encontra na mistura (CAREY, 1992 *apud* POZZOBON, 2015).

2.1.4.4. Razão de umidade

A Razão de umidade (W), é entendida como a razão entre a massa de vapor de água (M_w) e a massa de ar seco (M_{da}) presente em um determinado volume de ar úmido, matematicamente apresenta-se na equação (1) segundo ASHRAE (2001).

$$W = \frac{m_w}{m_a} \quad (1)$$

Por meio deste tem-se a proporção de vapor e ar seco presentes no ar e é possível determinar a quantidade exata de umidade (vapor) em determinada amostra.

2.1.4.5. Umidade relativa

A umidade relativa (ϕ) representa a razão entre a fração molar do vapor de água (x_W) presente em um determinado volume de ar e a fração molar de vapor de água na amostra saturada (x_{WS}) com as mesmas condições de temperatura e pressão (ASHRAE, 2001). A umidade relativa pode ser obtida pela equação (2).

$$\phi = \frac{x_W}{x_{WS}} \Big|_{t,P} \quad (2)$$

Para a mistura de gases perfeitos, a fração molar é igual a razão de pressão parcial de cada constituinte. A fração do vapor d'água é dado pela equação (3).

$$x_W = \frac{P_V}{P} \quad (3)$$

Deste modo tem-se a definição de umidade relativa como a razão entre a pressão real do vapor de água e a pressão de saturação do vapor de água na mesma temperatura de bulbo seco, devido a evidências experimentais as quais mostram que o vapor de água pode ser modelado como um gás ideal com resultados aceitáveis para a faixa de temperatura de -40°C a $+65^\circ \text{C}$. Este valor é geralmente expresso em porcentagem (GATLEY, 2013). A umidade relativa, expressa em porcentagem e em função da pressão parcial, é calculada por meio da equação (4).

$$UR (\%) = 100 \cdot \frac{P_V}{P_{VS}} \Big|_{t,P} \quad (4)$$

Nessa expressão observa-se que quando a umidade relativa atinge 100 % o ar está saturado. Fisicamente UR representa a fração da umidade máxima possível que já se encontra presente. (VAREJÃO-SILVA, 2006).

2.1.4.6. Entalpia específica

Esta propriedade expressa a quantidade de calor total por unidade de massa de uma substância em determinado estado (dada em kJ/kg). Sendo uma variável que engloba os conteúdos de calor sensível e latente, é utilizada para determinar a quantidade de energia necessária para processos de resfriamento e aquecimento (BRITTO, 2010).

Entalpia específica, ou seja a entalpia por unidade de massa, é a soma matemática de dois componentes de energia associados a uma substância. Essas energias são a energia molecular interna específica (u) e a energia de trabalho de fluxo específico ($P \cdot v$). Deste modo a entalpia específica é definida pela equação (5) (GATLEY, 2013).

$$h = u + P \cdot v \quad (5)$$

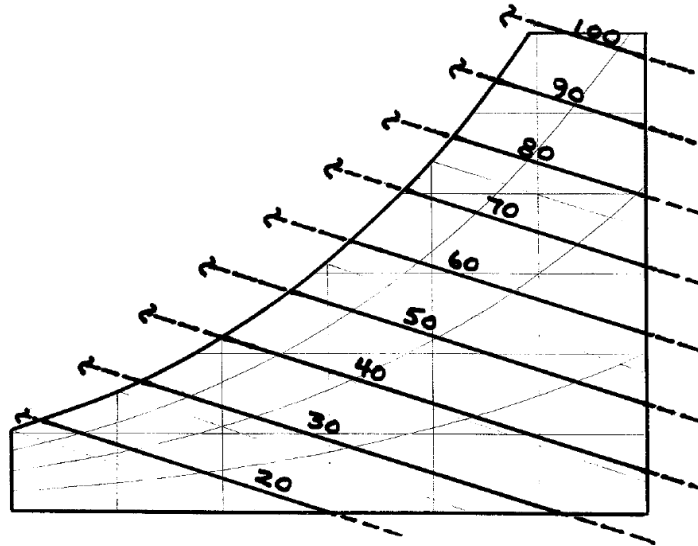
Utilizando a lei de Gibbs-Dalton, tem-se entalpia específica do ar úmido como a soma das entalpias específicas da parcela de ar seco e da parcela de vapor d'água presentes no ar úmido. Frequentemente o nome 'específica' é descartado por ser geralmente óbvio pelas equações ou pelas unidades utilizadas. A entalpia específica do ar é calculada usando a equação (6) (GATLEY, 2013).

$$\begin{aligned} \text{entalpia} &= \text{entalpia do ar seco} + \text{entalpia do vapor d'água} \\ h &= TBS \cdot 1,006 + W \cdot (2499 + TBS \cdot 1,84) \quad (6) \\ \left\{ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{DA}}} \right\} &= \left\{ \frac{^{\circ}\text{C} \cdot \text{kJ}}{\text{kg}_{\text{DA}} \cdot ^{\circ}\text{C}} \right\} + \left\{ \frac{\text{kg}_{\text{WV}}}{\text{kg}_{\text{DA}}} \right\} \left[\left\{ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{WV}}} \right\} \left\{ \frac{^{\circ}\text{C} \cdot \text{kJ}}{\text{kg}_{\text{DA}} \cdot ^{\circ}\text{C}} \right\} \right] \end{aligned}$$

Devido ao fato de a entalpia não poder ser medida diretamente, os valores de entalpia, foram obtidos medindo a diferença entre os pontos de estado inicial e final de processos. Os valores exatos de entalpia foram determinados em laboratórios de pesquisa, medindo-se a alteração de propriedades durante um processo padronizado cuidadosamente controlado e, a partir dessas propriedades, são calculadas entalpias relativas a um ponto de referência arbitrário, onde se tem zero entalpia, (0 °C para psicrometria de ar úmido). Os resultados destes experimentos foram publicados na forma de tabelas, gráficos (GATLEY, 2013).

Na figura 2 tem-se uma representação das linhas de entalpia específica em uma carta psicrométrica.

Figura 2. Linhas de entalpia específica isoladas (kJ/kg).



Fonte: GATLEY (2013).

A entalpia específica é a propriedade mais importante nos cálculos psicrométricos. Sem realização de trabalho (e sem alterações nas energias potencial ou cinética), a transferência de calor necessária em um processo de pressão constante de fluxo constante é o produto da taxa de fluxo de massa do ar e a diferença na entalpia do ar de entrada e saída. Assim, o produto do fluxo de massa do ar e a variação de entalpia fornece o calor adicionado em um processo ou o calor removido (calor negativo adicionado) em um processo (por exemplo, o ar que passa através de uma serpentina de resfriamento e desumidificação) (GATLEY,2013).

Deste modo a quantidade de calor envolvida nas transformações psicrométricas é dada pela equação (7) (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005).

$$q = m_a \cdot \Delta h \quad (7)$$

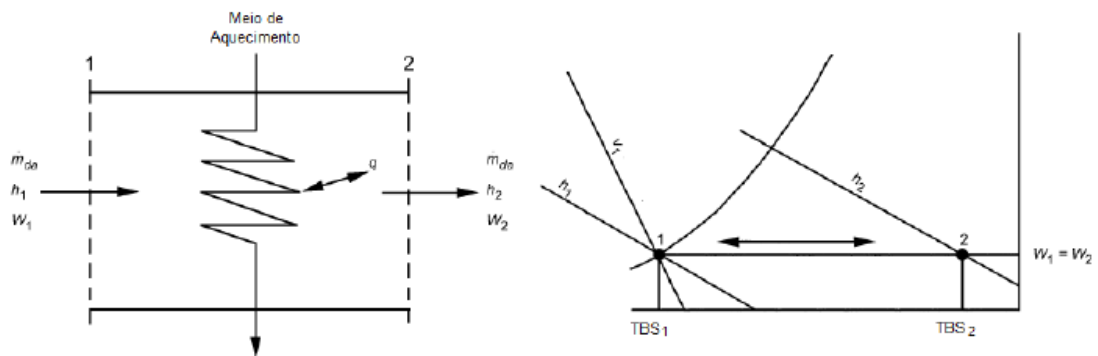
2.1.5 Processos Psicrométricos

Um processo psicrométrico se dá quando o ar em um estado inicial passa por uma transformação que culmina em um outro estado final. A transformação envolve a transferência de calor ou trabalho e / ou massa (H₂O).

2.1.5.1 Aquecimento sensível apenas /Resfriamento sensível apenas

Os processos de aquecimento sensível e resfriamento sensível requerem a transferência de calor sem alterar o conteúdo de vapor de água, ou seja, sem mudança de fase. Na carta psicrométrica, esses processos procedem horizontalmente para a direita ou esquerda ao longo de uma linha de razão de umidade (W) constante. A direção da transferência de calor pode ser subentendida pelos termos aquecimento e resfriamento. No aquecimento o sentido do processo é da esquerda para a direita, e no resfriamento é da direita para a esquerda. Na figura 3 é fornecida uma representação esquemática dos processos de resfriamento sensível e aqueciemnto sensível.

Figura 3. Processos de resfriamento e aquecimento sensível.



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2001).

Para o caso do processo de apenas de aquecimento sensível, tem-se o ponto de estado final com uma temperatura de bulbo seco (TBS) maior, temperatura de bulbo úmido (TBU) maior e umidade relativa (ϕ) mais baixa. No processo de resfriamento sensível apenas, tem-se o ponto de estado final com uma temperatura de bulbo seco (TBS) menor, temperatura de bulbo úmido (TBU) menor e umidade relativa (ϕ) mais alta. Em ambos os processos não há alteração na temperatura do ponto de orvalho, na pressão do vapor e na razão de umidade, o que indica que nesses processos não há alteração no conteúdo de vapor de água (GATLEY, 2013).

Estes processos podem ocorrer por exemplo quando o ar passa por um trocador de calor, no entanto para o de resfriamento se a superfície do trocador se encontra a uma temperatura mais baixa do que a do ponto de orvalho, irá ocorrer a formação de condensado o que caracteriza a desumidificação. Para o aquecimento de um fluxo de ar constante, o balanço de energia é dado pela equação (8) (MCQUISTON; PARKER; SPITLER., 2005).

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{q} = \dot{m}_a h_1 \quad (8)$$

Por conveniência valores de entalpia podem ser obtidos diretamente de uma carta psicrométrica, deste modo, reorganizando a equação anterior tem-se as equações (9) e (10) para calcular a taxa de transferência calor necessária para os procesos de aquecimento e resfriamento sensível, sendo (c_p) o calor específico do ar dado pela equação (11).

$$\dot{q} = \dot{m}_a c_p (t_2 - t_1) \quad \text{Aquecimento} \quad (9)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_a c_p (t_2 - t_1) \quad \text{Resfriamento} \quad (10)$$

Onde:

$$c_p = c_{pa} + W c_{pv} \quad (11)$$

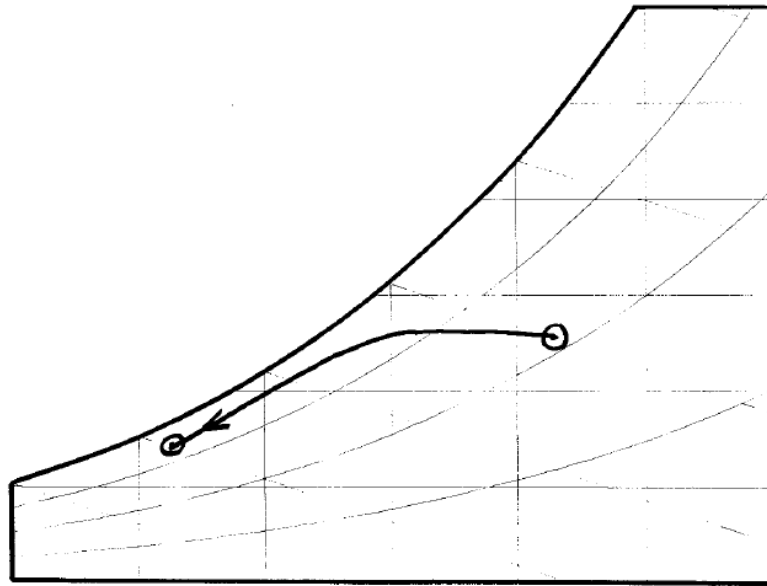
Para o alcance de temperatura tratado na carta psicrométrica, $c_{pa} = 1,0 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$, $c_{pv} = 1,86 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$, e W está na ordem de 0,01. Portanto o valor de c_p é aproximadamente $1,02 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$ (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005).

2.1.5.4 Resfriamento e desumidificação

O escoamento de ar pela superfície de uma serpentina de onde passa fluido refrigerante ou água gelada é um exemplo desse processo em que ocorre a transferência de calor sensível e de vapor de água do ar. O processo se inicia com resfriamento sensível, quando o ar que está sendo sensivelmente resfriado atinge aproximadamente 85% de umidade relativa, o restante do processo segue um vetor curvado em direção à temperatura de entrada do refrigerante na curva de saturação. estado final do ar resfriado e desumidificado que sai da serpentina de resfriamento.

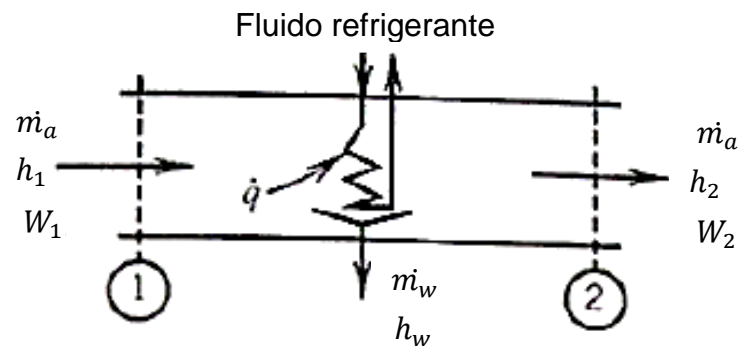
A figura 4 fornece um esboço de curva que representa o fenomeno físico do processo de resfriamento e desumidificação. Na figura 5 tem-se uma representação esquemática do processo de resfriamento que resulta em desumidificação.

Figura 4. Curva do processo de resfriamento e desumidificação.



Fonte: Gatley (2013).

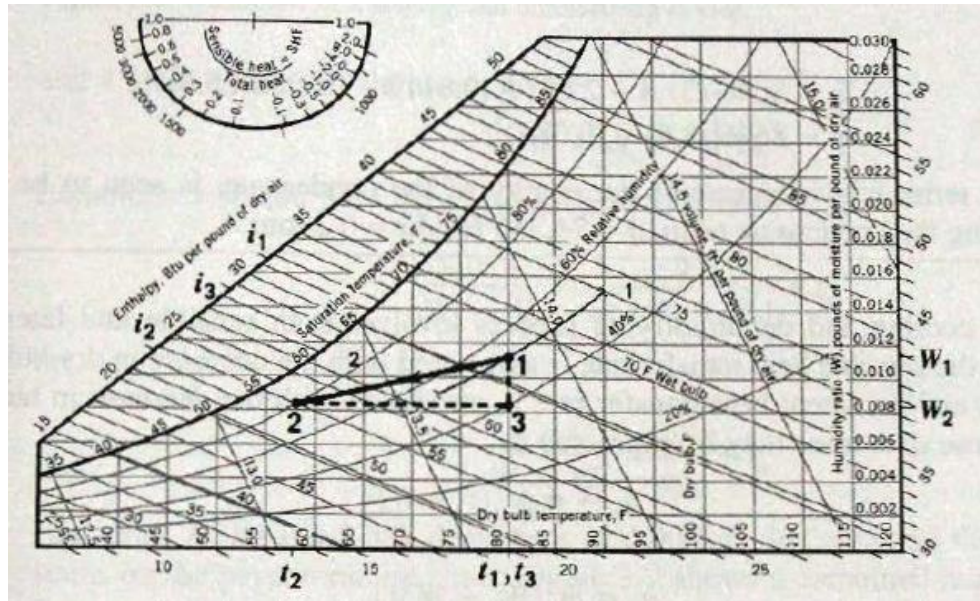
Figura 5. Desenho esquemático de um dispositivo de resfriamento e desumidificação.



Fonte: Adaptado de Mcquiston; Parker; Spitler (2005).

A figura 6 fornece uma representação dos pontos do processo de resfriamento e desumidificação que se dá no sentido do ponto 1 para o ponto 2, e uma representação isolada da parcela resfriamento que se dá do ponto 3 ao 2 e da parcela de desumidificação isolada do ponto 1 ao 3 (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005).

Figura 6. Pontos do processo de resfriamento e desumidificação na carta psicrométrica.



Fonte: Mcquiston; Parker; Spitler (2005).

A transferência de calor e massa pode ser expressa em função dos estados inicial e final. Tem-se o balanço de energia do processo de resfriamento e desumidificação dado pela equação (12).

$$\dot{m}_a h_1 = \dot{q} + \dot{m}_a h_2 + \dot{m}_w h_w \quad (12)$$

E o balanço do fluxo de massa para a água no ar neste caso dado pela equação (13).

$$\dot{m}_a W_1 = \dot{m}_w + \dot{m}_a W_2 \quad (13)$$

Combinando as equações (12) e (13), tem-se a equação (14).

$$\dot{q} = \dot{m}_a (h_1 - h_2) - \dot{m}_a (W_1 - W_2) h_w \quad (14)$$

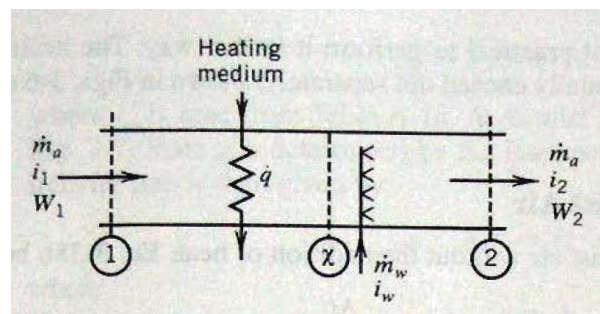
Esta equação (14) provê a taxa de transferência de calor total para o ar úmido. O último termo da equação é geralmente muito pequeno em relação ao total e é normalmente desconsiderado, tornando a equação do fluxo de calor para resfriamento e desumidificação igual a equação (15) (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005).

$$\dot{q} = \dot{m}_a(h_1 - h_2) \quad (15)$$

2.1.5.5 Aquecimento sensível seguido por umidificação

Este processo é normalmente demandado para manter o conforto térmico de ambientes durante invernos rigorosos. Um dispositivo que aquece e umidifica o ar é mostrado esquematicamente na figura 7 (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005).

Figura 7. Desenho esquemático de um dispositivo de aquecimento e umidificação.



Fonte: Mcquiston; Parker; Spitler (2005).

O balanço de energia para este caso fornece a equação (16).

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{q} + \dot{m}_w h_w = \dot{m}_a h_2 \quad (16)$$

O balanço de massa para água no processo de aquecimento seguido por umidificação é descrito pela equação (17).

$$\dot{m}_a W_1 + \dot{m}_w = \dot{m}_a W_2 \quad (17)$$

Combinando as equações (16) e (17) obtém-se a equação (18), que também pode ser escrita na forma da equação (19)

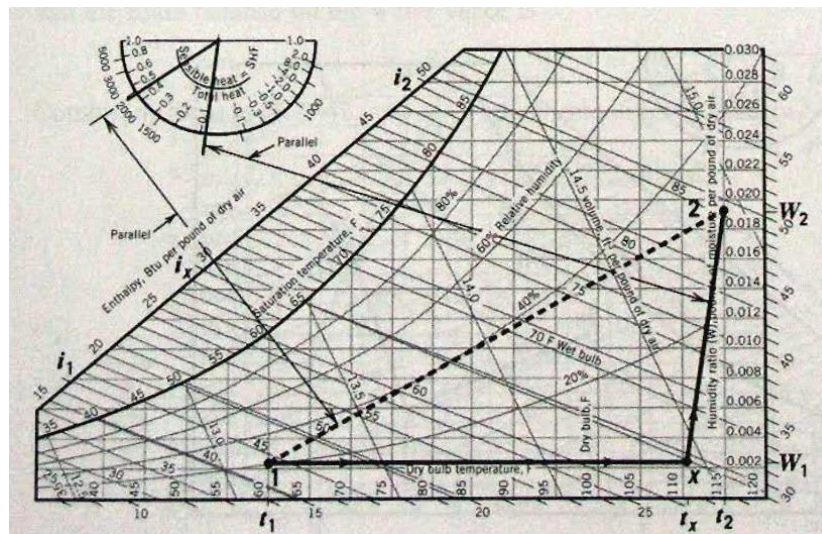
$$\frac{(h_2 - h_1)}{(W_2 - W_1)} = \frac{\dot{q}}{\dot{m}_a (W_2 - W_1)} + h_w \quad (18)$$

Ou

$$\frac{(h_2 - h_1)}{(W_2 - W_1)} = \frac{\dot{q}}{m_w} + h_w \quad (19)$$

Estas equações descrevem na carta psicrométrica uma linha reta que conecta os estados inicial e final do processo. A figura (8) a seguir mostra a combinação de aquecimento e umidificação na carta psicrométrica. (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005)

Figura 8. Pontos do processo de aquecimento e umidificação na carta psicrométrica.



Fonte: Mcquiston; Parker; Spitler (2005).

2.1.5.6 Umidificação adiabática

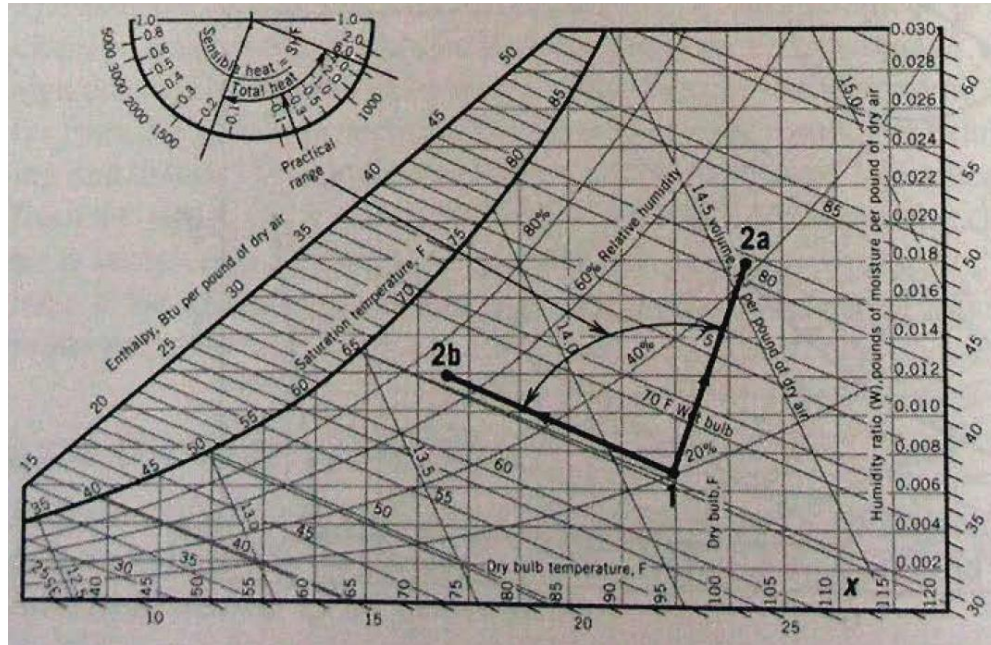
Quando a umidificação do ar ocorre sem a adição de calor a equação 19 é modificada tornando se a equação (20) (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005).

$$\frac{(h_2 - h_1)}{(W_2 - W_1)} = h_w \quad (20)$$

Ao examinar o transferidor presente na carta psicrométrica, que indica o fator de calor sensível sendo a razão da parcela de calor sensível pelo calor total, nota-se que a equação 20 pode variar de infinito positivo à esquerda para infinito negativo à direita. Deste modo conclui-se que, teoricamente o processo de umidificação adiabática pode seguir diversos caminhos diferentes, dependendo da condição da água utilizada. Porém na prática, essa variação irá do estado da água líquida a cerca de 10 °C a um vapor saturado a cerca de 120°C. Este intervalo

prático é mostrado na carta psicrométrica e no transferidor da figura 9 (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2005).

Figura 9. Intervalo prático do processo de umidificação adiabática.



Fonte: Mcquiston; Parker; Spitler (2005).

2.2 CONCEITOS BÁSICOS PARA UM PROJETO DE TÚNEL DE VENTO

Neste tópico são abordadas equações e conceitos para dar embasamento ao desenvolvimento teórico do projeto de um túnel de vento.

2.2.1 Número de Mach

O número de Mach, (M) é definido como a razão entre a velocidade do escoamento (V) e a velocidade local do som (c_*). Para se considerar o escoamento incompressível, o número Mach deve ser menor que 0,3 e a transferência de calor desprezível. O número de Mach é descrito pela equação (21) a seguir: (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

$$M_* = \frac{V}{c_*} \quad (21)$$

O número de Mach é utilizado para classificar o escoamento, no caso para valores do número de Mach menores que 1, tem-se escoamento subsônico e para valores do número de Mach maiores que 1 tem-se escoamento supersônico.

2.2.2 Número de Reynolds

Um dos parâmetros mais importantes para se analisar o regime de escoamento de um fluido é o número de Reynolds, (Re), definido como a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas. O número de Reynolds para o escoamento sobre uma placa plana é dado pela equação (22).

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (22)$$

No qual, ρ é a massa específica do fluido, V é a velocidade do escoamento, L é o comprimento característico do escoamento e μ é a viscosidade do fluido.

2.2.3 Pressão dinâmica e a velocidade do escoamento

Para escoamentos incompressíveis a equação da continuidade é definida como o produto da velocidade do escoamento V pela área da seção A , suscitando em um valor constante para todas seções do túnel de vento, é expressa pela equação (23).

$$V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2 \therefore V \cdot A = cte \quad (23)$$

Definida como a diferença entre a pressão total e a pressão estática, a pressão dinâmica (P_d), pode ser calculada diretamente com os valores da massa específica (ρ) e da velocidade do escoamento. A pressão estática e a pressão dinâmica podem ser medidas por um Tubo de Pitot estático. A pressão dinâmica é expressa pelas equações (24) e (25).

$$P_d = (\textit{pressão total} - \textit{pressão estática}) \quad (24)$$

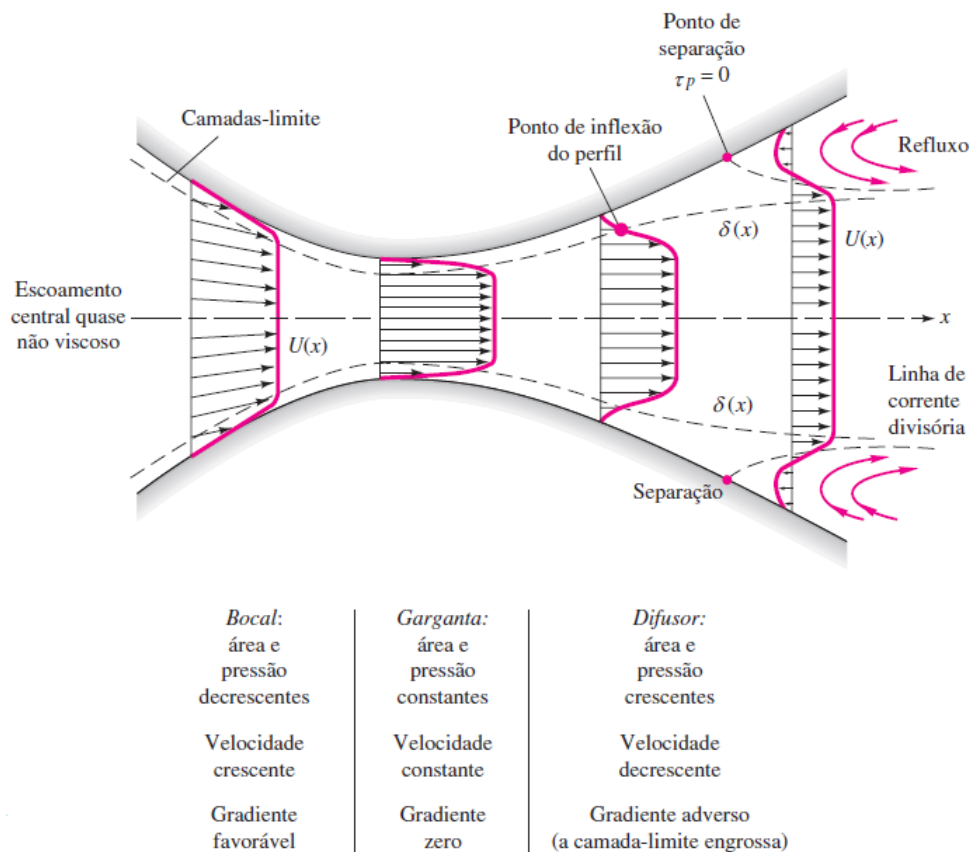
$$P_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (25)$$

2.2.4 Camada limite

Em escoamentos viscosos pode se analisar duas regiões distintas, uma adjacente às fronteiras sólidas e a outra que cobre o resto do escoamento, são estas a região da camada limite e a região de corrente livre respectivamente. Apenas na camada limite tem se o efeito da viscosidade e as tensões viscosas estão presentes, já na região de corrente livre, o efeito da viscosidade é desprezível. O fenômeno ocorre pois, na camada limite, existe cisalhamento das camadas do fluido o que causa o surgimento de gradientes de velocidade. A camada limite forma-se tanto na região laminar como na região turbulenta do escoamento, e sua espessura aumenta conforme o avanço na direção e sentido do escoamento. A espessura da camada limite é normalmente definida como a distância em que a velocidade do fluido é 99% da velocidade de corrente livre, partindo da superfície (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

A figura 10 fornece uma representação do crescimento da camada de limite e seu ponto de separação em uma configuração de bocal e difusor.

Figura 10. Crescimento da camada limite e a separação da camada limite em uma configuração de bocal-difusor.



Fonte: White (2007).

Como é representado na figura 10, existe uma alteração da espessura da camada limite e do perfil de velocidade em um escoamento subsônico ao longo da superfície dos componentes de um túnel de vento. Na contração (bocal) a redução de área da seção provoca uma redução da pressão e aumento da velocidade média do fluido que chega à garganta com a pressão mínima e a velocidade máxima do túnel. No difusor a área da seção transversal se expande, conseqüentemente a velocidade é reduzida e pressão aumenta. O ponto de separação da camada limite, também representado na figura, caracteriza-se como o ponto no qual a tensão cisalhante do fluido é zero. Na região de separação da camada limite forma-se um fluxo contrário ao escoamento devido à baixa velocidade, o surgimento desse refluxo está associado ao ângulo de abertura do difusor, sendo este parâmetro diretamente proporcional à possibilidade de separação do escoamento.

2.3 TÚNEL DE VENTO

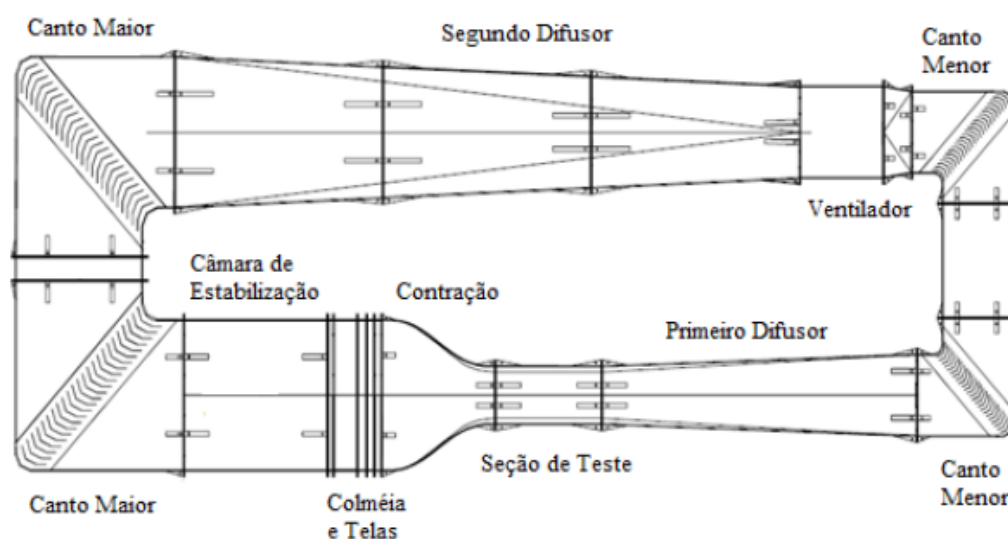
Túneis de vento são instalações que tem como objetivo reproduzir o escoamento de ar com condições que tornem o fluxo controlado. Utilizado para estudos de comportamento do fluido sobre objetos de formas variadas.

2.3.1 Tipos de circuito para túneis de vento

Basicamente existem duas classificações de circuito para túneis de vento, são elas, circuito fechado e circuito aberto.

Para os túneis de vento de circuito fechado há uma passagem de retorno, e a circulação do ar pelos seus componentes, o que proporciona um melhor controle do escoamento na seção de teste. Neste tipo de túnel, a disposição pode ser horizontal ou vertical, são utilizados normalmente na horizontal devido ao fácil acesso aos componentes (BARLOW; RAE; POPE; 1999). Na figura 11 se tem o desenho de um túnel de vento de circuito fechado.

Figura 11. Túnel de vento de circuito fechado.



Fonte: Adaptado de Brusca; Lanzafame; Messina (2011).

Para os túneis de vento de circuito aberto existem duas configurações, classificadas de acordo com posição do ventilador, Túnel Soprador e Túnel Sugador, pra ventilador na entrada e na saída do túnel respectivamente. Em ambas as configurações, o ar passa apenas uma vez pelo túnel e depois é liberado para o ambiente.

2.4 COMPONENTES DE UM TÚNEL DE VENTO ABERTO

2.4.1 Seção de teste

A seção de teste é o componente do túnel de vento onde os modelos ensaiados são posicionados para os experimentos. É importante que suas paredes permitam a visualização do experimento e o manuseio, sem que haja interferência, ou seja, sem perturbação no escoamento (COUTINHO,2014).

O projeto da seção de testes origina-se a partir das premissas dos ensaios experimentais em que se deseja realizar no túnel de vento, dentre as quais destacam-se as dimensões do modelo testado, a velocidade de operação e a qualidade desejada do escoamento. O tamanho máximo dos modelos a serem ensaiados e o máximo número de Reynolds utilizado são determinados por meio da velocidade do escoamento e a dimensão obtida na seção de testes (BARLOW; RAE; POPE; 1999).

A seção de teste é dimensionada de maneira que as interferências sejam mínimas no corpo de prova. Geralmente, o comprimento mínimo deste componente deve ter valores equivalentes a 0,5-3 vezes o diâmetro hidráulico para que o escoamento seja suavizado a níveis aceitáveis. Em casos onde são utilizados valores maiores do que três vezes o diâmetro hidráulico, têm-se como resultado um aumento desnecessário da espessura da camada limite ao longo da seção (MEHTA, 1977).

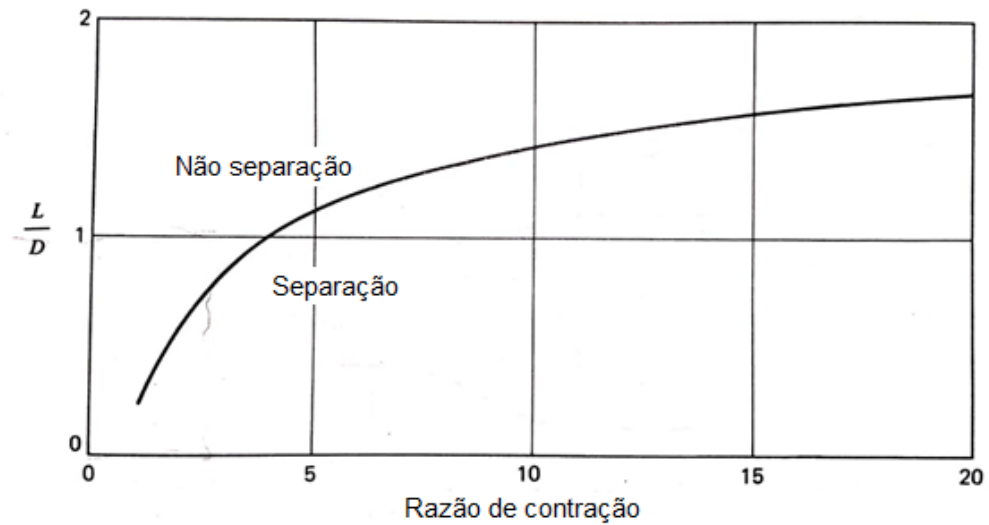
2.4.2 Contração

A contração tem a função de levar o fluxo da câmara de estabilização para seção de teste enquanto aumenta a velocidade média do escoamento e reduz flutuações de velocidade ao longo do tempo. Além disso, a contração compensa a perda de pressão gerada pelas telas e colmeia na seção de estabilização, deixando assim propício que a mesma tenha seção transversal maior (BELL e METHA, 1988).

O principal parâmetro de um bocal de contração é a razão de contração, uma razão entre as áreas entrada e saída, sendo as mesmas a seção de maior e menor área do componente respectivamente. Para os túneis modernos este valor usualmente varia de 2 a 25. O formato do bocal é outro parâmetro de fundamental importância quando se visa que a contração apresente o mínimo de perdas nas paredes do bocal devido a choques no mesmo (GROFF, 2000).

Segundo Wallis (1993), existe uma importante relação entre razão de contração e o comprimento da mesma que influi no início de um processo de separação do escoamento, a relação está representada em uma curva na figura 12, por meio desta curva é possível inferir um valor mínimo de razão de contração (C) e do seu comprimento (L) como é indicado pela figura 12.

Figura 12. Comprimento mínimo pela razão de contração para que não haja separação do escoamento.



Fonte: Adaptado de Wallis (1993).

O inconveniente causado pela separação da camada limite é consequência da existência de regiões com gradiente de pressão contrários na superfície de cada extremidade da contração, assim a pressão estática no centro do escoamento é menor do que próximo à superfície das paredes, o que torna as flutuações de velocidade maiores (MEHTA, 1977).

Dentre as metodologias existentes para dimensionamento do perfil do bocal de contração, destaca-se a desenvolvida por Bell e Mehta (1988), a qual apresenta resultados muito satisfatórios em sua equação do quinto grau, a equação (26) e esta tem sido amplamente utilizada em projetos de túneis de vento.

Na figura 13 se tem o desenho esquemático do perfil de contração usando a expressão de Fang, nesta figura se tem a indicação de todas as medidas que compõem o perfil da contração.

$$Y(X) = H_1 - (H_1 - H_2)[6(X')^5 - 15(X')^4 + 10(X')^3] \quad (26)$$

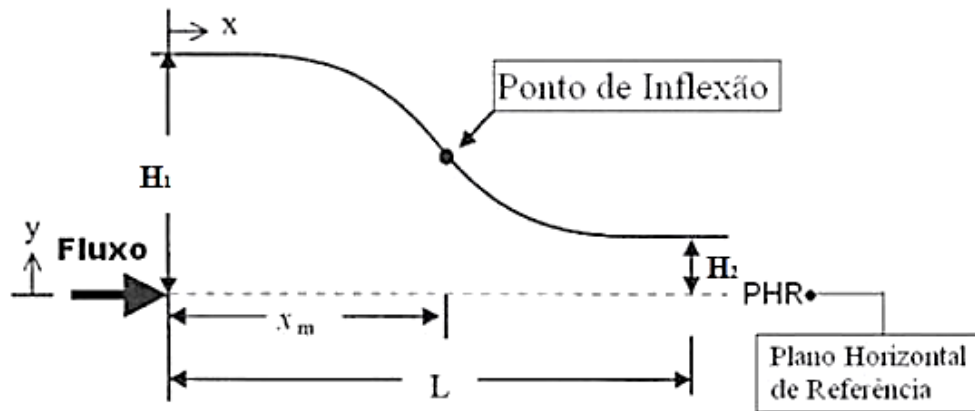
Sendo que:

$$X' = \frac{X}{L}$$

H_1 = Altura do perfil da seção de entrada da contração

H_2 = Altura do perfil da seção de saída da contração

Figura 13. Perfil de contração usando a expressão de Fang.

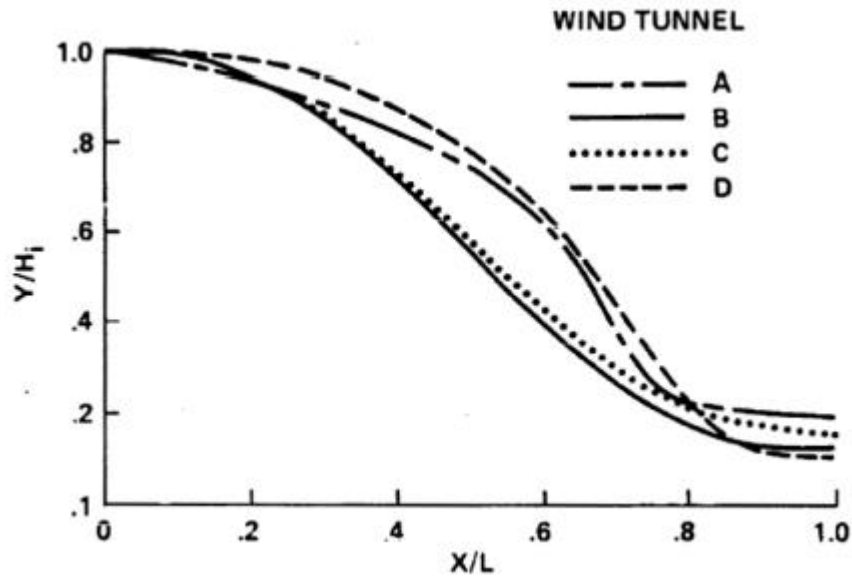


Fonte: Adaptado de FANG *et al.* (2001)

O escoamento torna-se mais uniforme na saída da contração a medida que o comprimento aumenta. Esse fenômeno está relacionado ao fato de que com o aumento do comprimento o raio de curvatura diminui. Segundo Bell e Mehta (1988) para um perfil criado por meio de seu polinômio de 5ª ordem, a separação do escoamento ocorre quando a razão de L/H_i (comprimento/altura da contração) é igual a 0,667. Quando a contração é muito longa também ocorre descolamento da camada limite, os autores afirmam que neste caso o fenômeno ocorre para valores de L/H_i superiores a 1,79. (BELL e MEHTA, 1988).

A figura 14 apresenta uma comparação entre diferentes perfis de contração, sendo o túnel de vento B o que utiliza o perfil de contração gerado pelo polinômio de quinta ordem, e o que apresentou os melhores resultados.

Figura 14. Comparação entre os diversos perfis de contração.



Fonte: Bell; Mehta (1988).

Devido ao atrito com as paredes apenas, são consideradas perdas de pressão no bocal de contração. Wattendorf (1938) apresenta uma equação que expressa um valor aproximado para o coeficiente de perda de pressão (K_c), a equação (27). Sendo que este valor em uma contração normalmente gira em torno de 3% do valor de perda total do sistema. (Wattendorf, 1938 *apud* SANTOS JUNIOR, 2015)

$$K_c = 0,32f_m \left(\frac{L_c}{D_{ent}} \right) \quad (27)$$

Sendo (f_m) o coeficiente de atrito médio das paredes da contração, (L_c) é o comprimento da contração e (D_{ent}) é o diâmetro hidráulico da entrada da contração. (WATTENDORF, 1938 *apud* SANTOS JUNIOR, 2015)

2.4.3 Seção de estabilização

Entre a saída do difusor e a entrada da contração tem-se localizada a seção de estabilização. Essa seção tem grande importância na qualidade obtida do escoamento na seção de teste. Por meio da mesma as perturbações no escoamento causadas pelo ventilador são suavizadas e as inconsistências geradas na expansão do difusor são minimizadas, e ao retificar

o escoamento paralelamente ao seu eixo central, a velocidade do escoamento torna-se uniforme. (LINDGREN e JOHANSSON, 2002).

Os dispositivos mais usados na seção de estabilização são telas e colmeias e sua disposição se dá partir da saída do difusor, onde é iniciado o processo de uniformização do escoamento. Quando não se tem demanda de escoamento de alta qualidade, a seção é um simples duto de seção uniforme, que liga a saída do difusor à entrada da contração. Entretanto quando é desejado escoamento de alta qualidade, são instalados dispositivos retificadores para dar uma melhor uniformidade ao fluxo e fazer com que os níveis de turbulência na entrada da contração sejam reduzidos. (HERNÁNDEZ et al., 2013).

Mehta e Bradshaw (1979) recomendam que a distância entre as telas seja de um valor aproximado mínimo de 0.2 vezes o diâmetro hidráulico da câmara de estabilização (D_{hse}), pois o espaçamento entre as telas deve permitir que a pressão estática se recupere da perturbação gerada pela passagem de cada tela.

2.4.4 Telas

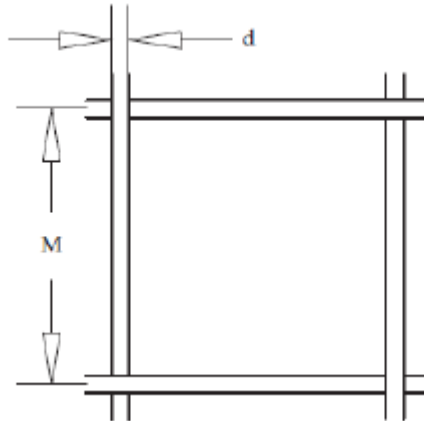
As telas são malhas quadradas ou retangulares feitas de fios metálicos, nylon ou poliéster entrelaçados. Prandtl desde 1933 notou que com a instalação de telas a distribuição de velocidade no túnel de vento é melhorada. Normalmente são instaladas com a finalidade de reduzir a parcela de escoamento turbulento e dar mais uniformidade do escoamento.

Com o uso de telas de plástico no entanto as propriedades aerodinâmicas do escoamento podem apresentar uma ligeira diferença em relação às telas metálicas, devido aos seus diferentes módulos de elasticidade, o caso foi observado por Mehta e Bradshaw em 1979, em experimentos que o carregamento provocado pelo fluxo de ar era baixo.

A tela torna o perfil de velocidade mais uniforme ao forçar uma perda de pressão estática proporcional ao quadrado da velocidade. Conseqüentemente a espessura da camada limite é reduzida e a sua capacidade de resistir a um determinado gradiente de pressão é aumentada. Para telas com coeficiente de queda de pressão igual a 2, são removidas praticamente todas as variações na velocidade média longitudinal. (MEHTA, 1977).

A eficiência da tela em qualificar o escoamento se baseia no bloqueio criado pela malha da tela, portanto selecionar o diâmetro do fio e o espaçamento da tela tornam-se fatores importantes. Na figura 15 se tem a representação do diâmetro do fio (d) e espaçamento entre os fios (M) de uma tela.

Figura 15. Diâmetro do fio (d) e espaçamento entre os fios (M) de uma tela.



Fonte: Lindgren e Johansson (2002).

O diâmetro do fio e o espaçamento da tela podem ser correlacionados em um parâmetro chamado porosidade, definido como a razão entre a projeção da área aberta e a área total da tela, expresso pela Equação 28.

$$\beta_t = \left(1 - \frac{d}{M}\right)^2 \quad (28)$$

O efeito de correção de um escoamento instalável em variação espacial e temporal após a passagem de uma tela uniforme está relacionado principalmente à valores de porosidade menores que 0,57; que no caso correspondem a um valor de coeficiente de perda de carga em torno de 1,6 (BRADSHAW; PANKURST, 1964). A instabilidade espacial causada por tamanho de tela inadequado se dá através da formação de esteira de vórtices longitudinais, que formam variações laterais e tensões cisalhantes na ordem de 10% dos valores médios.

Mehta e Bradshaw (1979) por meio de seus experimentos usando telas constataram que para porosidades baixas, com valores na faixa de $(0,3 < \beta < 0,57)$ produzem-se instabilidades e oscilações no escoamento e que para ser eficiente na redução de turbulência, uma tela deve apresentar valores de porosidade na ordem de 0,58 – 0,8.

Como consequência do emprego de telas é gerada uma perda de pressão estática proporcional ao quadrado da velocidade no sistema, expressa em termo do coeficiente de perda de pressão (K_t), que se dá em função das variáveis porosidade (β), número de Reynolds (Re), e tendo também influência a inclinação da tela. Dentre as expressões criadas para estimar o valor

de (K_t) para telas, se destaca a apresentada por Collar (1939), uma das primeiras criadas para descrever o fenômeno, apresentada na Equação (29):

$$K_t = \frac{C(1 - \beta_t)}{\beta_t^2} \quad (29)$$

Segundo Collar, a constante C possui grande dependência com o número de Reynolds. O autor notou que sua equação apresentava resultados muito alinhados aos dados experimentais quando C assumia um valor de 0,9 para um valor de velocidade do escoamento igual a 9 m/s. De acordo com os experimentos de Simons e Cowdrey (1945) para uma tela posicionada perpendicular ao escoamento, e com velocidades maiores que 10 m/s, a constante C assume o valor igual a 1. Conclui-se portanto que o valor de C encontra-se provavelmente entre 0,9 e 1,0; utilizando velocidades na ordem utilizada pelos autores descritos.

A equação mais adotada para estimar-se o valor de (K_t) foi criada por Wiegardt (1953), o autor encontrou um ajuste mais acertado entre os dados experimentais disponíveis na literatura, incluindo os de Collar (1939) e Simmons e Cowdrey (1949). Tal feito foi realizado ao estudar como se comporta o coeficiente de perda de pressão (K_t) em função da variável (Re_β), um valor de número de Reynolds modificado em relação ao diâmetro do fio (d) (Equação 30). A equação (31) de Wiegardt está descrita a seguir para valores de $60 > Ud/\beta v > 600$, de $d \approx 0,4$ mm e $\beta \approx 0,6$, o que corresponde a uma faixa de velocidade de 1,2 a 12 m/s.

$$Re_\beta = \frac{Ud}{\beta v} \quad (30)$$

$$Kt = 6,5 \left[\frac{1 - \beta_t}{\beta_t^2} \right] (Re_\beta)^{-1/3} \quad (31)$$

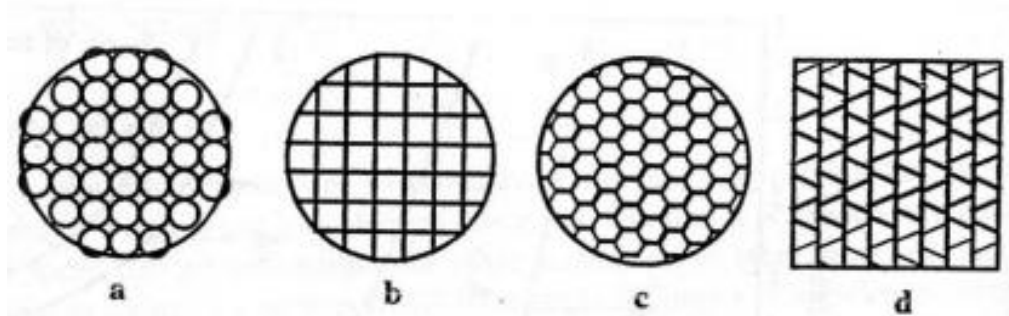
2.4.5 Colmeia

Segundo Barlow; Rae; Pope; (1999). a colmeia é um dispositivo que tem como função corrigir e direcionar o escoamento, isto é possível pois a mesma guia a passagem de ar e por filamentos individuais paralelos.

De acordo com (Mehta, 1977), em decorrência da baixa eficácia das telas para remover vórtices e oscilações de velocidade lateral, são empregadas colmeias para sanar o problema. A

colmeia é uma região de transição feita de dutos dispostos ao longo do eixo principal do escoamento a fim de eliminar as componentes de velocidade oblíquas que estão presentes no escoamento na entrada da seção de estabilização. O comprimento das células da colmeia deve ter valores de 6 a 8 vezes o seu diâmetro hidráulico no mínimo. As células da colmeia podem ter formato hexagonal, quadrado, circular ou retangular, como é representado na Figura 16.

Figura 16. Quatro tipos de colmeias.



Fonte: Barlow; Rae; Pope (1999).

Para o cálculo do coeficiente de perda de pressão da colmeia (k_h) é amplamente utilizada a equação (32) proposta por Eckert *et al.* (1976). Nesta equação são utilizados os parâmetros: a porosidade da colmeia (β_h), o comprimento na direção do fluxo (L_h), o diâmetro hidráulico da célula (D_h) e o número de Reynolds (Re_Δ) que é baseado no diâmetro hidráulico e na rugosidade da célula.

$$K_h = \lambda_h \left(\frac{L_h}{D_h} + 3 \right) \left(\frac{1}{\beta_h} \right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1 \right)^2 \quad (32)$$

Sendo

$$Re_\Delta = \frac{\rho V D_h}{\mu}$$

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

2.4.6 Difusor

O difusor tem como propósito reduzir a velocidade do escoamento com pequenas perdas de pressão, alcançando o melhor equilíbrio possível nessa relação, uma vez que quanto menos energia se perde na passagem do difusor, maior é a recuperação de pressão. Se faz necessário reduzir a velocidade o máximo possível em uma curta distância, sem que ocorra separação do escoamento. (COUTINHO, 2014)

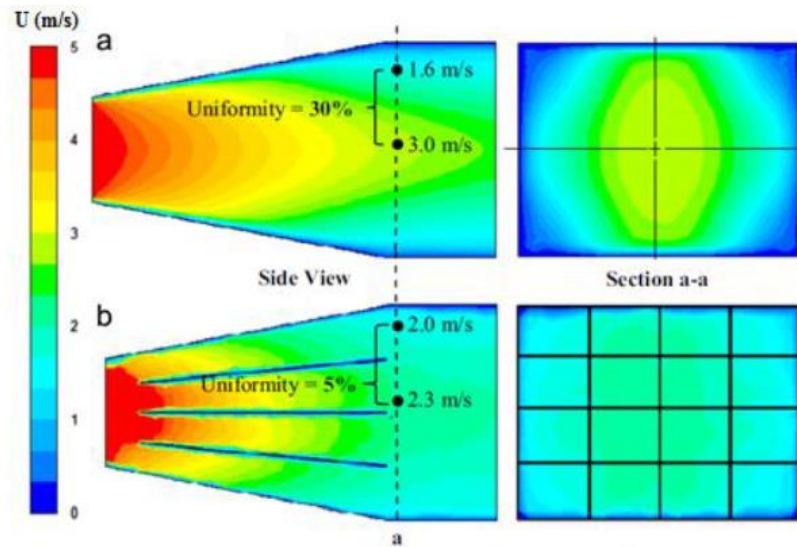
A curvatura brusca da parede na entrada do difusor é a principal causa do problema de separação do escoamento. Devido à forte diminuição de pressão seguida por um aumento acentuado da pressão estática sobre o escoamento na parede. Este efeito sobre a camada limite devido à essa alteração no contorno da parede tende a aumentar a medida que se tem um maior o número de Reynolds e uma maior velocidade em determinada distancia da parede. (KRAMER e GERHARDT, 1984).

A qualidade do escoamento através de um difusor depende principalmente de parâmetros de geometria como o ângulo de expansão ou ângulo do difusor (2θ), a razão de área (A_r), a forma da seção transversal e o perfil de suas paredes. Também influenciam no desempenho do difusor o estado do escoamento na entrada e saída e os elementos de controle da camada limite utilizados (BARLOW; RAE; POPE; 1999).

Onde existe a tendência de separação do escoamento, emprega-se o maior coeficiente de perda pressão possível para a tela, como método de controle de camada limite. Para a mesma finalidade também são utilizadas, placas divisórias, ranhuras de sucção, geradores de turbilhão e aletas. (MEHTA e BRADSHAW, 1979).

Um indicador da eficiência destes elementos de controle na qualidade do fluxo é explicitado pelo trabalho realizado por Calautit *et al.* (2014), no qual para se evitar a separação do escoamento, foram empregadas placas divisórias, no interior do difusor, espaçadas igualmente entre si, horizontalmente e verticalmente, o mesmo apresentou resultados muito satisfatórios em sua simulação computacional. Como é apresentado na figura 17 a seguir:

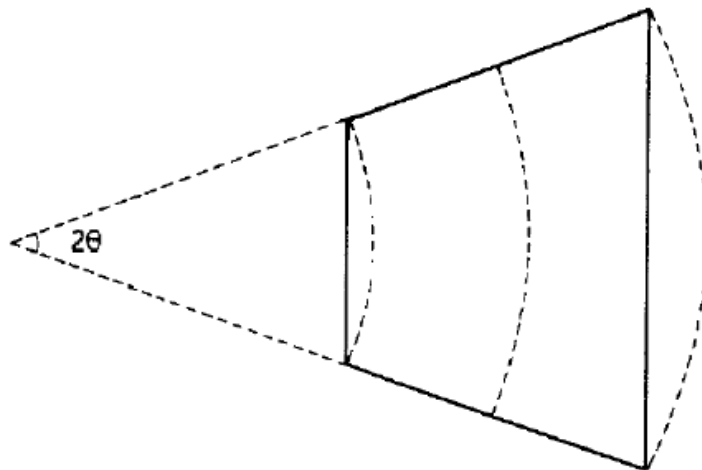
Figura 17. Comparação entre o difusor com e sem placas divisórias.



Fonte: Adaptado de Calautit *et al.*, (2014).

É chamado de ângulo do difusor (2θ) o ângulo entre duas linhas retas que ligam a entrada e a saída do difusor, como mostrado na Figura 18. Para difusores com seção transversal retangular, é utilizada a maior dimensão para definir o 2θ . (MEHTA, 1977).

Figura 18. Difusor de ângulo aberto e o ângulo 2θ .



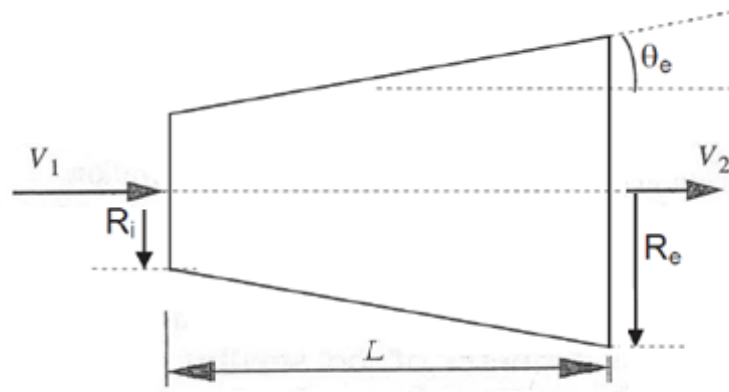
Fonte: Adaptado de Mehta (1977).

Utilizando a relação de área e o ângulo do difusor, é calculado o comprimento do difusor (L_D), pela equação 33 dada por Barlow; Rae; Pope; (1999).

$$L_D = 2(R_i) \left[\frac{A_r^{\frac{1}{2}} - 1}{\tan(\theta_e)} \right] \quad (33)$$

Sendo: O raio hidráulico na entrada do difusor (R_i) e o ângulo de expansão do difusor (θ_e). Estas variáveis estão descritas na figura 19.

Figura 19. Geometria e variáveis de um difusor de ângulo aberto.



Fonte: Adaptado de BARLOW et al., (1999).

O coeficiente de pressão (K_D) para um difusor, é normalmente decomposto em um coeficiente de perda por atrito (K_f) e um coeficiente de perda por expansão (K_{ex}), ou seja, pela equação 34:

$$K_D = K_f + K_{ex} \quad (34)$$

As equações 35 e 36 foram propostas por Barlow; Rae; Pope; (1999). para determinar os valores de K_f e K_{ex} , respectivamente.

$$K_f = \left(1 - \frac{1}{A^2}\right) \left(\frac{f}{8 \sin \theta_e}\right) \quad (35)$$

$$K_{ex} = K_e(\theta_e) \left(\frac{A-1}{A_2}\right)^2 \quad (36)$$

O fator de atrito f é calculado como sendo de uma seção de área constante usando o número de Reynolds da entrada do difusor e o coeficiente $K_e(\theta_e)$ pode ser estimado em função do ângulo de expansão do difusor, usando a Equação 37, expressa a seguir:

$$K_e(\theta_e) = \begin{cases} 0,09623 - 0,004152\theta_e, & 0 < \theta_e < 1,5^\circ \\ 0,1222 - 0,04590\theta_e + 0,02203\theta_e^2 + 0,003269\theta_e^3, & 1,5^\circ < \theta_e < 5^\circ \\ -0,0006145\theta_e^2 - 0,000028\theta_e^5 + 0,00002337\theta_e^6, & \theta_e > 5^\circ \\ -0,01322 + 0,05866\theta_e, & \end{cases} \quad (37)$$

2.4.7 Ventilador

Para gerar o escoamento de ar no interior do túnel, de modo a superar as perdas de pressão do sistema utiliza-se um ventilador apropriado, que pode ser axial ou centrífugo, que podem tanto empurrar (tipo soprador) quanto puxar o ar (tipo sugador) através da seção de teste. O tipo do ventilador e suas características como transmissão de potência diretamente pelo eixo ou por polias e correias, tipo de aspiração simples ou dupla, etc. dependem dos custos admissíveis ao projeto e a performance desejada. (CATTAFESTA et al., 2010).

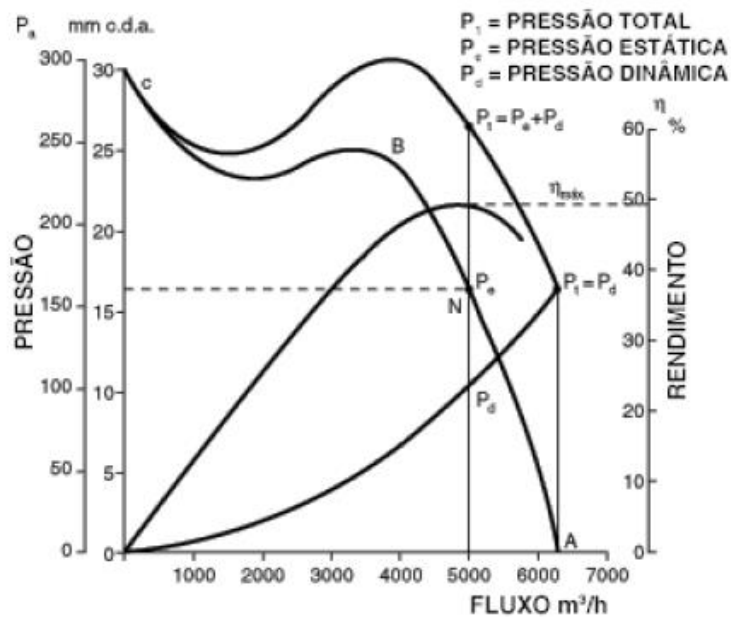
Devido à grande variação no fator de potência esperada, os ventiladores centrífugos são normalmente usados em túneis de vento de circuito aberto. Os mesmos apresentam alta performance em túneis e equipamentos de teste. Devido ao fato de que todas as pás operam sob o mesmo coeficiente de sustentação, se tem a capacidade de ventiladores centrífugos operarem com estabilidade e eficiência satisfatórias durante um vasto intervalo de rotação sobretudo na configuração de soprador. (MEHTA, 1977).

Dentre os ventiladores centrífugos existem dois tipos principais no mercado, os ventiladores *Limit load* e os ventiladores do tipo *Scirocco*. A diferença se dá pela geometria do

rotor, que no caso do *Limit load* tem as pás curvadas e inclinadas para trás e os do tipo *Scirocco* possuem o rotor com pás curvadas para frente. Isto implica que, o tipo *Scirocco* possua a característica de movimentar grandes volumes de ar em baixa pressão estática, enquanto que o *Limit load*, possui a característica de movimentar grandes volumes de ar com elevada pressão, alta eficiência energética. E são bastante utilizados em situações em que há grandes variações de fluxo de ar.

Quando a pressão estática máxima e a vazão volumétrica do escoamento já foram estimadas em um projeto de túnel de vento, é possível consultar os diagramas de carga de diversos fornecedores e com isso confrontar os dados visando obter a melhor eficiência, considerando a rotação e a potência exigida para a seleção do ventilador. A figura 20 apresenta a curva de pressão de um ventilador.

Figura 20. Representação de uma curva de carga.



Fonte: SolerPalau (2014).

3 METODOLOGIA

Nesta seção do trabalho seção é apresentada a metodologia de dimensionamento e seleção dos componentes e todos os fatores de projeto, são apresentadas as equações utilizadas para seleção e dimensionamento de cada componente do túnel de vento psicrométrico, dentre os quais listam-se a geometria dos componentes do túnel, perda de carga e carga térmica.

3.1 TÚNEL DE VENTO SOPRADOR SUBSÔNICO

No presente trabalho, a configuração de túnel de vento soprador de circuito aberto foi a escolhida para ser utilizada. A configuração de circuito aberto foi estipulada devido à finalidade dos ensaios a serem realizados no túnel, a qual é realizar estudos de controle de poeira, o que impossibilita a adoção do circuito fechado para o projeto, uma vez que com a recirculação de ar intrínseca deste tipo de túnel de vento seria indesejável, pois, ao carregar poeira pelo escoamento haveria interferência nos resultados.

3.1.1. Seção de teste

Com base no que foi indicado na revisão bibliográfica anteriormente, o projeto de um túnel de vento soprador de circuito aberto tem início pela seção de testes. Primeiramente é definido qual será o formato e a área da seção transversal onde os testes serão realizados.

Com as medidas da seção transversal da seção de testes já definidas é necessário definir o comprimento da mesma. Para o cálculo do comprimento seguiu-se o indicado por Mehta (1977), em que o comprimento da seção de teste deve estar na faixa de 0,5 a 3 vezes o diâmetro hidráulico da seção de teste para que o escoamento tenha qualidade ao longo de toda a seção, o diâmetro hidráulico é expresso pela equação 38 a seguir:

$$D_{hst} = \frac{4 \cdot A_{st}}{p} \quad (38)$$

Sendo A_{st} é a área da seção transversal e p o perímetro da seção de teste.

O comprimento de 3 vezes o diâmetro hidráulico da seção de teste foi escolhido. O comprimento da seção de teste (L_{st}) é expresso pela equação 39.

$$L_{st} = 3 \cdot (D_{hst}) \quad (39)$$

3.1.2 Contração

Uma vez que a área de saída da contração é igual a área da seção de testes, se faz necessário dimensionar as outras medidas. A área da seção da entrada da contração é dada pela equação 40.

$$A_{se} = c \cdot A_{st} \quad (40)$$

Sendo a área da seção da entrada da contração (A_{se}) igual a área da saída (A_{st}) multiplicada pelo fator de contração (c), são definidas deste modo as medidas da entrada da contração. Para a medida de comprimento da contração também buscou-se atender a relação ditada por Bell e Mehta (1988) para não separação do escoamento, descrita aqui pela equação 41:

$$0,667 \leq \frac{L_c}{H_i} \leq 1,79 \quad (41)$$

3.1.3 Telas

Seguindo as recomendações de Mehta e Bradshaw (1979), foi adotado para a tela o critério de porosidade maior que 0,58 e menor que 0,8. O valor de porosidade da tela foi obtido utilizando a Equação 28, que correlaciona o diâmetro do fio e o espaçamento da tela.

$$\beta_t = \left(1 - \frac{d}{M}\right)^2 \quad (28)$$

Para estimar o valor do coeficiente de perda de pressão (K_t), da tela, foi utilizada a equação 31 apresentada por Wieghardt (1953) expressa a seguir:

$$Kt = 6,5 \left[\frac{1 - \beta_t}{\beta_t^2} \right] (Re_\beta)^{-1/3} \quad (31)$$

3.1.4 Colmeia

A escolha do material que constitui as células da colmeia, caracterizou o primeiro passo do dimensionamento deste componente. Tendo em vista o baixo custo, facilidade de aquisição e simplicidade na montagem da colmeia, optou-se pelo canudo plástico para formar as células da colmeia. Uma vez estabelecidos o diâmetro (d_c) e a espessura da célula, é calculado o comprimento da mesma, neste caso, foi utilizada a relação de comprimento igual a 8 vezes o diâmetro da célula. Conforme a equação 42.

$$L_{colm} = 8 \cdot d_c \quad (42)$$

Usou-se a relação entre a área total da seção de estabilização e a área interna de uma célula, para estimar o número de células necessárias para preencher totalmente a colmeia, como apresentado na equação 43 expressa a seguir.

$$N_{cel} = \frac{A_{se}}{A_{cel}} = \frac{4A_{se}}{\pi d_c} \quad (43)$$

3.1.5 Difusor

Primeiramente é estabelecido o ângulo do difusor e por meio da relação de área e o ângulo do difusor, é calculado o comprimento do difusor (L_D), pela equação 33 dada por Barlow; Rae; Pope; (1999).

$$L_D = 2(R_i) \left[\frac{A_r^{\frac{1}{2}} - 1}{\tan(\theta_e)} \right] \quad (33)$$

Para calcular o coeficiente de pressão (K_D) de um difusor é usada a equação 34, na qual se tem um coeficiente de perda por atrito (K_f) e um coeficiente de perda por expansão (K_{ex}), ou seja:

$$K_D = K_f + K_{ex} \quad (34)$$

3.1.6 Perda de carga e seleção do ventilador

Para calcular os valores de perda de carga dos elementos do túnel de vento foi utilizada a equação 44:

$$\Delta p_i = \frac{1}{2} K_i \rho V_i^2 \quad (44)$$

Sendo que, o termo (Δp_i) é a perda de carga, (K_i) é o fator de perda de carga e (V_i) a velocidade, para cada componente do túnel.

O coeficiente de atrito (f) é utilizado para estimar o coeficiente de perda de carga em cada componente, e foi calculado usando a Equação de Colebrook-White (equação 45):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon/D_{hc}}{3,7} + \frac{2,51}{Re_{D_{hc}} \sqrt{f}} \right) \quad (45)$$

A variável (ε) indica a rugosidade superficial do material, (D_{hc}) o diâmetro hidráulico do componente e ($Re_{D_{hc}}$) o número de Reynolds para o respectivo diâmetro hidráulico.

Para gerar a curva de perda de carga do sistema parte-se da vazão estabelecida para a velocidade desejada na seção de teste que no caso é de 11 m/s. A vazão volumétrica é calculada pela equação 46:

$$Q = U_{st} \cdot A_{st} \quad (46)$$

Sendo (U_{st}) a velocidade na seção de testes e (A_{st}) a área transversal da seção de teste.

A curva de perda de carga (H) é gerada usando a equação 47.

$$H = B \cdot Q^2 \quad (47)$$

Sendo B o coeficiente angular da curva.

Por meio dos valores de vazão e perda de carga para o sistema, se é selecionado o ventilador. Com o objetivo de selecionar um ventilador capaz de vencer a perda de carga e prover a vazão necessária, utilizou-se o *Software Votex*, o mesmo é disponibilizado pela empresa OTAM Ventiladores. Neste *Software* são inseridos como dados de entrada os valores

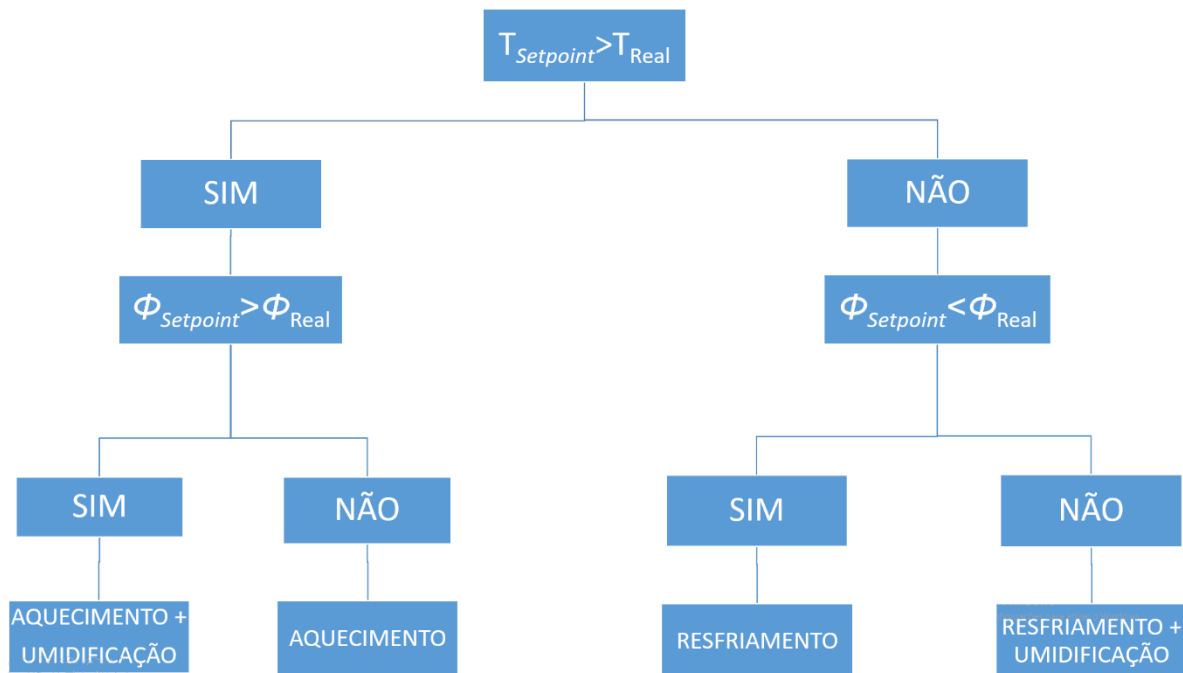
de temperatura ambiente, pressão atmosférica, vazão requerida, pressão estática e a linha do ventilador.

3.2 CARGA TÉRMICA

Para realizar o aumento ou diminuição da temperatura e o aumento ou diminuição da umidade, é necessário que os valores de carga térmica sejam conhecidos para realização dos processos psicrométricos.

Para cada situação deverá se utilizar um processo ou uma combinação de processos, de acordo com fluxograma da figura 21. Na qual se tem como $T_{Setpoint}$, e $\phi_{Setpoint}$ a temperatura e a umidade relativa desejadas para os ensaios, enquanto que T_{Real} , e ϕ_{Real} representam a temperatura e a umidade relativa presentes no ambiente.

Figura 21. Fluxograma de processos do túnel de vento psicrométrico.



Fonte: Autoria própria (2020).

3.2.1 Refrigeração e desumidificação

Se faz necessário calcular a carga térmica para realizar a diminuição da temperatura e da umidade do ar úmido, para então selecionar um sistema de refrigeração capaz de suprir às necessidades do projeto.

Para dimensionar a potência do equipamento de refrigeração foi utilizada a equação 14. Que expressa a carga térmica total necessária para o processo de acordo com uma faixa de energia desejada que deverá ser estabelecida por meio de pontos de estado na carta psicrométrica.

$$\dot{q} = \dot{m}_a(h_1 - h_2) - \dot{m}_a(W_1 - W_2)h_w \quad (14)$$

3.2.2 Aquecimento sensível

Para realizar o aquecimento sensível do ar é preciso calcular a carga térmica de um sistema de aquecimento capaz de atender às necessidades do projeto. Para isto, foi utilizada a equação 9:

$$\dot{q} = \dot{m}_a c_p (t_2 - t_1) \quad (9)$$

Onde o valor de c_p utilizado é de 1,02 kJ/(kg·C).

3.3 PULVERIZAÇÃO DE ÁGUA

Para dimensionar a quantidade água necessária para realizar a umidificação no túnel de vento foi utilizada a equação 19 referente ao aquecimento seguido de umidificação, isolando a variável da vazão mássica de água, tem-se portanto a equação 48:

$$\dot{m}_w = \dot{q} / \left[\frac{(h_2 - h_1)}{(W_2 - W_1)} - h_w \right] \quad (48)$$

Por meio do valor obtido é possível selecionar um equipamento adequado para realizar o processo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com base nos cálculos de dimensionamento, foi estruturado o projeto do túnel de vento psicrométrico e a seleção de componentes adequados para tal.

Para a seção de testes, contração, seção de estabilização e difusor foi selecionado como material o compensado náutico, material este que tem sido frequentemente usado na construção de túneis de vento, visando garantir boa rigidez, característica fundamental para resistir a intensa vibração. A fim de proteger a estrutura contra a umidade e sujeira, uma película plástica deverá ser colocada nas paredes internas destes componentes do túnel.

4.1 ESTRUTURA DO TÚNEL DE VENTO

4.1.1 Seção de testes

Com o intuito de estudar a geração de poeira em modelos de pilhas de minério com um fluxo de ar controlado. Tendo o propósito de simular o escoamento o mais próximo do real o possível com as variáveis psicrométricas, escolheu-se que a área da seção transversal da seção de testes deveria ser pequena para ter uma carga térmica reduzida e ser suficiente para acomodar os modelos de ensaio. Após discernir sobre o caso e estudar algumas opções de tamanhos foi decidido que a seção transversal da seção de testes teria as dimensões de 200 x 300 mm. Aplicando-se os valores foram obtidos os resultados descritos na tabela 2.

Tabela 2. Medidas da seção de testes.

ÁREA DA SEÇÃO DE TESTES	0,06	m ²
DIÂMETRO HIDRÁULICO	0,240	m
COMPRIMENTO DA SEÇÃO DE TESTES	0,720	m

Fonte: Autoria própria (2020).

Com as dimensões escolhidas para a seção de testes e com o comprimento calculado, foram realizados desenhos técnicos e esquemáticos, como o que é mostrado na figura 22 na qual é possível observar a geometria e o detalhe em acrílico em uma das paredes para visualização dos ensaios.

Figura 22. Seção de testes.



Fonte: Autoria própria (2020).

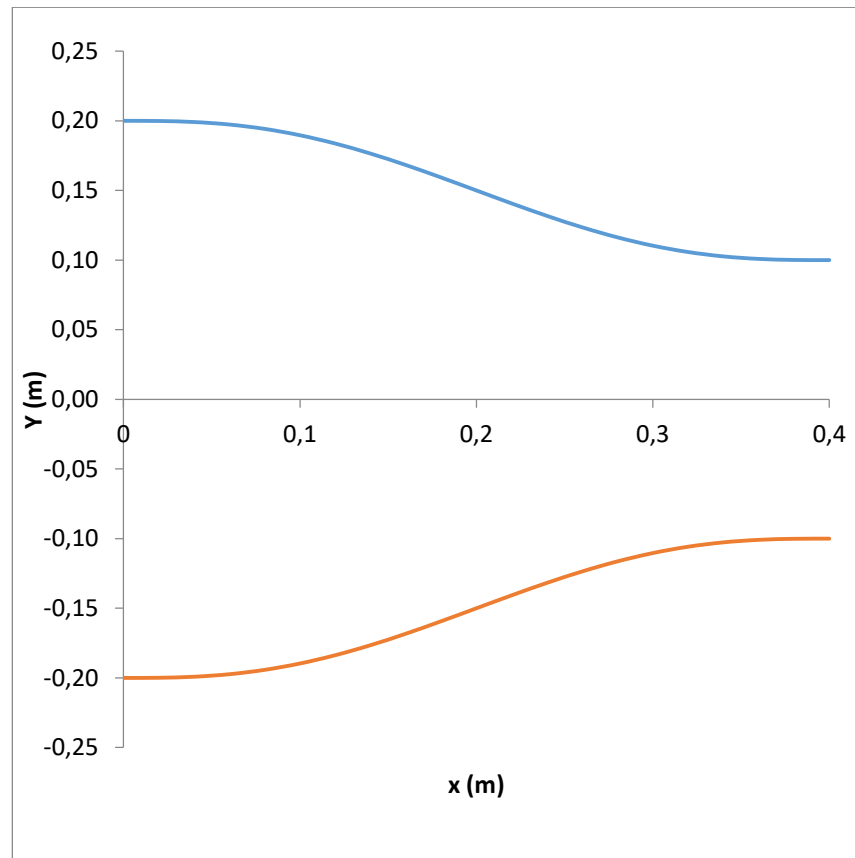
4.1.2 Contração

O comprimento da contração e a área da seção maior foram dimensionados de acordo com a razão de contração, seguindo a curva de Wallis 1993, que relaciona essas medidas a uma condição de não separação da camada limite no escoamento. A razão de contração escolhida foi de 3,33 de acordo com o que se observa na figura 12, este é um valor de razão de contração muito bom para a condição de não separação do escoamento para a relação comprimento/ altura da contração próxima de 1, objetivando assim alcançar o projeto de um túnel de vento compacto. Sendo assim e como o túnel é de seção retangular as medidas determinadas foram de 400 x 500 mm para a seção de entrada da contração.

Para a medida de comprimento da contração, atendendo a relação ditada por Bell e Mehta (1988) de não separação do escoamento, o comprimento escolhido para o projeto foi igual a 450 mm para a relação sendo igual a 1,125.

Seguindo Bell e Mehta (1988) para dimensionar o perfil da contração segundo o seu polinômio de 5 ordem (equação 26), tem-se o contorno da curva produzida pela equação expresso na figura 23.

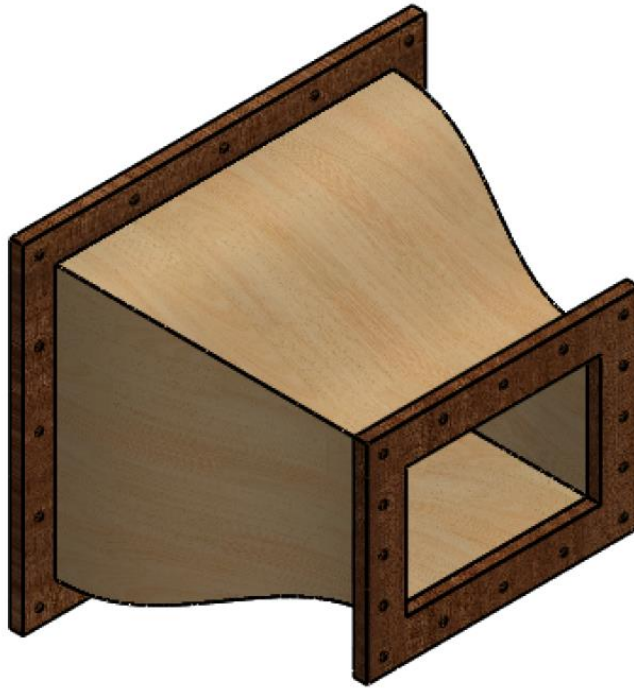
Figura 23. Curva produzida pelo polinômio de Bell e Mehta.



Fonte: Autoria própria (2020).

O desenho da contração foi produzido a partir das curvas geradas pelo polinômio de Bell e Mehta (1988), o resultado é exposto na figura 24 a seguir:

Figura 24. Perfil completo da contração produzida.



Fonte: Autoria própria (2020).

4.1.3 telas

Dentre as telas disponíveis no mercado, optou-se pela tela de aço galvanizado com diâmetro do fio (d) igual a 0,45 e espaçamento entre fios (M) igual a 2,08 mm. O valor de porosidade da tela foi obtido utilizando a Equação 28. Que resultou em uma porosidade igual a 0,61, estando assim em conformidade com a literatura para o seu devido propósito.

Sendo assim, no intuito de melhorar a qualidade do escoamento, optou-se por duas telas, em peças diferentes, para serem instaladas na seção de estabilização.

4.1.4 Colmeia

Como mencionado anteriormente, optou-se pelo canudo plástico como material para fabricação das células da colmeia, com as dimensões escolhidas de diâmetro (d_c) de 10 mm e espessura igual a 0,05 mm. Tendo esses dados, foi calculado o comprimento das células, em seguida o número de células e a perda de carga de carga causada pela colmeia. As dimensões para a colmeia estão descritos na tabela 3.

Tabela 3. Dimensões das células da colmeia.

Dimensões Célula		
Diâmetro da célula (d_c)	0,01	m
Comprimento da célula (L)	0,08	m
Espessura dos tubos	0,00005	m
Diâmetro hidráulico da célula (D_h)	0,01	-

Fonte: Autoria própria (2020).

É necessário utilizar um suporte para dar sustentação aos canudos de plástico, a área do suporte foi subtraída da área total para encontrar a área disponível. Os valores de área, porosidade e perda de carga estão descritos na tabela 4.

Tabela 4. Perda de carga na colmeia.

Perda de carga na colmeia		
Espessura do suporte	0,003175	m
Área do suporte	0,00508	m ²
Área disponível	0,19492	m ²
Área da célula unitária	7,85E-05	m ²
Número de células	2482	
Área aberta	0,19104	m ²
Porosidade (β)	0,9552	
D_h da célula	0,3183	
Re colmeia	7,23E+04	
Rugosidade	0,000005	m
λ_h	0,010233	
K_h	0,125567	
ΔP	0,842649	

Fonte: Autoria própria (2020).

4.1.5 Difusor

Utilizando as medidas já estabelecidas das outras seções do túnel, foi dimensionado o difusor. Os dados utilizados e obtidos estão indicados nas tabelas 5 e 6.

Tabela 5. Dados para o difusor.

Seção de entrada		
Altura	0,2	m
Largura	0,3	m
Área	0,06	m ²
DH	0,24	m

Velocidade	11,00	m/s
Seção de saída		
Altura	0,40	m
Largura	0,50	m
Área	0,2	m ²
Dh	0,44	m
Velocidade	3,30	m/s
Constantes		
ρ	1,23	kg/m ³
μ	1,79E-05	N s/m ²
ε	0,00054	m
ε/Dh	0,00225	

Fonte: Autoria própria (2020).

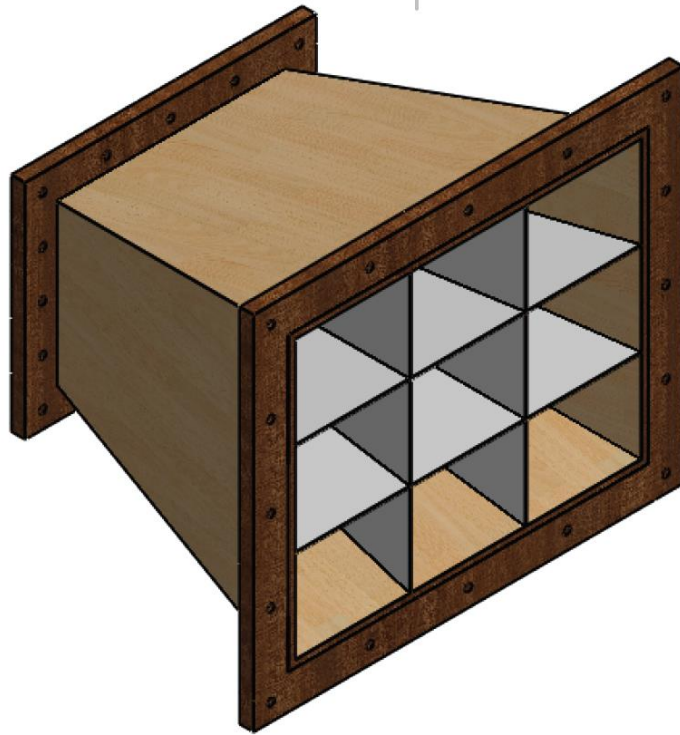
Tabela 6. Perda de carga no difusor.

A_r	3,33	
2θ	28	°
θ	14	°
L_d	0,40	m
Re	1,81E+05	
f	0,025073	
erro	6,32E+00	6,32E+00
K_f	0,044159	
K_{ex}	0,39593	
K_D	0,440088	
ΔP	32,75	Pa

Fonte: Autoria própria (2020).

Por meio das medidas obtidas foi confeccionado o desenho do difusor adicionando placas divisórias paralelas às paredes no interior do difusor como elemento de controle da qualidade do fluxo, tendo como referência o trabalho realizado por Calautit et al. (2014), para se evitar a separação do escoamento. O desenho do difusor é apresentado na figura 25.

Figura 25. Desenho do difusor.

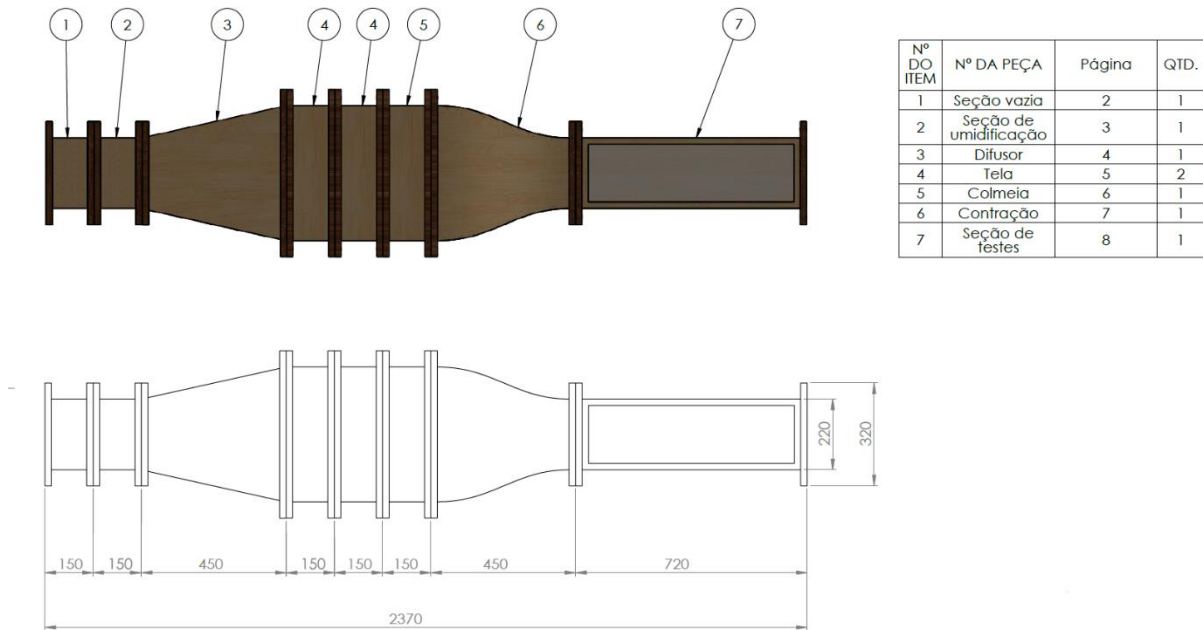


Fonte: Autoria própria (2020).

4.1.6 Total estrutura do túnel de vento

Unindo os componentes do túnel de vento, tem se a estrutura completa, a mesma é apresentada na figura 26.

Figura 26. Estrutura completa do túnel de vento.



Fonte: Autoria própria (2020).

Se faz necessário a confecção dos componentes estruturais do túnel de vento com a mão de obra de especializada. Por meio dos desenhos técnicos foi uma pesquisa de mercado e feita a cotação com uma mão de obra conceituada na realização deste tipo de projeto.

4.2 PERDA DE CARGA E SELEÇÃO DO VENTILADOR

Na Tabela 7 apresentam-se os resultados obtidos de perda de carga. A perda de carga na seção de aquecimento foi estimada com base nas medidas de um modelo cotado com resistências elétricas. Valores precisos serão obtidos experimentalmente.

Tabela 7. Perda de carga total.

<i>Elemento</i>	<i>Vi [m/s]</i>	<i>ΔP [Pa]</i>	<i>ΔP [mmca]</i>
Descarga	11	74,42	7,59
Seção de testes	11	5,60	0,57
Contração	3,3	0,23	0,02
Estabilização	3,3	0,12	0,01
Colmeia	3,3	0,84	0,09
Telas	3,3	1,62	0,17
Difusor	11	32,75	3,34
Aquecedor	8,3	111,62	11,38
TOTAL		152,78	23,16

Fonte: Autoria própria (2020).

Com o valor de vazão de 2376 m³/h a curva de perda de carga (H) foi gerada usando a equação 46, a mesma é apresentada na figura 28.

Utilizou-se o *Software Vortex*, para a seleção do ventilador. Optou-se pela linha de ventiladores *limit load* pois estes possuem como característica uma maior pressão estática ou seja tem maior capacidade de vencer a perda de carga, comparando-os com a linha de ventiladores *Sirocco*.

Dentre as opções fornecidas pelo *software*, foi selecionado o modelo RLS 315, tendo em vista as suas dimensões que são mais adequadas à seção transversal da entrada do túnel, comparado aos seus concorrentes. A figura 27 apresenta uma tela do *software* de seleção do ventilador e na figura 28 as linhas de perda de carga e a curva do ventilador cruzadas.

Figura 27. Seleção do ventilador pelo software Vortex.

Condições de Operação

Temperatura (°C): 25,00

Pressão Atmosférica (mmHg): 760

Tipo de Fluido: Ar Outros

Condições de Seleção

Vazão (m³/h): 2.400

Pressão Estática (mmca): 25,0

Linha do Ventilador: RLS

	DIAM	VEL DESC.(m/s)	REND.(%)	RPM	VEL PERIF.(m/s)	POT ABS.(cv)
1)	500	3,33	75,87	778	20,38	0,30
2)	450	4,12	78,22	887	20,90	0,30
3)	400	5,21	79,09	1051	22,03	0,30
4)	355	6,61	69,49	1370	25,48	0,35
5)	315	8,40	60,85	1770	29,20	0,43
6)	280	10,63	49,97	2320	34,03	0,57
7)	250	13,33	30,37	3503	45,86	1,05

Ventilador: RLS 315 CLASSE I

Temperatura de Operação: 25 °C

Pressão Barométrica: 760 mmHg

Densidade do Fluido: 1,185 kg/m³

Vazão: 2.400 m³/h

Pressão Estática (SE): 25,0 mmca

Pressão Total (SE): 29,3 mmca

Pressão Total (ST): 29,8 mmca

Pressão Estática (ST): 25,4 mmca

Velocidade de Descarga: 8,40 m/s

Rendimento: 60,85 %

Rotação: 1770 rpm

Potência Absorvida (ST): 0,43 cv

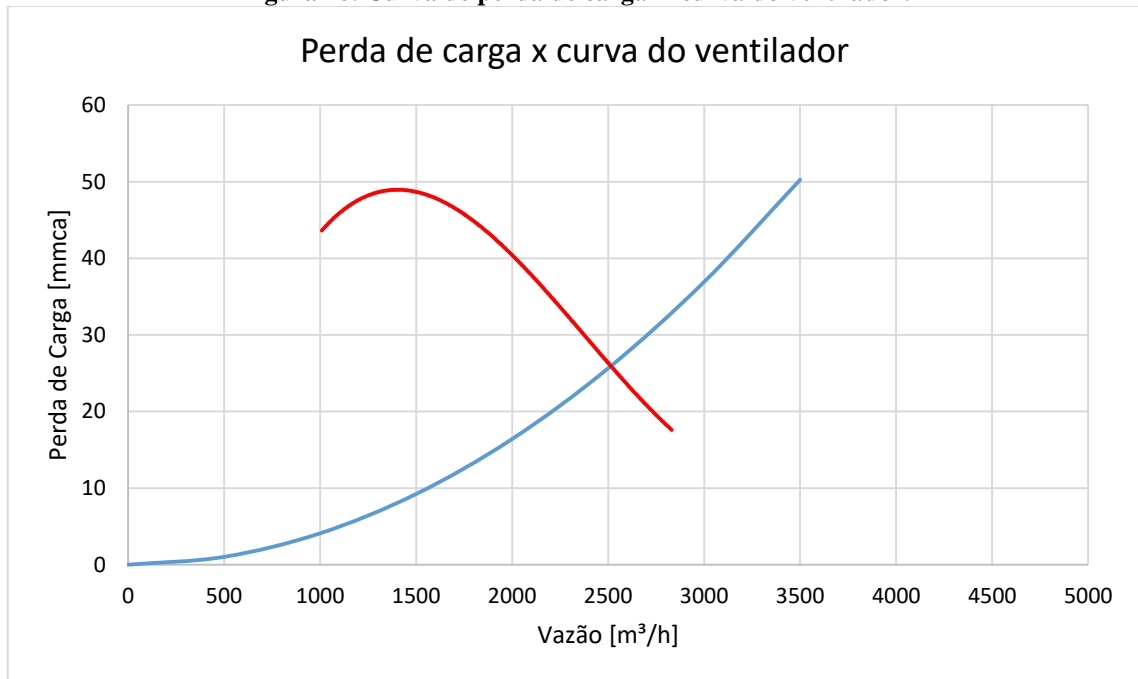
Potência Absorvida (SE): 0,43 cv

Velocidade Periférica: 29,20 m/s

Pressão Sonora (1m) C.L.: 68 dBA

Fonte: Autoria própria (2020).

Figura 28. Curva de perda de carga X curva do ventilador.



Fonte: Autoria própria (2020).

Para a correta utilização do ventilador se faz necessário empregar amortecedores de vibração em sua base e um inversor de frequência para regular o acionamento e velocidade de rotação.

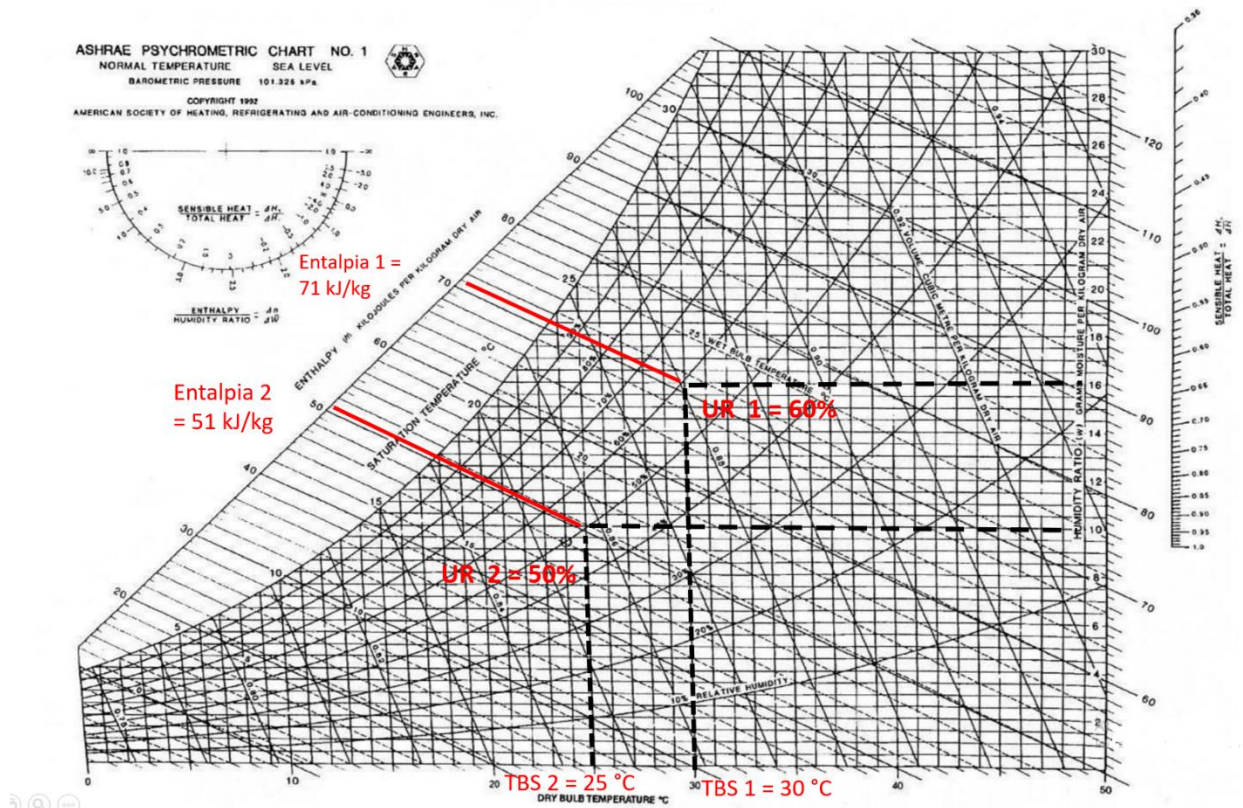
4.3 REFRIGERAÇÃO E DESUMIDIFICAÇÃO

Para realizar a diminuição da temperatura e da umidade do ar foi dimensionada a carga térmica de um sistema de refrigeração capaz de suprir às necessidades do projeto.

Tendo em vista que o túnel será instalado em uma sala climatizada do laboratório de fluidodinâmica e sólidos Particulados, a carga térmica de refrigeração será portanto menor para chegar a um mesmo ponto de estado, em comparação ao estar ao ar livre, devido ao clima quente e úmido da região amazônica.

Sendo assim, foram estabelecidos pontos de estado razoáveis na carta psicrométrica para dimensionar a potência do equipamento de refrigeração utilizando a equação 14. Os pontos de estado estão representados na figura 29. A carga térmica total calculada para refrigerar e desumidificar o ar úmido de acordo com a faixa de energia desejada para o processo, bem como os dados de entrada, estão descritos na tabela 8.

Figura 29. Pontos de estado para refrigeração e desumidificação.



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2001).

Tabela 8. Dados para refrigeração e desumidificação.

DADOS DE ENTRADA		
ÁREA DA SEÇÃO DE TESTES	0,06	m ²
Velocidade máxima	11	m/s
Vazão volumétrica	2376	m ³ /h
cp	1,02	kJ/kg.K
ρ (ar 30 °C)	1,1644	kg/m ³
Vazão mássica	0,768504	kg/s
RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO		
Temperatura 1	30	°C
Temperatura 2	25	°C
Umidade relativa 1	60	%
Umidade relativa 2	50	%
Entalpia 1	71	kJ/kg
Entalpia 2	51	kJ/kg
Entalpia água 25°C	104,9	kJ/kg
W 1	0,016	kg/kg
W 2	0,008	kg/kg
\dot{q}	14,725	kW
\dot{q}	50,203	kBtu/h

Fonte: Autoria própria (2020).

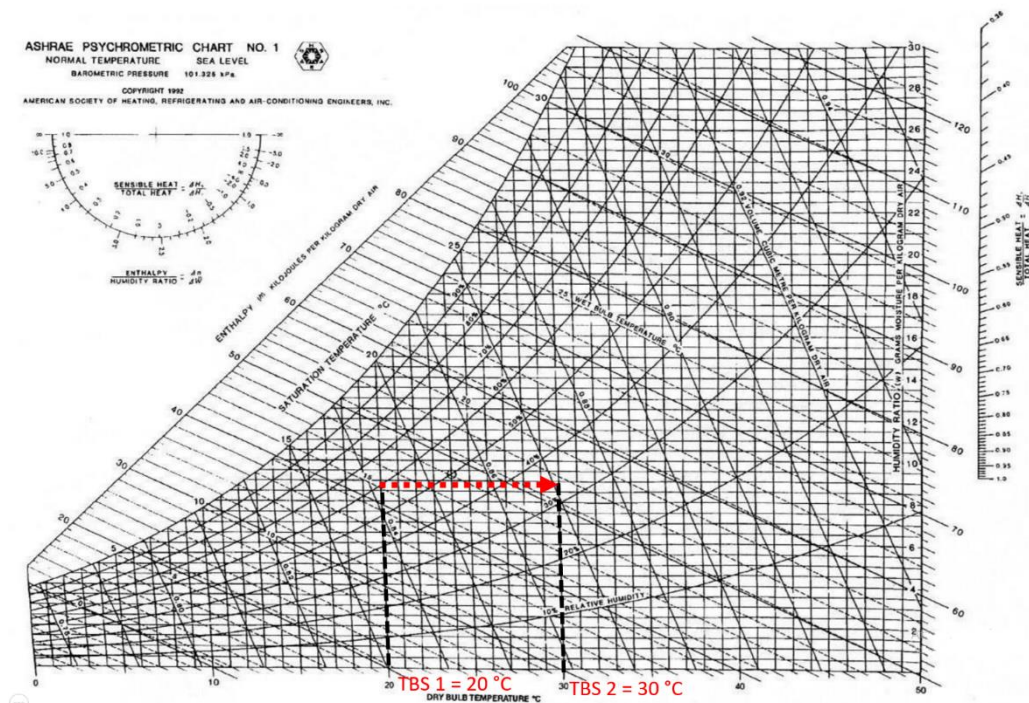
De acordo com a carga térmica calculada buscou-se no mercado opções de aparelhos de refrigeração adequados para o projeto. Por fim a escolha foi de um aparelho do tipo *Split* duto com capacidade de refrigeração de 54.000 BTu/h com a tecnologia inverter para um controle mais preciso da temperatura. Deve-se empregar um duto de ar que adapta a saída do aparelho de refrigeração ao ventilador.

4.4 AQUECIMENTO SENSÍVEL

Para realizar o aquecimento sensível do ar foi dimensionada a carga térmica de um sistema de aquecimento capaz de atender às necessidades do projeto.

Sendo assim, estabelecendo pontos de estado razoáveis na carta psicrométrica, foi calculada a carga térmica total para realizar o aquecimento do ar úmido. Os valores dos pontos de estado 1 e 2, bem como a carga térmica necessária para o processo, estão representados na figura 30 e descritos na tabela 9.

Figura 30. Pontos de estado para o aquecimento sensível.



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2001).

Tabela 9: Dados para o aquecimento

DADOS DE ENTRADA		
ÁREA DA SEÇÃO DE TESTES	0,06	m ²
Velocidade máxima	11	m/s
Vazão volumétrica	2376	m ³ /h
cp	1,02	kJ/kg.K
ρ (ar 20 °C)	1,2041	kg/m ³
Vazão mássica	0,794706	kg/s
AQUECIMENTO SENSÍVEL		
Temperatura 1	20	°C
Temperatura 2	30	°C
q aquecimento	8,1060012	kW

Fonte: Autoria própria (2020).

Foi realizada a cotação do conjunto de resistências elétricas capaz suprir a demanda. A Opção comercial mais acertada constituiu uma bateria de resistências elétricas compostas por dois conjuntos de 5000 W.

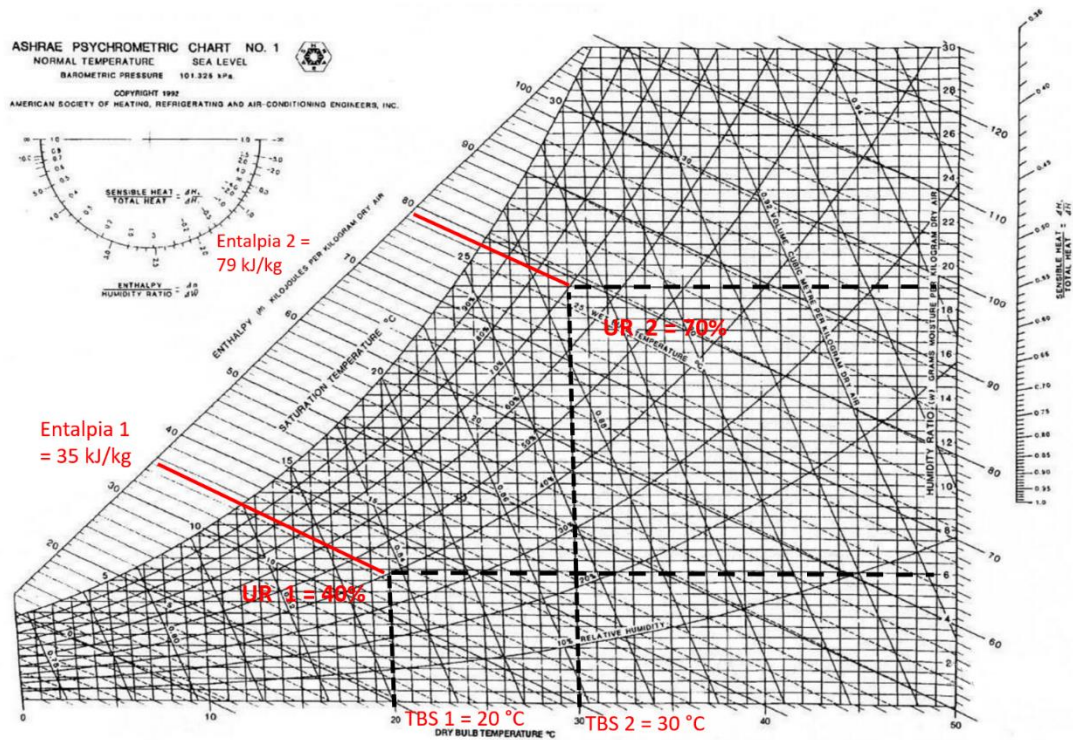
Portanto a descrição técnica da seção de aquecimento para este projeto se dá da seguinte forma: Banco de resistências: Tensão: 220V; Potência: 5.000 watts; Dimensões: 300x200x300mm; Caixa contendo: 9 resistências; Cada resistência contém 556 watts Material: com tubo inox 304 e aletas em ferro zincado; Material das caixas da resistência: Caixa em chapa galvanizada, isolada com lã de vidro, rechapeada com chapa galvanizada, com contra flanges para instalação na rede de dutos; Pintura alumínio; Possui gaveta lateral para colocação das resistências aletadas, com puxador e bornes; Termostato de segurança; A ligação das resistências será feita com fios de silicone para alta temperatura 200°C, com bornes de cerâmica para 500 V.

4.5 PULVERIZAÇÃO DE ÁGUA

Para realizar a adição de umidade ao sistema, foi calculado a vazão mássica de água que de acordo com a faixa de umidade desejada, em um sistema de aquecimento seguido por umidificação capaz de atender às necessidades do projeto.

Estabelecendo os pontos na carta psicrométrica para o aquecimento seguido de umidificação, tem-se os pontos de estado descritos na figura 31.

Figura 31. Pontos de estado para aquecimento seguido por umidificação.



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2001).

Utilizando a potência calculada para o aquecimento sensível, tem-se o resultado da vazão mássica de água que deve ser introduzida no fluxo de ar para realizar a umidificação. Os resultados estão expressos na tabela 10.

Tabela 10. Dados para aquecimento seguido de umidificação.

DADOS DE ENTRADA		
Área da seção de testes	0,06	m ²
Velocidade máxima	11	m/s
Vazão volumétrica	2376	m ³ /h
ρ (ar 20 °C)	1,2041	kg/m ³
Vazão mássica de ar	0,794706	kg/s
Entalpia água 25°C	104,9	kJ/kg
\dot{q}	8,1060012	kW
UMIDIFICAÇÃO		
Entalpia 1	35	kJ/kg
Entalpia 2	79	kJ/kg
W 1	0,006	kg/kg
W 2	0,019	kg/kg
\dot{m}_w	0,002471556	kg/s

Fonte: Autoria própria (2020).

O laboratório de Fluidodinâmica e Particulado, onde se destina o projeto do túnel de vento psicrométrico já possui um sistema de pulverização de água por bicos de spray que injetam água e ar a alta pressão, sendo apenas necessário ajustar o sistema ao túnel de vento para realizar a umidificação. A descrição técnica do equipamento em questão está no ANEXO A.

4.6 SISTEMA DE CONTROLE

A interface homem máquina do sistema de controle deverá ser feita via CLP (Controlador Lógico Programável) o qual funciona como um sistema retroalimentado, neste caso o CLP recebe as informações por meio de sensores de umidade e temperatura tanto na entrada do túnel psicrométrico como na seção de testes, usando estes sinais para criar uma comunicação entre o sistema de desumidificação e resfriamento com o de aquecimento e o de umidificação.

O controlador automático é composto de um **painel (500x600x170)** o qual possui uma tela de 3,5" *Touch Screen* resistivo, CPU 32 bits, proteção IP65; um **Controlador lógico programável** de 8 entradas, programação Ladder, entradas/saídas digitais: até 112 (comas unidades de expansão); número de instruções: aproximadamente 110 básicas e 210 de alto nível. Capacidade do programa: 16000 passos; Saída PWM: 4 canais (6Hz até 8,4kHz). Um **modulo de comunicação USB/RS 485 MODBUS**: Conector USB-B Fêmea para ligação com computador Porta R2-485 Isolada para conexão de até 32 instrumentos, sem a necessidade de terminação. E uma **Fonte de alimentação**: Saída de 10A 24VDC Alimentação: 90A 250VCA Contendo disjuntores de proteção.

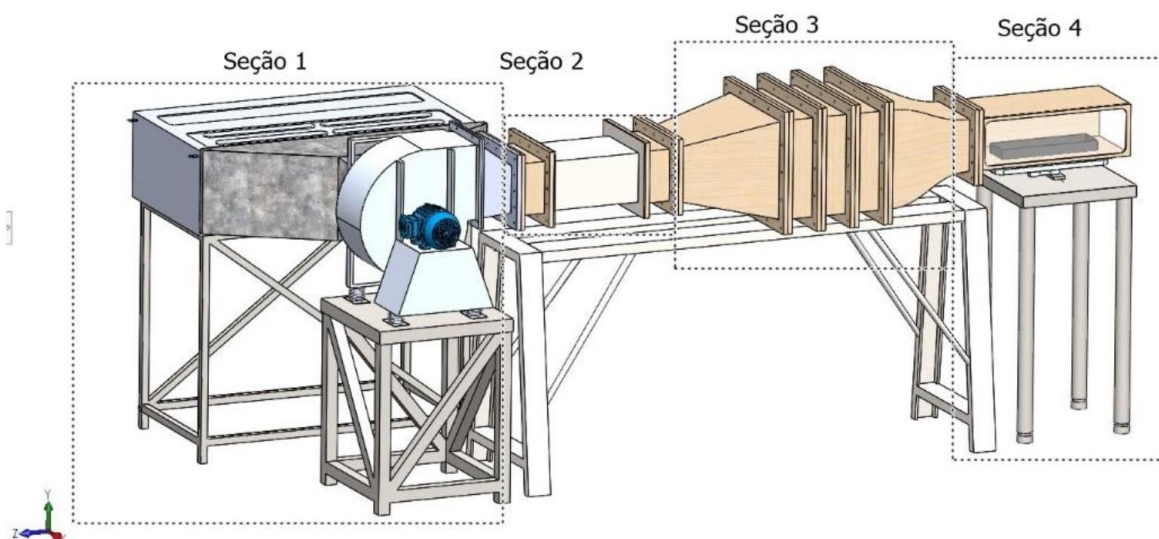
O conjunto de sensores é composto de: **Sensor de temperatura** de 90 a 264Vac (50/60 Hz) Temperatura de controle: -50 a 100°C (com resolução de 0.1°C) Sistema de comunicação via RS 485 Software de aquisição de dados. **Sensor de umidade** Alimentação direta MT 530E Super: 115 ou 230 Vac $\pm 10\%$ (50/60 Hz) Umidade de controle 10 a 85%UR $\pm 5\%$ UR (com resolução de 0.1%UR) Sistema de comunicação via RS485 Software de aquisição de dados, **Sistema de acionamento através de chaves estáticas bipolar com acionamento PWM e 100A**, e **Relés de interface para acionamentos das válvulas solenoides dos bicos de pulverização**.

4.7 ARRANJO GERAL DO EQUIPAMENTO

O túnel psicrométrico se caracteriza como uma instalação composta por vários sistemas, que tem como finalidade simular os efeitos de secagem sobre pilhas e vagões carregados com minério. Possui uma estrutura dimensionada para reduzir turbulência e perturbações ao escoamento do vento que por final chega na seção de testes com velocidade controlada e não perturbada. Para controle de temperatura e umidade, a estrutura é equipada com um controlador lógico programável que em conjunto a sensores, atuadores e dispositivos regulam temperatura, umidade e velocidade de acordo com as condições requisitadas pelos ensaios.

Na figura 32 tem-se o desenho 3D do arranjo geral túnel de vento psicrométrico, bem como a indicação das seções que compõem o equipamento.

Figura 32. Arranjo geral túnel de vento psicrométrico.



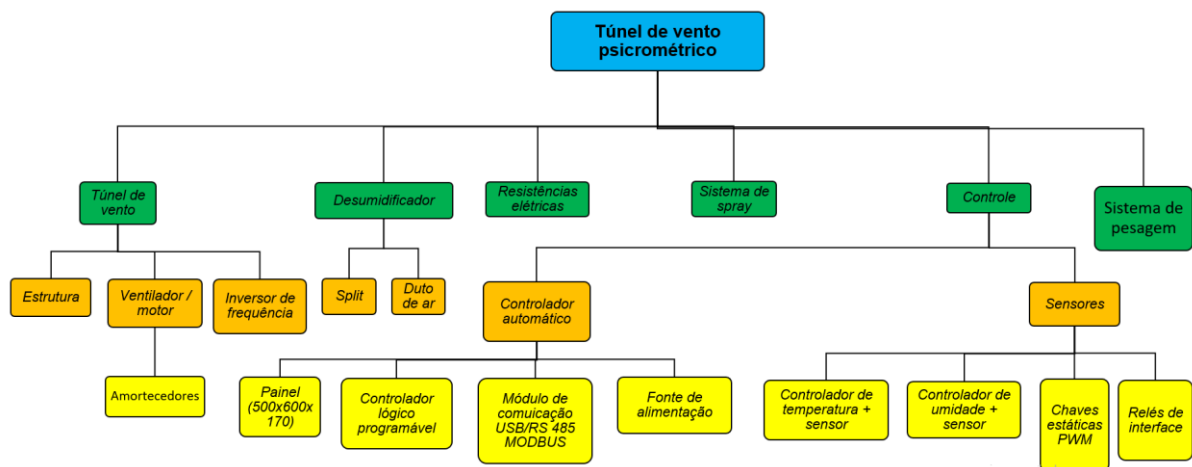
Fonte: Autoria própria (2020).

A seção de ventilação (1) é composta por uma unidade de desumidificação e refrigeração de ar, um difusor para conduzir o ar até a entrada de um ventilador de simples sucção, o qual sopra o ar para a seção (2) de aquecimento e umidificação. A seção (2) é composta por um duto retangular que comporta resistências elétricas tubulares e bicos de pulverização de água. A seção (3) é a seção de estabilização do ar, o qual deve ter seu nível de perturbação reduzido até a entrada da seção de testes (4). Esta, por sua vez, é o local onde os modelos de vagão e pilhas serão posicionados e estudados. A seção (4) está equipada com um sistema de pesagem o qual permite medições de perda de massa de modo contínuo, com registro de dados automático.

4.8 CUSTOS TOTAIS DO PROJETO

Os custos totais do projeto englobam todos os sistemas e subsistemas do túnel de vento psicrométrico, incluindo a mão de obra que nestes casos tem de ser especializada. Na figura 33 é apresentado um esquema dos sistemas que compõem o túnel de vento psicrométrico, em seguida tem-se a tabela 11 com os respectivos custos do projeto.

Figura 33. Todos os sistemas que compõem o túnel de vento psicrométrico.



Fonte: Autoria própria (2020).

Tabela 11. Custos do projeto.

TÚNEL PSICROMÉTRICO	CUSTO
Sistema de controle completo	R\$ 27.080,00
Construção	R\$ 25.150,00
Sistema de Refrigeração	R\$ 12.873,95
Ventilador	R\$ 4.345,60
Inversor	R\$ 2.450,00
Resistências elétricas	R\$ 2.940,00
Duto de ar	R\$ 1.200,00
Amortecedores	R\$ 403,20
Total	R\$ 75.648,80

Fonte: Autoria própria (2020).

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A conclusão deste trabalho marca um importante passo para a realização de ensaios experimentais no estudo de secagem de minérios e outros materiais, sobretudo no estudo de controle de poeira. Uma vez que o trabalho alcançou o seu principal objetivo de criar o projeto de um aparato experimental capaz de realizar ensaios em laboratório de modelos de pilhas de minério e por meio deste equipamento será possível analisar como o arrasto convectivo do ar com umidade e temperatura controladas influencia no teor de umidade dos materiais e como isto influencia em outros fatores, como por exemplo, a geração de poeira.

Foi realizado o dimensionamento de cada componente do túnel de vento visando uma qualidade no escoamento, evitando a separação da camada limite.

Foi realizado o cálculo de carga térmica que apresentou resultados aceitáveis e por meio destes foram selecionados os componentes para controle da carga térmica e a apresentados os custos do projeto.

De modo geral os resultados obtidos foram satisfatórios, em conformidade com a literatura citada, e permitiu-se compor um projeto completo de um túnel de vento psicrométrico.

Em suma o trabalho realizado contribuiu para a formação em engenharia como um todo, sendo um meio de compreensão dos fenômenos estudados e de aplicação prática dos conceitos estudados na graduação.

REFERÊNCIAS

- ADAMS, S. A. Moist thermodynamics, Capítulo 16. In: POTTER, T. D.; COLMAN B. R. **Handbook of Weather, climate and water**. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2003. p.
- ASHRAE, HVAC. **Fundamentals handbook**. Capítulo 6, 2001.
- BARLOW, B.J.; RAE W.H.; POPE, A. **Low Speed Wind Tunnel Testing**. 3ª ed. New York:John Wiley & Sons, 1999. pp. 105–122, 1999.
- BELL, J. H., METHA, R. D. **Contraction Design for Small Low-Speed Wind Tunnels**. NASACR-182747, April 1988.
- BRADSHAW, P. e PANKURST, R. C. **The Design of Low-speed Wind Tunnels**. Prog. Aerospace Sci., 5, 1, 1964.
- BRITTO, J. F. B. Considerações sobre psicrometria. Revista SBCC, 45. ed., mai.-abr., 2010.
- BRUSCA, S., LANZAFAME, R., MESSINA, M. **Low-Speedwind Tunnel: Design And Build**. Wind Tunnels: Aerodynamics, Models and Experiments, Nova Science Publishers, inc., 2011.
- CALAUTIT, J. K., *et al* . **A validated design methodology for a closed-loop subsonic wind tunnel**. J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 125, PP 180–194, 2014.
- CAREY, V. P. *Liquid-vapor phase-change phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment*, Taylor & Francis, EUA, 1992.
- CATTAFESTA, L., BHR, C., MATHEW, J. **Fundamentals of Wind-Tunnel Design**. Encyclopedia of Aerospace Engineering. Edited by Richard Blockley and Wei Shyy, John Wiley & Sons, Ltd., 2010.
- COLLAR, A. R. **The effect of gauze on the velocity distribution in a uniform duct**. ARC R&M, 1939.
- combinations for turbulence management in a subsonic wind tunnel**. J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 99, pp 37–45, 2011.
- COPELAND, C. R. e KAWATRA, S. K. **Design of a dust tower for suppression of airborne particulates for iron making**. Minerals Engineering, v. 24, p. 1459–1466, set. 2011.
- COUTINHO, F. R. **Projeto de um túnel aberto subsônico**. 2014. 70 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) Universidade Federal do Rio de Janeiro/ Escola Politécnica, Rio de Janeiro.

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

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T.; PRITCHARD, P.J., “**Introdução à Mecânica dos Fluidos**”, Oitava Edição, LTC Editora, 2014.

GATLEY, D.P. **Understanding psychrometrics** 3°. ed Atlanta, GA, 2013 American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)

GOODY, M.; WALKER, J. C. G. *Atmosferas Planetárias*. Edgard Blücher, São Paulo, 1975.

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

HERNÁNDEZ, M. A. G. *et al.*, **Design Methodology for a Quick and Low-Cost Wind Tunnel**, Wind Tunnel Designs and Their Diverse Engineering Applications, Dr. Noor Ahmed (Ed.), ISBN: 978-953-51-1047-7, InTech, DOI: 10.5772/54169, 2013.

KRAMER, C. GEHARDT, H. J. **Wind Tunnels for Industrial Aerodynamics**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, pp 225-264, 1984.

KULKARNI, V., SAHOO, N., CHAVAN, S. D. **Simulation of honeycomb–screen combinations for turbulence management in a subsonic wind tunnel**. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* **99**, pp 37–45, 2011.

LI, Q. *Et al.* Axial porosity distribution in a packed bed of deformable particles: A numerical study based on DEM. In: A. LEVY AND H. KALMAN, **Handbook of Conveying and Handling of Particulate Solids** Elsevier Science B.V. Amsterdam, 2001. p. 127.

LINDGREN, B., JOHANSSON, A. V. **Design and Evaluation of a Low-Speed Wind-Tunnel with Expanding Corners**. Technical Reports from Royal Institute of Technology, Department of Mechanics, SE-100 44 Stockholm, Sweden, 2002.

MCQUISTON F. C. PARKER J. D. SPITLER J. D. **Heating, ventilating, and air conditioning: analysis and design** 6ª ed. John Wiley & Sons, Inc., 2005

MEHTA, R. D. **The Aerodynamic Design of Blower Tunnels with Wide-Angle Diffusers**. Prog. Aerospace Sci., Vol 18, No. 1, pp. 59-120, 1977.

MEHTA, R., BRADSHAW, P. **Technical notes: design rules for small low speed wind tunnels**. Aeronaut. J. R. Aeronaut. Soc., 443–449, 1979.

MILLER, A. *Meteorology*. Charles E. Merrill, Columbus, Ohio, 1971.

NETO, S. S.; NAKANO, O., BARBIN, D.; VILA NOVA, N. A. Manual de Ecologia dos Insetos. Ceres, São Paulo, 1976.

POZZOBON, J.C **Recuperação de água em torres de resfriamento por meio de estruturas de condensação porosas**, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC,2015.

PRANDTL, L. **The attainment of a steady air stream in wind tunnels**. NACAC-CTM-726, 1938.

SANTOS JÚNIOR, R. M. dos. **Procedimentos Experimentais para Avaliação da Emissão de Poeira em Manuseio de Minério**. 2018. 167 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético), Universidade Federal do Pará Tucuruí, PA.

SANTOS JÚNIOR, R. M. dos. **Projeto e construção de um túnel de vento subsônico de circuito aberto**. 2015. 91 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Pará Belém, PA.

SIMMONS, L. F. G., COWDREY, C. F. **Measurements of the aerodynamic forces acting on porous screens**. ARC R&M 2276, 1945.

SWINDERMAN *et al.*, **Foundations**: Guia prático para um controle mais limpo, seguro e produtivo de pó e material a granel 4ª ed. Martin Engineering, Ltda: Neponset, Illinois, 2012.

VAREJÃO-SILVA, M. A. **Meteorologia e Climatologia**. 2º. ed. Brasília: INMET, 2000. v. 1. 515p.

VAREJÃO-SILVA, M. A. **Meteorologia e Climatologia**. Recife 2006. Versão digital 2

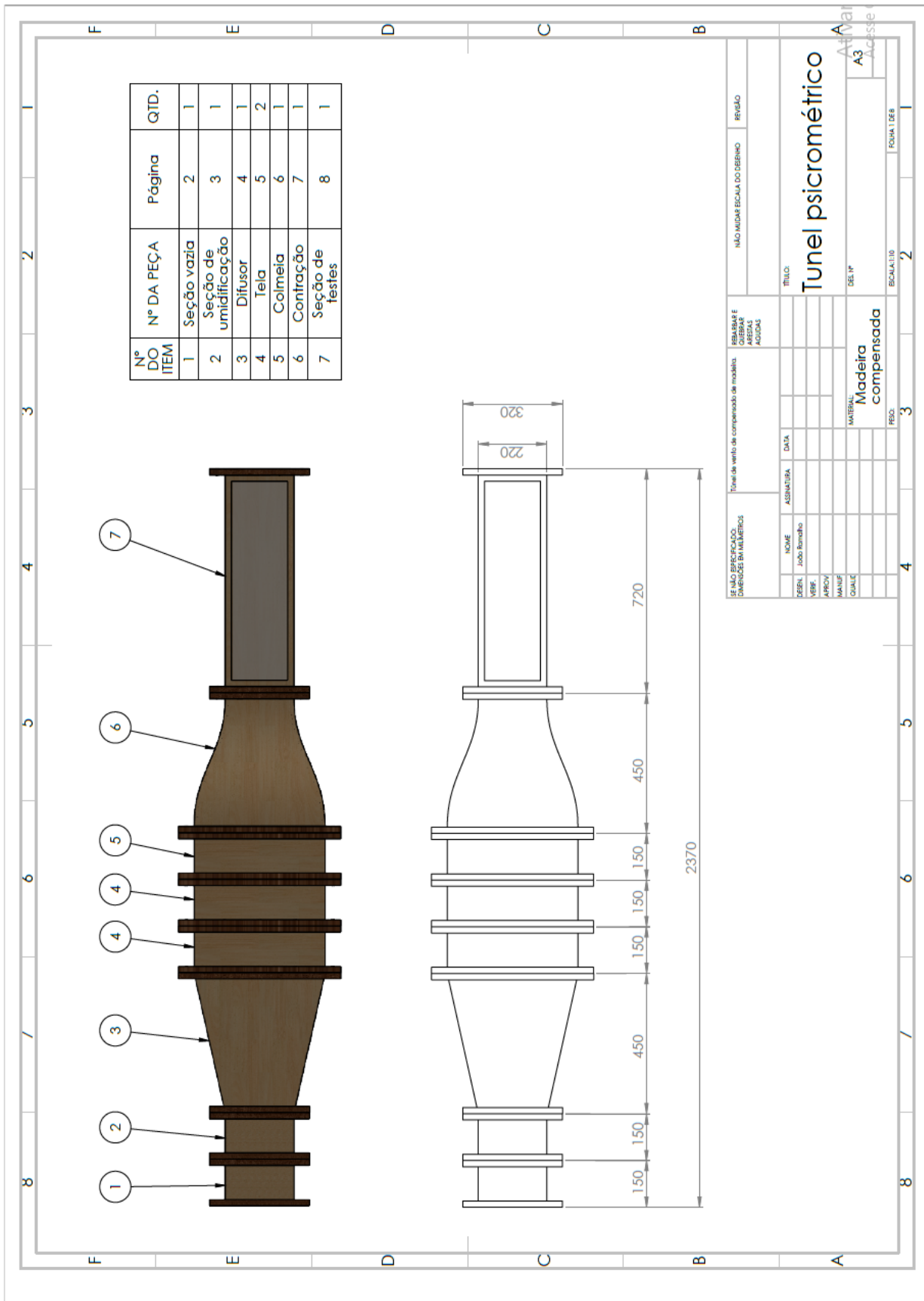
WALLIS, R., A., **Axial flow, fans and ducts**. Malabar, Florida, 1993

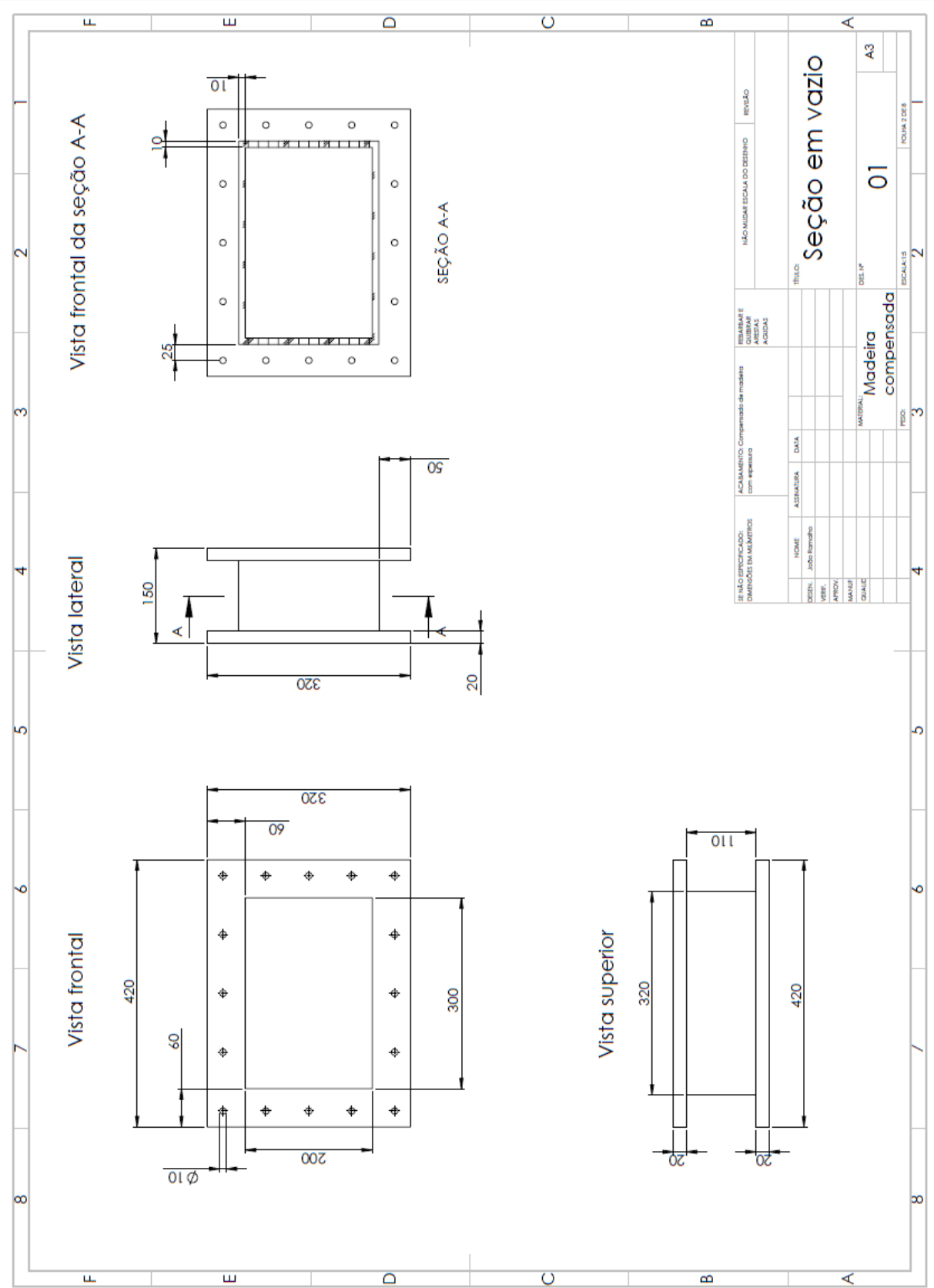
WATTENDORF F. L. **Factors Influencing the Energy Ratio of Return Flow Wind Tunnels**. Fifth International Congress for Applied Mechanics, Cambridge, September 12-16, 1938.

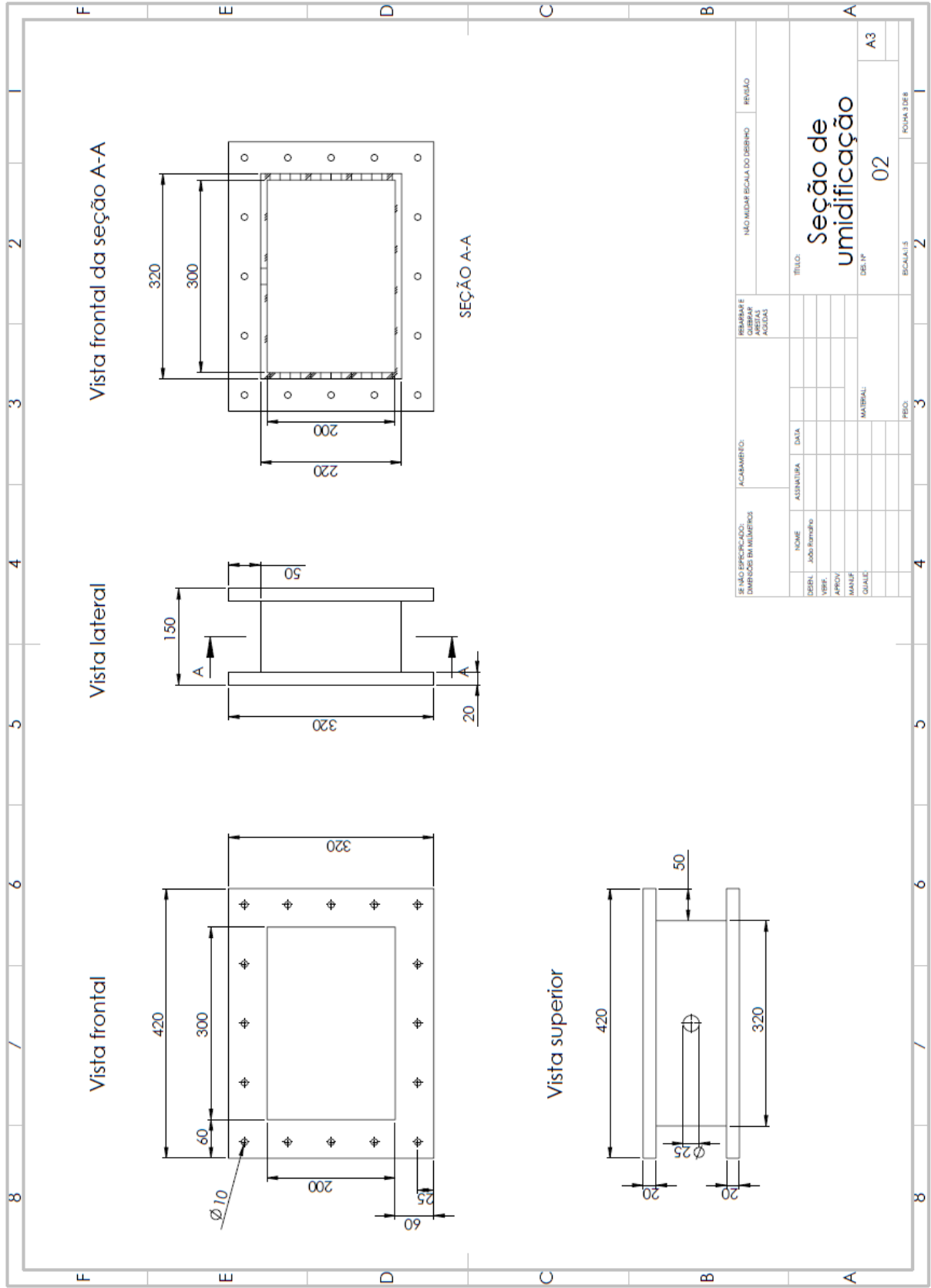
WHITE, F.. **Mecânica dos Fluidos**. 6ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2011

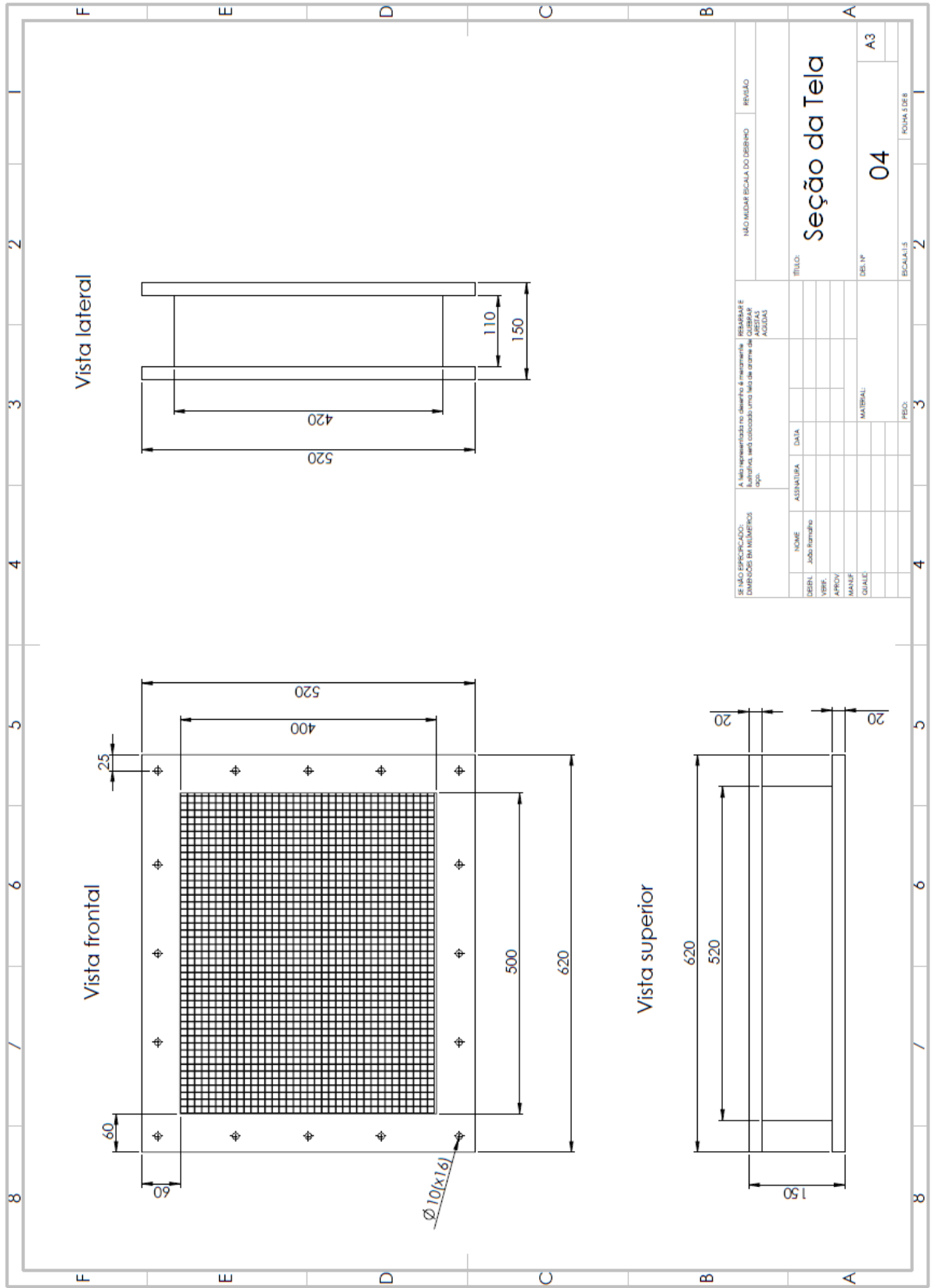
WIEGHARDT, K. E.G. **On the resistance of screens**. *Aeronaut. Q.* 4, 186, 1953.

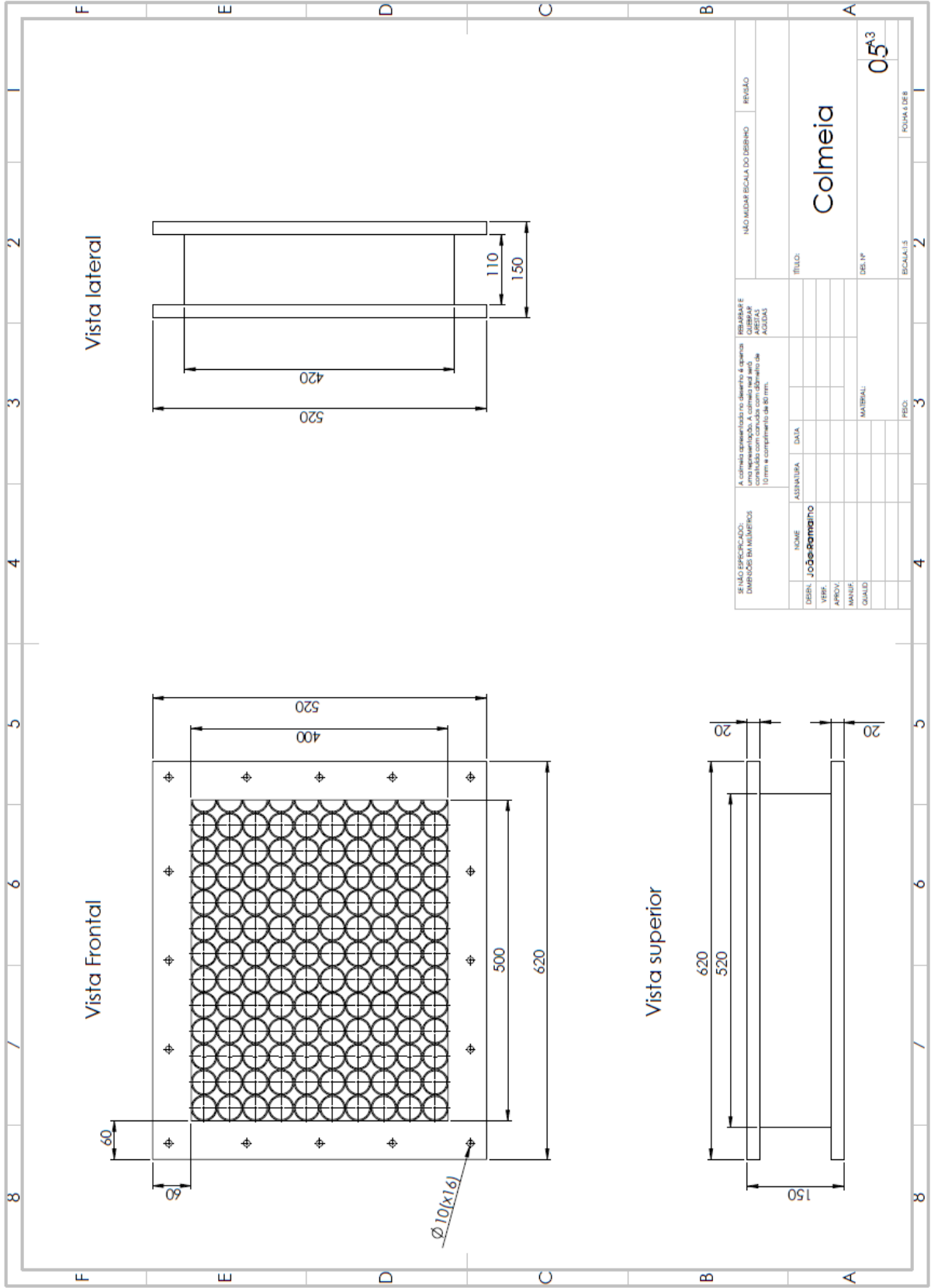
APÊNDICE A - Desenhos técnicos do túnel de vento

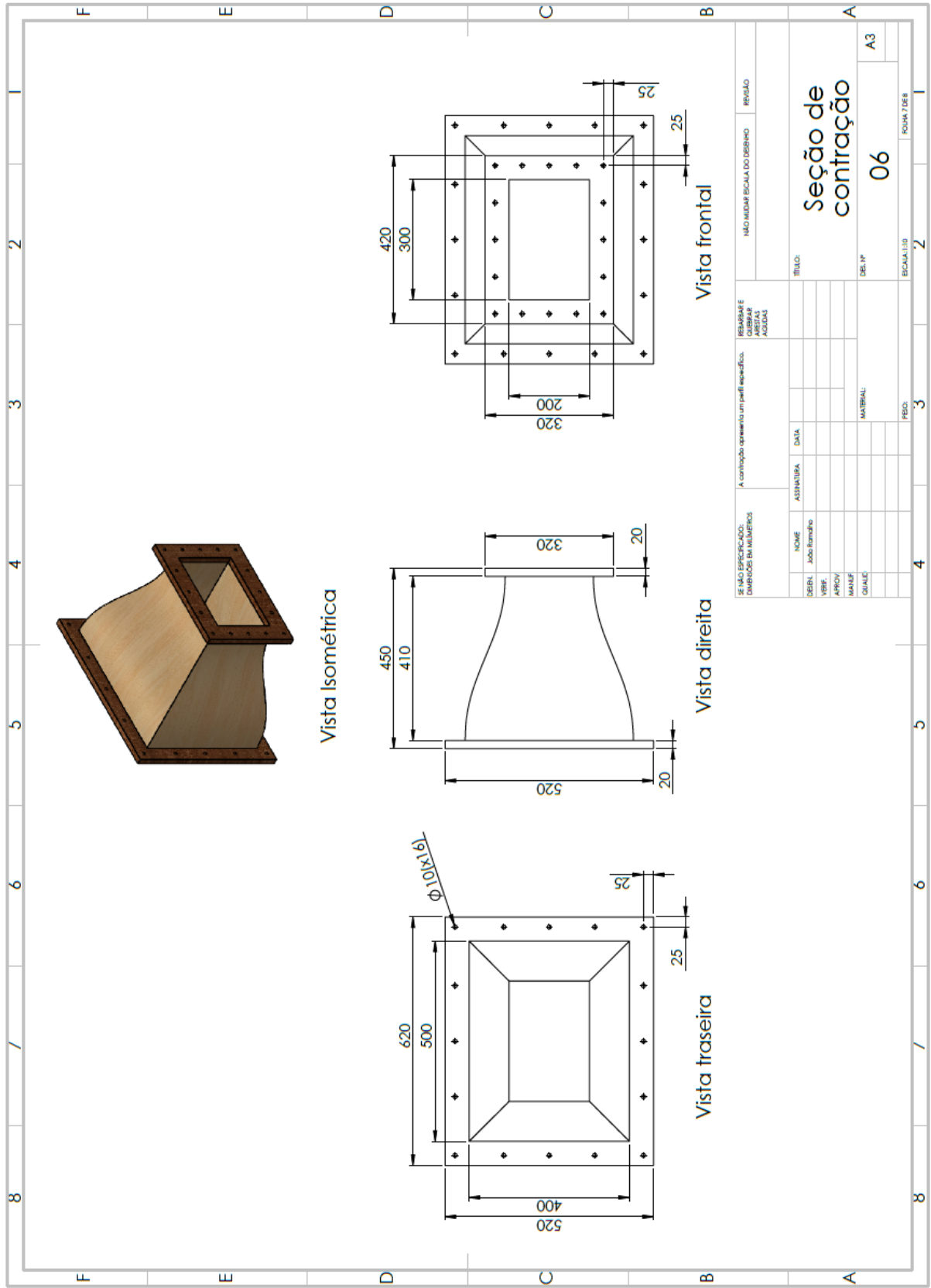












ANEXO A - Especificação do sistema de pulverização



Spraying Systems Co.[®]

Estrada Part. Yae Massumoto, 309/313 – São Bernardo do Campo – 09842-160 – Tel.: (11) 2124-9500 – Fax: (11) 4392-7007 www.spray.com.br

Apresentação do Sistema

Cada equipamento de pulverização é configurado e testado conforme abaixo antes de expedido pela fábrica:

- ❖ Teste de Pressão nas linhas de Líquido e Ar Comprimido (quando disponíveis), a fim de detectar qualquer vazamento.
- ❖ Cabeamento correto dos componentes.
- ❖ Teste de funcionalidade do controlador.

Parâmetros de Projeto

O Sistema Modular de Pulverização Autojet[®] 1550+ para a sua aplicação foi projetado baseado nos seguintes dados:

- Dados da pistola:
 - Tipo de pistola: 1/4JAU
 - Numero de pistolas instaladas: Uma (1)
 - Atuador automático das pistolas: Pneumático
 - Parâmetros de operação para 1 bico:

	Minímo	Máximo
Pressão de Líquido	0,4 barg	4 barg
Vazão de Líquido	1,4 l/h	23 l/h
Pressão de ar de atom.	1 barg	4 barg
Vazão de ar de atom.	18 NI/min	40 NI/min

- Dados do líquido:
 - Máx. Vazão de líquido: 23 l/h
 - Nome do líquido: Água.
 - Temperatura do líquido: 18°C mínimo á 40°C máximo



- **O Líquido deve ser compatível com PVC, aço inoxidável, Polipropileno, EPDM, PTFE, latão niquelado, Viton[®], e Nylon.**

- Consumíveis:
 - Ar comprimido:
 - Pressão de entrada: 100 psi (7 bar) máxima.
 - Vazão de ar máxima: 50 scfm (1410 NI/min) á máxima vazão da bomba
 - Qualidade de ar requerida:
 - Ar limpo, seco de acordo c/ DIN ISO 8573-1
 - Sólidos - classe 5
 - Teor de óleo – pelo menos classe 5

- O cliente deverá determinar a qualidade do ar necessária em função das necessidades do seu processo

- Especificação Padrão do Sistema:
 - Para ser instalado sob abrigo.
 - Min. temperatura ambiente: 5°C
 - Máx. temperatura ambiente: 40°C
 - Máx. umidade relativa: 90%
 - Não é à prova de explosão (Non-Ex)
 - NEMA 4 (IP 56)
 - Altura acima do nível do mar: < 1000 m

- Detalhes construtivos:
 - Conexões de Ar & Líquido:
 - Entrada de ar: 1/2" NPT (F)
 - Entrada de líquido: Conexão 3/8" O.D. (F)
 - Saída de Líquido e de retorno: Conexão 3/8" O.D. (F)
 - Saída do ar de atomização: Conexão 3/8" O.D. (F)

- Dimensões:
 - Largura: 14 in. (355.6 mm)
 - Profundidade: 14 in. (355.6 mm)
 - Altura: 27.5 in. (698.5 mm)
 - Peso: 57 lbs. (25.9kg)
- Material: Aço Inox



Nota: A aparência do sistema entregue pode variar.

Sistema Modular de Pulverização 1550+

O sistema para sua aplicação específica é o Sistema de Pulverização Modular 1550+ versão com bomba industrial, com conexões NPT e as seguintes configurações:

Painel de Controle 1550+

- Controlador de Pulverização Autojet® Modelo 1550+
- Enclausuramento do painel de controle em Aço Inox NEMA 4
- Cabo de alimentação - 127-220v/60Hz

Painel de Válvulas

- Filtro de entrada de ar comprimido e válvula manual shutoff;
- Regulador manual da entrada de ar e manômetro para controlar a pressão de ar da bomba
- Regulador manual da pressão de líquido e manômetro (range 0 - 4 bar)
- Regulador manual da pressão de ar de atomização e manômetro (range 0 - 4 bar)
- Filtro de líquido malha 100
- PVC, Aço Inox, EPDM, PTFE, latão, Viton®, e Nylon nas superfícies molhadas
- Bomba de duplo diafragma operada a ar (7,57 l/min @ 2,75 bar).

Documentação

- cliente recebe:
 - Manual do usuário completo do Sistema de Pulverização Modular 1550+ em Português.

Especialistas em Tecnologia de Pulverização



Bits



Automação



Análise Técnica



Sistemas



ANEXO B - Desenho técnico da seção de aquecimento