

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA FERROVIÁRIA E METROVIÁRIA

LETÍCIA HOLTZ TELLES

PROJETO DE UMA PLATAFORMA DE TESTES DE SISTEMAS DE
CONDICIONAMENTO DE AR DE VEÍCULOS AUTOMOTIVOS SEGUINDO A
NORMA SAE J2765:2017

Joinville

2024

LETÍCIA HOLTZ TELLES

PROJETO DE UMA PLATAFORMA DE TESTES DE SISTEMAS DE
CONDICIONAMENTO DE AR DE VEÍCULOS AUTOMOTIVOS SEGUINDO A
NORMA SAE J2765:2017

Trabalho apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Ferroviária e Metroviária, no Curso de Engenharia Ferroviária e Metroviária, do Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Marcus Vinícius Volponi Morteau

Coorientador: Dr. Ernane Silva

Joinville

2024

LETÍCIA HOLTZ TELLES

PROJETO DE UMA PLATAFORMA DE TESTES DE SISTEMAS DE
CONDICIONAMENTO DE AR DE VEÍCULOS AUTOMOTIVOS SEGUINDO A
NORMA SAE J2765: 2017

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Ferroviária e Metroviária, no Curso Ferroviária e Metroviária, do Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville (SC), 28 de novembro de 2024.

Banca Examinadora:

Dr. Marcus Vinícius Volponi Morteau
Orientador

Dr. Ernane Silva
Coorientador

Dr. Nelson Yurako Londono Pabón
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dr. Thiago Dutra
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho à minha família. Minha gratidão por tudo o que vocês fizeram e fazem por mim é imensa. Sem o amor, apoio e incentivo de vocês, este sonho não seria possível.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, à minha família, que foi o meu alicerce durante toda a graduação. Agradeço por cada momento em que me motivaram e me deram forças para seguir em frente. Ao meu pai, Laercio Telles, que é minha inspiração de carreira; um dia almejo ser uma engenheira tão excepcional quanto ele. À minha mãe, Karla Eliza Holtz Telles, por todo o apoio e os sábios conselhos, e à minha irmã, Livia Holtz Telles, minha companheira de vida, por estar sempre ao meu lado.

Quero expressar minha gratidão ao meu orientador, Dr. Marcus Vinícius Volponi Morteau, pelo direcionamento no desenvolvimento deste trabalho e por ter estado ao meu lado durante esse último ano, sendo uma verdadeira inspiração como professor e pesquisador. Ao meu coorientador, Dr. Ernane Silva, agradeço pelo apoio e pela orientação ao longo do projeto.

Agradeço à Universidade Federal de Santa Catarina, pelo ambiente de aprendizado e desenvolvimento profissional, e ao laboratório Thermofluids Engineering Group, que proporcionou a infraestrutura e os recursos essenciais para a realização desta pesquisa.

Meus agradecimentos aos colegas do Thermofluids Engineering Group, pelo trabalho conjunto, pelo companheirismo e pela amizade. Sem vocês, os dias de trabalho no laboratório não teriam sido tão motivadores e gratificantes.

Por fim, agradeço aos meus amigos de graduação, especialmente à minha grande amiga Luiza Pedroso Grola, que esteve comigo desde o início da graduação, compartilhando os melhores e os piores momentos. Agradeço pelas risadas e pela companhia nos dias difíceis, pela parceria e por cada momento vivido.

Chegar aqui já diz que eu já venci.
(Lupe de Lupe, 2014).

RESUMO

Os sistemas de climatização automotiva são essenciais para o conforto térmico dos ocupantes do veículo, garantindo a manutenção de condições ideais de temperatura e umidade no interior. Durante o projeto desses sistemas, a fase de validação experimental pode ser realizada por meio de testes no próprio veículo ou em bancadas experimentais, que são vantajosas pela praticidade e replicabilidade dos ensaios, uma vez que as variáveis de temperatura, velocidade do escoamento e umidade do ar podem ser minuciosamente controladas. O objetivo do presente trabalho é o projeto de uma bancada de testes para condicionadores de ar veiculares. O conceito da bancada consiste em duas câmaras frigoríficas equipadas com sistemas de climatização internos. Em cada câmara, foram especificados túneis de vento que acomodam os trocadores de calor do sistema de climatização automotiva, juntamente com um sistema de instrumentação para a medição precisa de variáveis como temperatura, pressão e vazão de ar. Os principais resultados deste trabalho consistem na especificação dos túneis de vento e no detalhamento do projeto da bancada de testes, assegurando que as condições necessárias para a validação dos sistemas de climatização automotiva sejam atendidas.

Palavras-chave: condicionamento de ar; bancada de testes; túneis de vento.

ABSTRACT

Automotive air conditioning systems are essential for ensuring the thermal comfort of vehicle occupants, maintaining ideal temperature and humidity conditions inside the cabin. During the design phase of these systems, experimental validation can be conducted either through tests on the vehicle itself or on experimental benches, which offer advantages in terms of practicality and reproducibility, as variables such as temperature, airflow velocity, and air humidity can be meticulously controlled. The objective of this study is to design a test bench for automotive air conditioning systems. The bench concept consists of two refrigerated chambers equipped with internal climate control systems. In each chamber, wind tunnels were specified to house the heat exchangers of the automotive air conditioning system, along with an instrumentation system for precise measurement of variables such as temperature, pressure, and air flow. The main outcomes of this work include the specification of the wind tunnels and the detailed design of the test bench, ensuring the necessary conditions for validating automotive air conditioning systems.

Keywords: air conditioning; test bench; wind tunnels.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo de compressão de vapor.	21
Figura 2 – Circuito de condicionamento de ar.	22
Figura 3 – Esquemático sistema de condicionamento de ar automotivo.	23
Figura 4 – Posicionamento sistema de condicionamento de ar automotivo no veículo.	24
Figura 5 - Túnel de vento de circuito-fechado.	28
Figura 6 -Túnel de vento de circuito-aberto.....	28
Figura 7 – Componentes do túnel de vento.....	29
Figura 8 – Diferença entre ventiladores centrífugos(a) e axiais(b).....	30
Figura 9 - Túnel de vento de circuito-aberto.....	31
Figura 10 – Colmeias hexagonais.....	33
Figura 11 – Telas com mesmo valor de Mesh mas diferentes diâmetros de fio.....	34
Figura 12 – Painéis tipo “sanduíche”	36
Figura 13 – Esquema funcionamento fan-coil	40
Figura 14 – Esquemático da bancada de Pabón.....	42
Figura 15 – Esquemático da bancada de Weston; Dunn; Miller.	43
Figura 16 – Esquemático da bancada de Prabakaran; Lal; Devotta.	44
Figura 17 – Esquemático da bancada de Cho; Lee; Park.	44
Figura 18 – Esquema equivalente do isolamento das câmaras.....	48
Figura 19 – Volume de controle para as resistências nas câmaras.....	52
Figura 20 – Seções de um túnel de vento	55
Figura 21 – Configuração dos bocais.....	61
Figura 22 – Volumes de controle para duto com bocal.....	64
Figura 23 – Vista externa câmaras projetadas.	68
Figura 24 – Vista externa câmaras projetadas.	68
Figura 25 – Cotas das câmaras projetadas.....	69
Figura 26 – Sistema de fan-coil.....	71
Figura 27 – Tempos necessários para atingir as condições de testes.....	73
Figura 28 – Diferentes seções me um túnel de vento.....	76
Figura 29 – Dimensões ideais para túnel condensador.....	79
Figura 30 – Dimensões ideais para túnel evaporador.	80

Figura 31 – Dimensões reais para túnel condensador	82
Figura 32 – Dimensões reais para túnel evaporador.....	83
Figura 33 – Posicionamento da instrumentação do evaporador.....	85
Figura 34 – Posicionamento da instrumentação do condensador	86
Figura 35 – Relação vazão e número de bocais abertos.....	88
Figura 36 – Dimensões dos bocais túnel de vento condensador.....	89
Figura 37 – Dimensões do menor bocal túnel de vento evaporador.....	90
Figura 38 – Dimensões do maior bocal túnel de vento evaporador.....	90
Figura 39 - Curvas de operação ventilador do condensador.....	95
Figura 40 - Curvas de operação ventilador do evaporador.....	96
Figura 41 - Relação Velocidade do escoamento na face do condensador e frequência aplicada	98
Figura 42 - Relação vazão na face do evaporador e frequência aplicada	98

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Dimensões trocadores de calor.....	54
Quadro 2 - Parâmetros para determinação da espessura do isolamento.....	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação de túneis de vento com base no valor de Mach	27
Tabela 2 – Condições de testes	47
Tabela 3 – Dimensões limites condensadores e evaporadores.....	74
Tabela 4 – Dimensões dos túneis de vento.....	78
Tabela 5 – Dimensões dos bocais.	89
Tabela 6 - Perda de carga nos acessórios	93
Tabela 7 – Perda de carga e vazão para evaporador e condensador.	94
Tabela 8 – Perda de carga máxima túnel de vento do condensador.	105
Tabela 9 – Perda de carga máxima túnel de vento do evaporador.....	106
Tabela 10 – Perda de carga mínima túnel de vento do condensador.....	107
Tabela 11 – Perda de carga mínima túnel de vento do evaporador.	108

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

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

CTJ – Centro Tecnológico de Joinville

HVAC – Heating, Ventilation, and Air Conditioning

IEC – International Electrotechnical Commission

ISO – International Organization for Standardization

SAE – Society of Automotive Engineers

TEG – Thermofluids Engineering Group

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{cond.}$ – Área de transferência de calor por condução (m^2)

$A_{sup.}$ – Área superficial (m^2)

a – Altura da seção transversal (m)

b – Largura da seção transversal (m)

$A_{B,max}$ – Área máxima (m^2)

$A_{B,min}$ – Área mínima (m^2)

cv – Calor específico a volume constante ($J/(kg \cdot K)$)

D – Diâmetro (m)

D_h – Diâmetro hidráulico (m)

D_{Base} – Diâmetro da base (m)

ΔP – Perda de pressão total (Pa)

$\Delta P_{Pontual}$ – Perda de pressão pontual (Pa)

ΔP_{Atrito} – Perda de pressão por atrito (Pa)

ΔP_{Bocal} – Perda de pressão no bocal (Pa)

ΔT – Diferença de temperatura (K)

ΔE_C – Variação da energia cinética (J)

ΔE_P – Variação da energia potencial (J)

ΔU – Variação da energia interna (J)

F_x – Força resultante no eixo x (N)

F_S – Força de superfície (N)

F_b – Força de corpo (N)

f – Fator de atrito (adimensional)

g – Aceleração gravitacional (m/s^2)

h – Coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/(m^2 \cdot K)$)

k – Condutividade térmica ($W/(m \cdot K)$)

L – Comprimento (m)

M – Número de Mach (adimensional)

\dot{m} – Vazão mássica (kg/s)

μ – Viscosidade dinâmica ($Pa \cdot s$)

n – Número de elementos (adimensional)

P – Pressão (Pa)

Q – Calor (J)

\dot{Q} – Taxa de transferência de calor (W)

R – Resistência térmica (K/W)

R_{total} – Resistência térmica total (K/W)

ρ – Densidade (kg/m³)

t – Tempo (s)

T – Temperatura (K)

V – Velocidade (m/s)

V_{Ar} – Velocidade do ar (m/s)

V_S – Velocidade do som (m/s)

W – Trabalho (J)

\dot{W} – Potência (W)

z – Altura ou elevação (m)

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	18
1.1. OBJETIVOS	19
1.1.1. Objetivo Geral.....	19
1.1.2. Objetivos Específicos	19
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
2.1. SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR AUTOMOTIVO.....	20
2.1.1. Composição do sistema de condicionamento de ar	22
2.2. COMPOSIÇÃO DA BANCADA DE TESTES	24
2.3. NORMAS	25
2.4. TÚNEIS DE VENTO.....	26
2.4.1. Regime de velocidade.....	27
2.4.2. Geometria	27
2.5. COMPONENTES DOS TÚNEIS DE VENTO	29
2.5.1. Ventiladores.....	29
2.5.2. Difusores	31
2.5.3. Contrações	31
2.5.4. Câmaras de retificação	32
2.5.5. Palhetas de curva.....	34
2.6. CÂMARAS CALORIMÉTRICAS	35
2.6.1. Transferência de calor	36
2.6.2. Controle térmico	38
2.6.2.1. Resfriamento	39
2.6.2.2. Aquecimento	40
2.7. BANCADAS EXISTENTES NA LITERATURA	41
3. METODOLOGIA	46
3.1. CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO	46
3.2. PROJETO DAS CÂMARAS	47
3.2.1. Determinação do Isolamento	47
3.2.2. Controle Térmico	50

3.2.2.1 Sistema de resfriamento.....	50
3.2.1.2. Sistema de aquecimento	52
3.3. TÚNEIS DE VENTO.....	53
3.3.1. Seções dos Túneis de Vento.....	56
3.3.2. Instrumentação	58
3.3.3. Projeto dos Bocais.....	59
3.3.4. Seleção dos Ventiladores	61
3.3.4.1. Vazão.....	62
3.3.4.2. Perda de carga.....	62
3.3.4.3. Inversor de frequência.....	66
4. RESULTADOS.....	67
4.1. CÂMARAS CALORIMÉTRICAS	67
4.1.1. Isolamento	70
4.1.2 Controle de temperatura.....	71
4.1.2.1. Resfriamento	71
4.1.2.2. Aquecimento	72
4.4. TÚNEIS DE VENTO.....	73
4.4.1. Seções dos túneis de vento	74
4.4.2. Instrumentação	84
4.4.3. Bocais	87
4.4.4. Seleção dos ventiladores	91
4.4.4.1. Vazão.....	91
4.4.4.2. Perda de carga.....	91
4.4.4.3. Inversor de frequência.....	97
5. CONCLUSÃO	100
REFERÊNCIAS	102

1. INTRODUÇÃO

Na engenharia mecânica, a avaliação do coeficiente de performance de sistemas de condicionamento de ar automotivos é realizada por meio de estudos em regime estacionário ou transiente. Para reproduzir situações de operação reais, os testes podem ser executados diretamente no veículo ou em bancadas experimentais.

A fim de garantir a acurácia e replicabilidade dos testes, bancadas experimentais podem ser empregadas, já que essas são menos onerosas e demandam estruturas laboratoriais menos complexas quando comparadas com testes em veículos reais (Pabón, 2014).

As bancadas de testes para a determinação do coeficiente de performance de sistemas de condicionamento de ar automotivo comumente, são câmaras frigoríficas em que são situados túneis de vento capazes de replicar condições de operação e extremos, em que as variáveis de temperatura, vazão, umidade e velocidade do ar possam ser meticulosamente controladas (SAE, 2017), a fim de obter as condições determinadas pela Norma J2765 (SAE, 2017).

Visando tal realização, se faz projetos de desenvolvimento da indústria automobilística nacional, com o incentivo do programa Rota 2030, com a colaboração entre universidade e empresas, que também se prestam a contribuir para a formação acadêmica, nesse sentido, tem-se a demanda para a construção de uma bancada experimental para sistemas de condicionamento de ar automotivos.

Para tanto, neste trabalho é apresentada uma bancada de testes para a determinação do coeficiente de performance de sistemas de condicionamento de ar automotivos, com metodologia de projeto baseada na Norma J2765 (SAE, 2017), contida em câmaras frigoríficas, com controle térmico externo. Pretende-se que a bancada seja construída no Laboratório Thermofluids Engineering Group (TEG), do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC).

1.1. OBJETIVOS

Para o desenvolvimento do projeto de uma bancada de testes para determinação do desempenho do sistema de ar condicionado automotivo, propõe-se os seguintes objetivos.

1.1.1. Objetivo Geral

Desenvolver o projeto de uma plataforma de testes para o evaporador e condensador de um sistema de condicionamento de ar e gerenciamento térmico de veículos automotivos seguindo a norma J2765.

1.1.2. Objetivos Específicos

Os objetivos específicos são:

- Aplicar as diretrizes estabelecidas na norma J2765 para o projeto das bancadas de testes de evaporadores e condensadores automotivos;
- Determinar os parâmetros e as restrições aplicáveis ao projeto;
- Caracterizar e dimensionar os componentes envolvidos na bancada;
- Caracterizar e dimensionar os túneis de vento para testar o evaporador e condensador automotivo seguindo as normas existentes.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

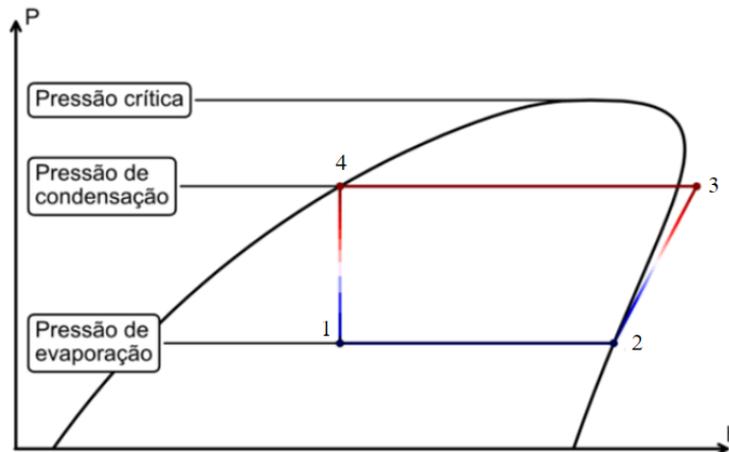
Com o objetivo de abordar a fundamentação teórica que embasa este trabalho, este capítulo apresentará uma base teórica para a elaboração de uma bancada de testes para sistemas de condicionamento de ar automotivos.

Contextualizando conceitos relevantes como a definição dos componentes da bancada de testes e sua aplicação em testes de sistemas de condicionamento de ar automotivos, as normativas J2765 (SAE, 2017), que determina a construção e operação da bancada experimental e 41.2:1992 da American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), que denomina os componentes e instrumentação dos túneis de vento.

2.1. SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR AUTOMOTIVO

Ávila, (2002) define que o sistema de condicionamento de ar automotivo é baseado no ciclo de compressão de vapor, como demonstra a Figura 1, utilizando um fluido refrigerante capaz de evaporar a baixas temperaturas, condensar sob alta temperatura e pressão, e expandir a baixa pressão. O sistema é composto por quatro componentes principais: evaporador, compressor, condensador e uma válvula de expansão, através dos quais o fluido refrigerante circula de forma contínua e cíclica (Lemort, Olivier & De Pelsemaeker, 2023).

Figura 1 – Diagrama Pressão x Entalpia do ciclo de compressão de vapor.



Fonte: Adaptado de Galvão, (2020).

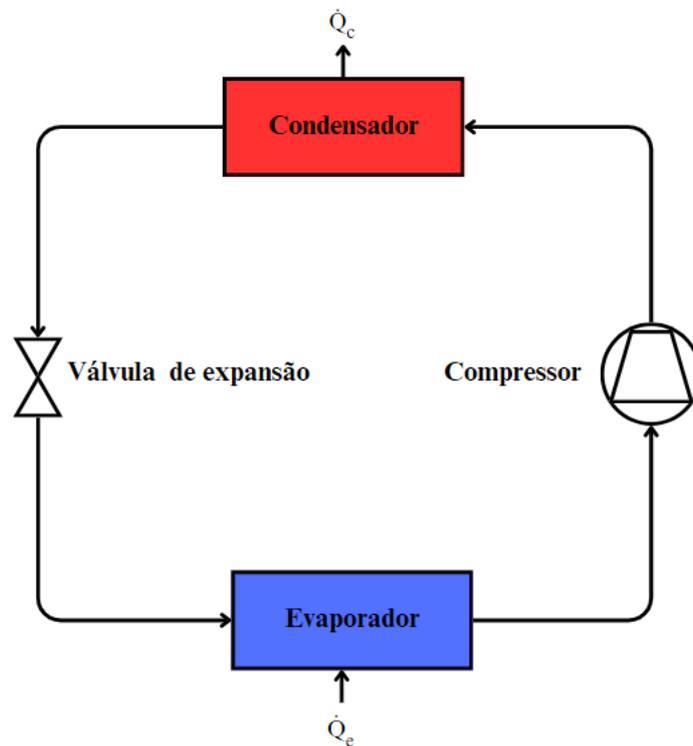
No ciclo, o evaporador tem a função de absorver o calor do ar. O ar que passa pelo evaporador perde calor para o fluido refrigerante, que circula internamente no sistema. O refrigerante entra no evaporador em baixa pressão e baixa temperatura, como uma mistura de líquido e vapor. Durante a passagem pelo evaporador, como observado entre os pontos 1 e 2 na Figura 1, ele absorve calor do ar ambiente, o que faz com que o refrigerante evapore (Lemort, Olivier & De Pelsemaeker, 2023).

Após a sua passagem pelo evaporador, o refrigerante vaporizado é direcionado ao compressor, onde sua pressão é aumentada até a pressão de condensação (Ávila, 2002), como demonstra a seção entre 2 e 3 da Figura 1.

Em seguida, o refrigerante comprimido e em alta pressão passa para o condensador, onde rejeita o calor absorvido para o ambiente externo. Esse processo faz com que o refrigerante se condense, como demonstrado na seção entre 3 e 4 da Figura 1. Durante a condensação, a pressão do refrigerante permanece constante, até que o fluido atinja o estado de líquido saturado (Lemort, Olivier & De Pelsemaeker, 2023).

Para garantir que o evaporador opere de forma eficiente, o fluido refrigerante precisa estar em baixas pressões, permitindo que a evaporação ocorra a temperaturas adequadas. Esse controle de pressão é realizado por um dispositivo de expansão, que reduz a pressão do refrigerante antes de ele retornar ao evaporador, seção entre 4 e 1 da Figura 1. Nos sistemas automotivos, essa função é normalmente desempenhada por válvulas de expansão (Lemort, Olivier & De Pelsemaeker, 2023). A Figura 2 representa o ciclo de condicionamento de ar e seus componentes.

Figura 2 – Circuito de condicionamento de ar.



Fonte: Autor, (2024).

2.1.1. Composição do sistema de condicionamento de ar

O sistema de condicionamento de ar automotivo é composto por diversos componentes que, estrategicamente posicionados no veículo, asseguram a troca térmica necessária para manter o conforto térmico dos ocupantes. Os principais elementos do sistema, que incluem o evaporador, o condensador, o compressor e a válvula de expansão, são posicionados entre o ambiente externo do veículo e a sua cabine.

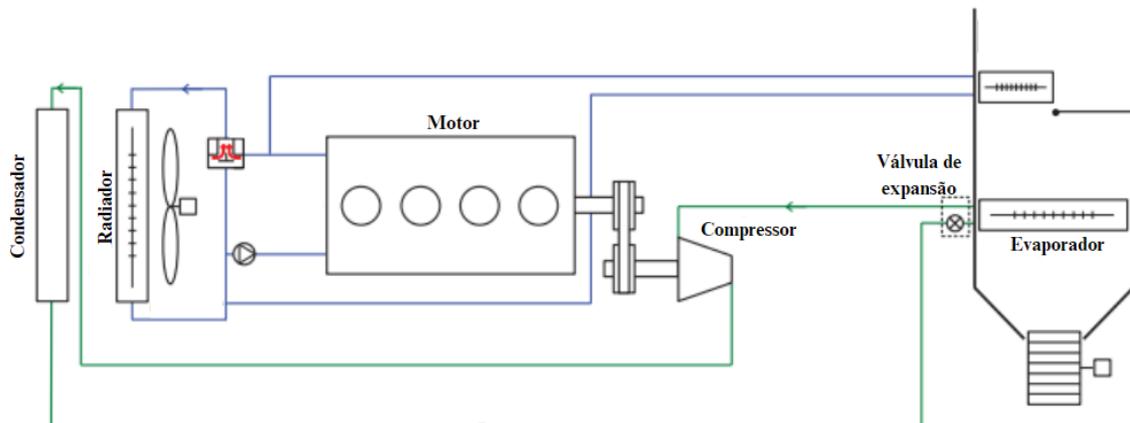
O ambiente externo é o compartimento do motor, onde ficam componentes que dissipam calor para o ar ambiente, como o condensador. Esse local permite que o calor seja liberado com eficiência, uma vez que o ar externo circula pelo movimento do veículo. A cabine, por sua vez é onde o ar precisa ser constantemente ajustado em temperatura, umidade e qualidade para garantir o conforto dos ocupantes. O evaporador, que resfria e desumidifica o ar, é posicionado no ambiente interno, integrado à unidade de Heating, Ventilation, and Air Conditioning (HVAC) (Lemort; Olivier; De Pelsemaeker, 2023).

O evaporador tem a função de resfriar e, em alguns casos, desumidificar o ar que entra na cabine. É localizado dentro da unidade de HVAC, que fica no painel de controle, abaixo do painel do veículo, o que facilita a distribuição do ar resfriado para os ocupantes (Lemort; Olivier; De Pelsemaeker, 2023).

O condensador está localizado no compartimento do motor, próximo à frente do veículo, na área conhecida como módulo frontal, permitindo que ele seja resfriado pelo ar externo. (Lemort; Olivier; De Pelsemaeker, 2023).

O compressor é posicionado no compartimento do motor, já que é acionado pelo próprio motor do veículo. Por fim, a válvula de expansão, fica localizada entre o condensador e o evaporador, (Lemort; Olivier; De Pelsemaeker, 2023). A Figura 3 representa um esquemático do sistema de condicionamento de ar veicular. Enquanto a Figura 4 demonstra o posicionamento dos componentes no próprio veículo, com o compressor e o condensador posicionados próximos ao motor, mais à frente do veículo e o evaporador no sistema HVAC, sobre o painel, na cabine interna.

Figura 3 – Esquemático sistema de condicionamento de ar automotivo.



Fonte: Adaptado de Lemort; Olivier; De Pelsemaeker, (2023).

Figura 4 – Posicionamento sistema de condicionamento de ar automotivo no veículo.



Fonte: Lemort; Olivier; De Pelsemaeker, (2023).

2.2. COMPOSIÇÃO DA BANCADA DE TESTES

A Norma J2765 (SAE, 2017) estabelece diretrizes específicas para os procedimentos de determinação do coeficiente de performance (COP) em bancadas de testes de sistemas móveis de ar condicionado, assegurando que os testes sejam conduzidos de forma padronizada. Essa padronização permite a comparação entre experimentos e a validação dos resultados obtidos. A Norma também define os requisitos estruturais e operacionais para a construção da bancada de testes, que inclui a utilização de duas câmaras com controle de temperatura. Dentro da câmara são instalados os túneis de vento, instrumentados para medição das variáveis essenciais e do sistema de recondicionamento de ar (SAE, 2017).

A configuração exige câmaras independentes para os testes do evaporador e do condensador, simulando as diferentes condições ambientais que os componentes enfrentam no veículo: a câmara do evaporador representa o ambiente interno da cabine, enquanto a câmara do condensador simula o compartimento sob o capô. Essa

disposição é essencial para reproduzir as condições reais de operação dos sistemas de ar condicionado automotivos sob regimes transientes (SAE, 2017).

Para garantir um fluxo de ar controlado para o evaporador e condensador, são utilizados túneis de vento. Segundo a Norma J2765 (SAE, 2017), eles devem ser projetados em conformidade com a Norma 41.2 (ASHRAE, 1992).

Os túneis acomodam o evaporador e o condensador de forma que simulem o seu desempenho no veículo, contando com um sistema integrado para medir temperatura, vazão, velocidade do fluxo de ar e umidade, conforme os procedimentos especificados na ASHRAE 41.2:1992.

As câmaras calorimétricas são sistemas termicamente isolados e possuem, internamente, um sistema de condicionamento de ar capaz de alcançar e manter as condições de teste exigidas pela Norma J2765 (SAE, 2017).

2.3. NORMAS

O desenvolvimento da bancada de testes para sistemas de condicionamento de ar automotivo foi guiado por normas técnicas fundamentais que estabelecem os métodos de medição, os parâmetros de desempenho e as condições para construção e operação do sistema.

A principal norma adotada para o desenvolvimento do projeto foi a SAE J2765:2017 - Procedure for Measuring System COP (Coefficient of Performance) of a Mobile Air Conditioning System on a Test Bench. Esta norma fornece um método padronizado para testar o desempenho de sistemas de ar condicionado móveis em condições de estado estacionário.

A Norma SAE J2765 (2017) define os componentes e a estrutura da bancada de testes. Seguindo suas diretrizes, o projeto inclui câmaras climatizadas independentes para os ensaios do condensador e do evaporador, simulando as diferentes condições ambientais a que esses componentes são submetidos em um veículo em operação. Além disso, a norma especifica a necessidade de sistemas de escoamento de ar sobre o condensador e o evaporador, o que foi implementado por meio de túneis de vento em cada câmara. A SAE J2765 (2017), portanto, orientou tanto o layout da bancada quanto as condições de teste que devem ser replicadas para avaliar o desempenho dos sistemas de condicionamento de ar automotivo.

A Norma ASHRAE 41.2:1992 - Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement é uma norma de referência para a SAE J2765 (2017) e estabelece os métodos para medição e instrumentação do fluxo de ar em testes laboratoriais. Esta norma é particularmente relevante para a construção e configuração dos túneis de vento na bancada de testes, pois especifica as dimensões e configurações necessárias para o projeto de túneis de vento, garantindo que as condições de fluxo sejam apropriadas para os testes, além disso, essa norma define as metodologias de medição de variáveis essenciais como temperatura, pressão e fluxo de ar.

Por fim, a Norma ISO 5151:2017 - Non-ducted air conditioners and heat pumps — Testing and rating for performance, teve influência no projeto das câmaras calorimétricas. Embora a norma seja voltada para condicionadores de ar e bombas de calor residenciais e comerciais, sua aplicação no projeto das câmaras calorimétricas possibilitou a definição de volumes e capacidades de acordo com a potência dos sistemas de condensador e evaporador a serem testados.

2.4. TÚNEIS DE VENTO

De acordo com Pabón (2014) túneis de vento tem a função essencial de simular em laboratórios a operação de uma estrutura disposta sob o efeito do escoamento de um fluxo de ar, portanto, são sistemas designados para replicar os efeitos do escoamento de ar sobre estruturas e corpos sólidos. Com isso é possível estudar os efeitos aerodinâmicos e termodinâmicos gerados pela interação entre o fluxo de ar e estrutura analisada.

A classificação desses túneis pode ocorrer de diversas formas, podendo ser levado em consideração sua velocidade de operação, geometria ou tipo de circuito, fluido de trabalho e propósito de construção (Hall, 2021). Os túneis empregados neste trabalho têm o propósito de estudar sistemas de condicionamento de ar automotivos, utilizando o ar como fluido de trabalho. Portanto, a seguir, serão abordadas as classificações de acordo com os regimes de velocidade de operação e a geometria desses túneis.

2.4.1. Regime de velocidade

Segundo Hall (2021), a classificação de túneis de vento de acordo com a velocidade se dá com base na velocidade média na seção de testes, determinada com base no número de Mach, M . Esse é um valor adimensional que define a razão entre a velocidade relativa de um objeto e a velocidade do som V_s . Em um túnel de vento, com testes estáticos, a velocidade do objeto é dada pelo escoamento do ar V_{Ar} , (Vincensi, 2014) como demonstra a Equação 1.

$$M = \frac{V_{Ar}}{V_s} \quad (1)$$

A classificação do túnel com base no número de Mach se dá pelas características de compressibilidade do fluido de operação, a Tabela 1 apresenta a classificação de velocidade do escoamento do túnel.

Tabela 1 – Classificação de túneis de vento com base no valor de Mach

Número de Mach	Classificação	Característica
$M < 1$	Subsônico	Com fluxos de baixa velocidade os efeitos da compressibilidade podem ser considerados irrelevantes
$M = 1$	Transônico	Como em algumas partes do objeto a velocidade excede a velocidade do som a compressibilidade deve ser considerada
$M > 1$	Supersônico	Como o objeto excede a velocidade do som os efeitos da compressibilidade devem ser considerados
$M > 5$	Hipersônico	Nesse estado a composição química do ar deve ser levada em consideração nas análises

Fonte: Adaptado de Hall, (2021).

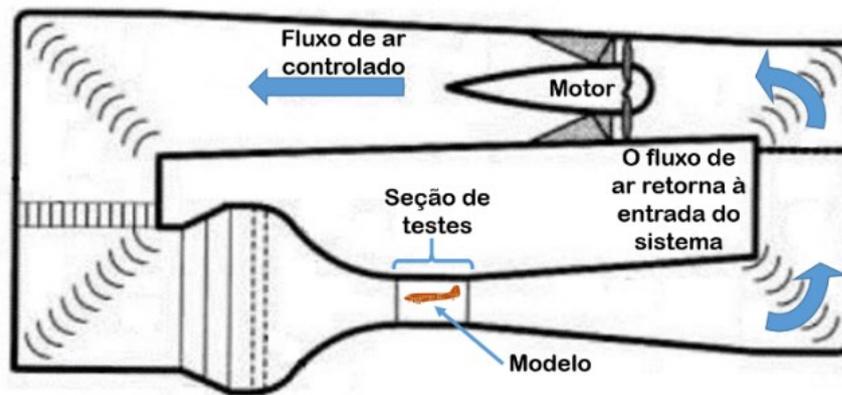
2.4.2. Geometria

De acordo com Barlow; Rae; Pope (1999) Túneis de vento podem ser classificados em dois tipos distintos, definidos pelo tipo de circuito empregado, e duas configurações para a seção de testes, aberta ou fechada. Dada a variedade de aparatos, seu posicionamento e as próprias dimensões dos túneis, as possibilidades

são inúmeras, portanto, cada túnel de vento deve ser analisado como uma estrutura individual.

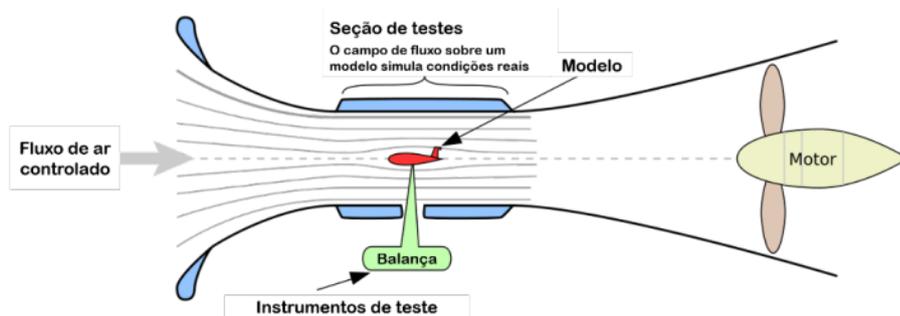
Os túneis de vento podem ser projetados em forma de circuito-fechado, em que ocorre a recirculação de ar, Figura 5, ou em forma de circuito-aberto, Figura 6, em que o fluxo de ar percorre um caminho praticamente reto (Barlow; Rae; Pope, 1999), nesse caso, a recirculação ocorre pela própria sala em que o túnel é posicionado (Mehta; Bradshaw, 1979).

Figura 5 - Túnel de vento de circuito-fechado.



Fonte: Araripe; Matos, (2016).

Figura 6 -Túnel de vento de circuito-aberto.



Fonte: Araripe; Matos, (2016).

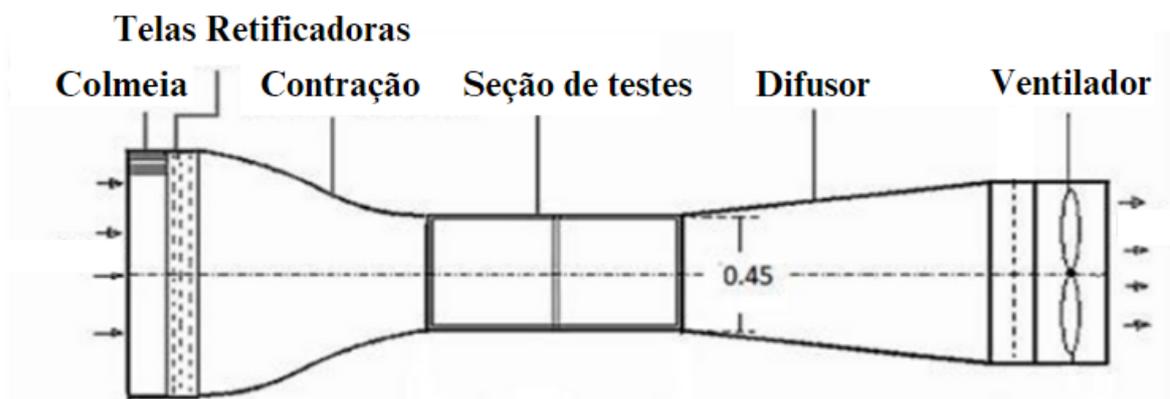
Segundo Mehta e Bradshaw (1979) apesar de comumente serem empregados túneis de circuito-fechado visando o controle da recirculação de ar e consequentemente garantindo a performance desses, para túneis de baixa velocidade, ou seja, que operam a seção de testes com velocidades a baixo de 40

m/s túneis de vento de circuito-aberto são adequados, dada a possibilidade de controlar seu fluxo de retorno e, portanto, de garantir sua performance.

2.5. COMPONENTES DOS TÚNEIS DE VENTO

Com base em projetos bem-sucedidos e experimentos previamente desenvolvidos, Mehta e Bradshaw (1979), definem os principais componentes de um túnel de vento subsônico de baixa velocidade e circuito-aberto como sendo: ventilador, difusores e contrações, palhetas para curvas, câmara de retificação, que contém telas e colmeias, e difusor de saída. No entanto, este último componente não está presente na maioria dos projetos a fim de facilitar a troca de componentes na seção de trabalho, os componentes e seu posicionamento em um túnel de vento genérico podem ser observados na Figura 7.

Figura 7 – Componentes do túnel de vento.



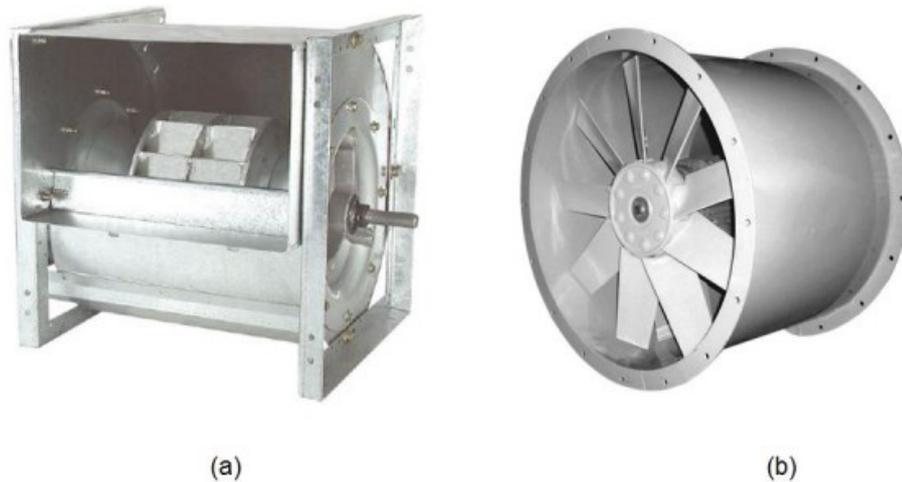
Fonte: Korukonda, (2012).

2.5.1. Ventiladores

Em um túnel de vento o ventilador atua como fornecedor de energia para o sistema por meio da geração de um fluxo de ar, para isso é necessário que a pressão gerada pelo ventilador seja o bastante para compensar as perdas de carga ao longo do túnel, a fim de se obter a vazão desejada para a seção de testes (Barlow; Rae; Pope, 1999).

Em túneis de circuito-fechado são empregados ventiladores axiais, Figura 8 (b), em conjunto com elementos para a redução de vórtices gerados pelo próprio ventilador. No entanto, em túneis de circuito-aberto se faz possível a instalação de ventiladores centrífugos, Figura 8 (a), o que traz vantagens para a operação, já que esse modelo de ventilador apresenta uma maior estabilidade, menores ruídos e maior uniformidade de fluxo (Mehta; Bradshaw, 1979).

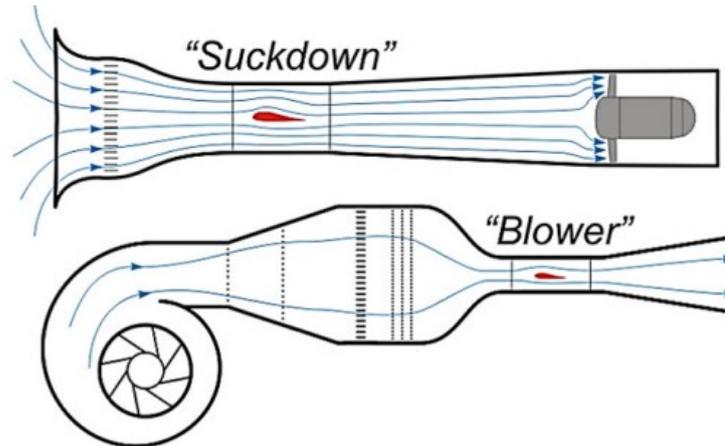
Figura 8 – Diferença entre ventiladores centrífugos(a) e axiais(b).



Fonte: Vincensi, (2014).

Segundo Bradshaw e Mehta (2003, apud Pabón, 2014), os túneis de circuito-aberto, ainda podem ser caracterizados de acordo com a posição do ventilador em relação com a seção de testes. Em sistemas em que o ventilador é posicionado a jusante da seção de testes o túnel é classificado como sugador, já para projetos em que o ventilador é posicionado a montante da seção de testes o túnel é caracterizado como soprador, a diferença entre esses dois arranjos pode ser observada na Figura 9.

Figura 9 - Túnel de vento de circuito-aberto.



Fonte: Pabón, (2014).

2.5.2. Difusores

Mehta e Bradshaw, (1979) definem dois tipos de difusores utilizados em túneis de vento. Difusores de saída, posicionados a jusante de seção de testes, comumente são projetados com um ângulo de no máximo cinco graus, com o intuito de garantir a uniformidade do fluxo, a qual se faz necessária para garantir a estabilidade da recuperação de pressão na saída. E difusores de grande angular, utilizados para conectar o ventilador com o túnel, em que normalmente a conexão ocorre com a aplicação conjunta de uma câmara de retificação, responsável por homogeneizar e uniformizar o fluxo (Mehta; Bradshaw, 1979).

De acordo com Mehta (1977), o difusor deve ser projeto com o intuito de se reduzir o descolamento da camada limite do escoamento de ar, portanto ele deve evitar a criação de vórtices, irregularidades e perturbações no escoamento. Mehta e Bradshaw, (1979) definem que a forma mais comumente utilizada para o controle do descolamento da camada limite é pelo uso de telas, que retifica e uniformiza o escoamento, ademais, para difusores de grande angular recomendam o uso de diversas telas retificadoras com baixa perda de carga (Mehta; Bradshaw, 1979).

2.5.3. Contrações

Contrações são utilizadas majoritariamente a fim de se garantir uma maior uniformidade no escoamento na seção de testes, para tanto, são posicionadas entre

a câmara de retificação e a seção de teste. Mehta e Bradshaw, (1979) caracterizam que uma contração tem as funções de aumentar a velocidade do fluxo, o que garante a possibilidade de se posicionar os elementos de retificação, e uniformizar uma região de velocidade mais baixa, mantendo a pressão constante para que as flutuações nas velocidades médias sejam reduzidas.

2.5.4. Câmaras de retificação

Segundo Mehta (1977), as câmaras de retificação são segmentos de túnel projetados para operar em baixa velocidade e com grande área de seção transversal. A baixa velocidade do fluxo reduz as perdas de pressão e energia geradas pelos elementos de retificação, enquanto a grande área permite a instalação de uma seção de contração, o que contribui para uniformizar o fluxo de ar. Essas características são fundamentais para garantir um escoamento estável e controlado ao longo do túnel de vento.

De acordo com Mehta e Bradshaw, (1979) as câmaras de retificação são compostas, normalmente, por colmeias seguidas de telas retificadoras. O número de telas e seu coeficiente de perda de carga é determinado pela necessidade de uniformidade e turbulência prévia da estrutura.

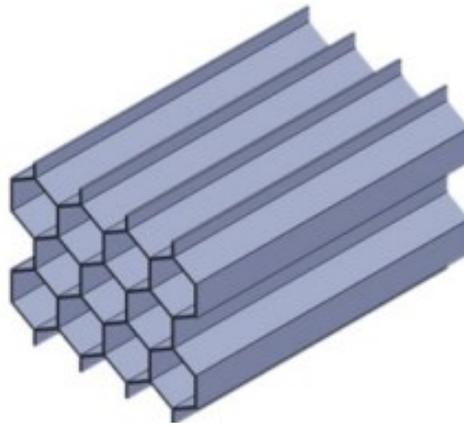
Colmeias são utilizadas na câmara de retificação a fim de se remover vórtices e variações de velocidade lateral (Mehta; Bradshaw, 1979), normalmente são posicionadas na saída do difusor com as telas em seguida. De acordo com Mehta (1977), para minimizar a perda de carga, as colmeias devem ser instaladas na câmara de retificação, na seção em que a maior área transversal é concebida. O espaçamento entre os elementos de retificação deve ser o bastante para que a pressão estática seja completamente recuperada entre os elementos, porém a mínima possível para evitar-se a diminuição da efetividade da câmara, como um conjunto, na redução de turbulência (Mehta; Bradshaw, 1979).

Em casos em que o fluxo escoar com ângulo de incidência menor que dez graus, é recomendado o uso de colmeias. Caso contrário, recomenda-se que utilize telas retificadoras, a fim de reduzir o ângulo de incidência.

Geralmente são empregadas colmeias com formato hexagonal, representadas na Figura 10, com células menores que a menor onda de variação de velocidade. Essa onda corresponde às flutuações ou irregularidades na velocidade do fluxo de ar,

originadas por turbulências ou perturbações no escoamento. Para garantir uma boa uniformidade do fluxo, é necessário que haja aproximadamente 150 células por unidade de diâmetro equivalente da câmara de retificação, totalizando, em média cerca de 25.000 células. O comprimento recomendado para a colmeia é de seis a oito vezes o diâmetro unitário da colmeia (Mehta; Bradshaw, 1979).

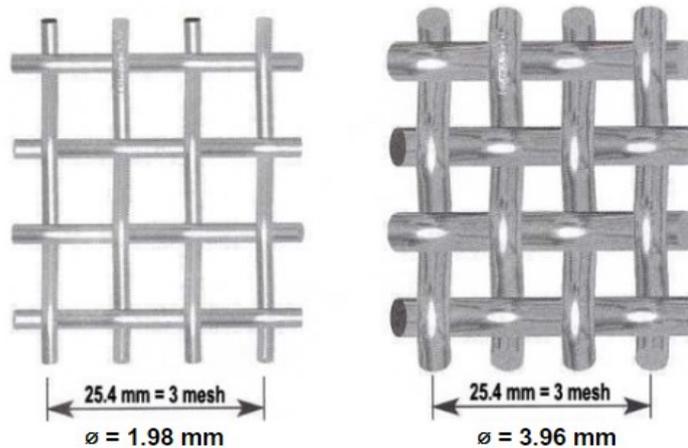
Figura 10 – Colmeias hexagonais.



Fonte: Pabón, (2014).

De acordo com Mehta (1977), as telas uniformizam o fluxo por impor uma maior queda de pressão nas áreas de alta velocidade do que nas áreas de baixa . Assim, nas regiões após as telas a velocidade é uniformizada e a camada limite tem menos chances de se separar. A caracterização de telas é dada pelo número de Mesh, ou seja, o número de furos por polegada linear da tela. Ademais, o diâmetro do fio também é uma característica importante na classificação de telas, visto que duas telas com o mesmo número de Mesh, porém com diâmetros de fio diferentes, podem apresentar uma área livre diferente, e conseqüentemente, um fator de perda de carga diferente, como é demonstrado na Figura 11.

Figura 11 – Telas com mesmo valor de Mesh mas diferentes diâmetros de fio.



Fonte: Adaptado de Hispagua, (2021).

2.5.5. Palhetas de curva

Dependendo das características do projeto, limitações e necessidades experimentais, em alguns casos se faz necessário a instalação de curvas ao longo do comprimento dos túneis de vento. Nestes casos, são usadas palhetas para defletir o fluxo (Mehta; Bradshaw, 1979). As palhetas minimizam a perda de pressão na curva e garantem que a uniformidade do escoamento seja mantida ao longo do sistema. A perda de carga pode ser minimizada escolhendo um perfil adequado de palhetas e taxa de alocação dessas na curva (Barlow; Rae; Pope, 1999).

Mehta e Bradshaw (1979), definem que na maioria dos túneis pequenos com curvas são usadas de chapas finas de metal, o coeficiente de perda de carga dessas é determinado por Bradshaw e Pankhurst (1964), como uma relação entre a velocidade axial do escoamento U , a corda das palhetas c , a viscosidade dinâmica do fluido de trabalho ν e a pressão dinâmica do sistema P , como demonstra a Equação 2 (Bradshaw; Pankhurst, 1964).

$$\Delta P = 1.2 \left(\frac{Uc}{\nu} \right)^{-1/4} P \quad (2)$$

2.6. CÂMARAS CALORIMÉTRICAS

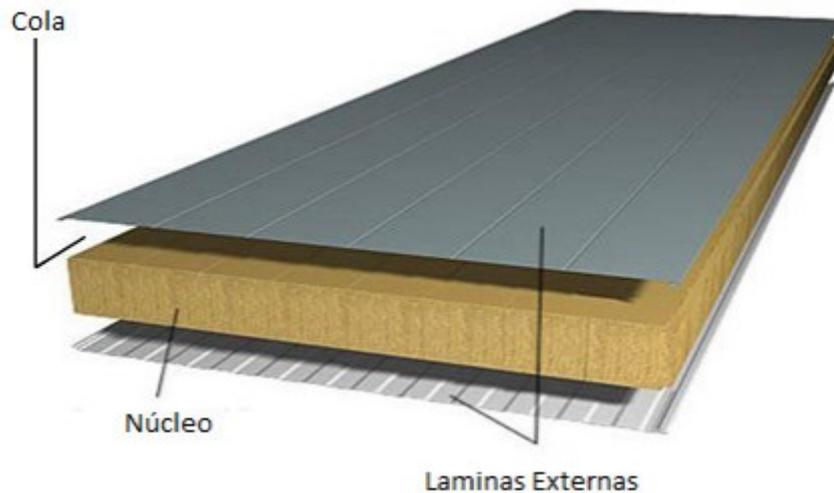
De acordo com a Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), câmaras são empregadas em projetos em que se deseja desenvolver um escoamento de ar com condições controladas de temperatura sobre os trocadores de calor. Para o teste de condicionadores de ar automotivos são necessárias duas câmaras, uma para o evaporador e outra para o condensador. Elas devem ser capazes de isolar termicamente o sistema e simular as condições de operação estabelecidos pela Norma J2765 (SAE, 2017). Para o isolamento do sistema, uma câmara frigorífica pode ser empregada.

Chagas (2013), define câmaras frigoríficas como espaços destinados ao armazenamento de produtos, nos quais as condições internas, como temperatura e umidade, são mantidas sob controle por meio de um sistema de refrigeração. A eficiência térmica dessas câmaras depende de vários fatores. Entre esses, destacam-se a escolha correta dos materiais de construção, um projeto adequado e o planejamento cuidadoso da operação para otimização do consumo energético.

A eficiência térmica está diretamente ligada às características construtivas da câmara frigorífica, que incluem a escolha de materiais com boas propriedades de isolamento térmico para as paredes, teto e piso. O principal objetivo do isolamento térmico é minimizar as trocas de calor entre o ambiente interno e externo, de modo a preservar a temperatura desejada dentro da câmara. Para isso, são utilizados materiais com baixa condutividade térmica, ou seja, que dificultam a transferência de calor. Esses materiais, muitas vezes porosos, possuem espaços vazios preenchidos com ar, o que reduz a sua condutividade térmica (Chagas, 2013).

Na construção de câmaras frigoríficas, é comum o uso de painéis pré-fabricados do tipo "sanduíche", que consistem em um núcleo isolante entre duas placas metálicas, como indica a Figura 12. O material isolante mais utilizado nesses painéis é a espuma rígida de poliuretano (PUR) ou o poliestireno expandido (EPS). A escolha entre esses dois materiais impacta diretamente na eficiência térmica da câmara, pois cada um apresenta diferentes propriedades de isolamento (Chagas, 2013).

Figura 12 – Painéis tipo “sanduíche”



Fonte: Delfino, (2012).

Segundo (Chagas, 2013) poliuretano (PUR) é amplamente preferido por apresentar um coeficiente global de transmissão de calor mais baixo em comparação ao EPS, o que significa que ele oferece melhor desempenho em termos de isolamento térmico para uma mesma espessura de material. No entanto, é possível compensar a diferença de desempenho térmico entre os dois materiais aumentando-se a espessura do núcleo isolante de EPS, dado que o EPS é uma alternativa mais econômica, apresentando um custo reduzido em relação ao PUR, sua escolha pode se demonstrar vantajosa em projetos que demandam maior controle de custos.

Ademais, para otimizar a eficiência energética e alcançar a estabilidade térmica desejada nos ensaios, é necessário um sistema eficaz de controle térmico, que gerencie a temperatura e o fluxo de ar dentro da câmara. A seguir, será discutido o papel do controle térmico no funcionamento dessas câmaras, especialmente em relação à manutenção das condições ideais para testes de trocadores de calor.

2.6.1. Transferência de calor

Para a determinação da espessura do isolamento das câmaras calorimétricas, é necessário desenvolver uma análise da transferência de calor em suas paredes. Incropera et al. (2007) explicam que a presença de uma diferença de temperatura em um sistema desencadeia um mecanismo de transferência de calor. Cada mecanismo

de transferência de calor pode ter seu comportamento descrito por sua equação de taxa de transferência de calor

A taxa de transferência de calor por condução, $q_{cond.}$, é definida pela Lei de Fourier, como é representado na Equação 3, em que ΔT é a diferença de temperaturas entre as paredes internas e externas, L a espessura da parede, k a condutividade térmica do material e $A_{cond.}$ a área através da qual o calor é conduzido (Incropera *et al.*, 2007).

$$q_{cond.} = k A_{cond.} \frac{\Delta T}{L} \quad (3)$$

A convecção térmica é definida pela Lei do resfriamento de Newton. A taxa de transferência de calor entre um fluido em movimento e uma superfície, $q_{conv.}$, é dada pela Equação 4(4), em que ΔT é a diferença de temperaturas entre os meios, h o coeficiente convectivo de transferência de calor e $A_{sup.}$ a área da superfície em contato com o fluido (Incropera *et al.*, 2007).

$$q_{conv.} = h A_{sup.} \Delta T \quad (4)$$

Segundo Incropera *et al.* (2007), pode ser utilizado o conceito de circuito térmico para definir a transferência de calor. A resistência térmica, R , para quaisquer mecanismos de transferência de calor, é determinada pela razão entre a variação de temperatura, ΔT , e taxa de transferência de calor, q , como demonstra a Equação 5 (Incropera *et al.*, 2007).

$$R = \frac{\Delta T}{q} \quad (5)$$

Dessa forma, a resistência térmica de condução $R_{cond.}$ pode ser obtida rearranjando as Equações 3 e 5

$$R_{cond.} = \frac{L}{k A_{cond.}} \quad (6)$$

Já a resistência térmica de convecção $R_{conv.}$, pode ser obtida rearranjando a Equação 4 e 5

$$R_{conv.} = \frac{1}{h A_{conv.}} \quad (7)$$

Com isso, a resistência térmica total do sistema pode ser calculada através de uma combinação das resistências térmicas individuais. Caso as resistências térmicas estejam em série, a resistência térmica equivalente $R_{eq.}$ é dada pela soma das resistências individuais, como mostrado na Equação 8(8):

$$R_{eq.} = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (8)$$

Por outro lado, quando as resistências térmicas estão em paralelo, a resistência térmica equivalente é dada pela expressão:

$$\frac{1}{R_{eq.}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} \quad (9)$$

2.6.2. Controle térmico

Para atender às condições de temperatura e umidade estabelecidas na matriz de testes da Norma J2765 (SAE, 2017), é essencial a implementação de um sistema de controle térmico adequado dentro das câmaras frigoríficas. Essa Norma recomenda o uso de sistemas tanto de aquecimento quanto de resfriamento do ar em ambas as câmaras.

A seguir, são discutidos os sistemas comumente utilizados para a refrigeração e aquecimento das câmaras frigoríficas, bem como as variáveis que as envolvem e os princípios para seu dimensionamento.

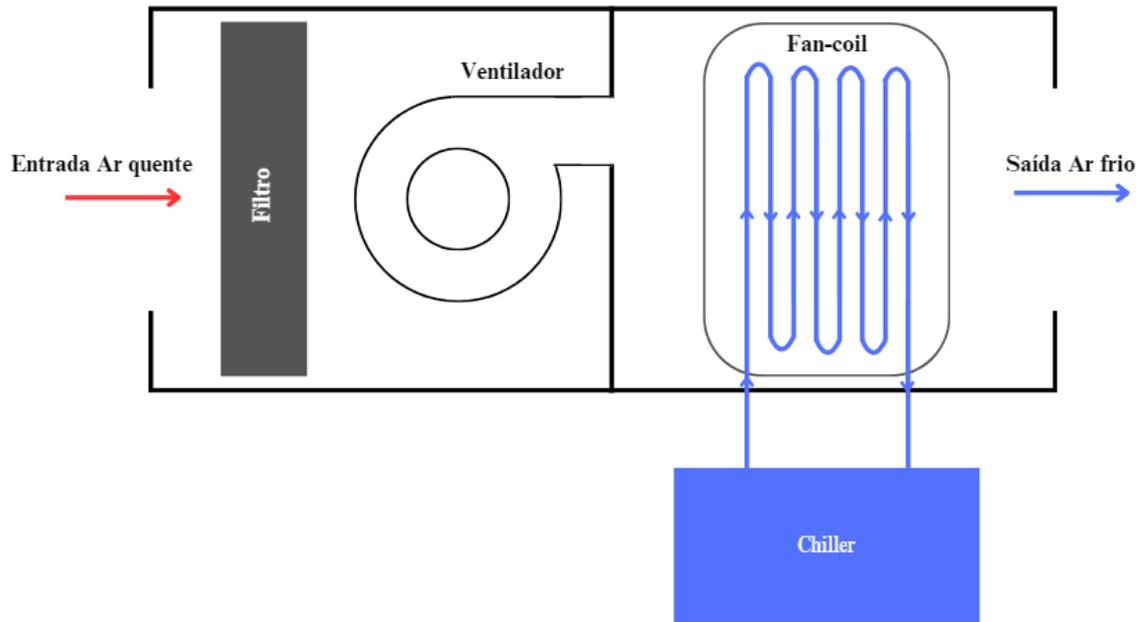
2.6.2.1. Resfriamento

Segundo Oliveira (2020), em sistemas de resfriamento com circulação forçada de ar dentro de câmaras frigoríficas, o sistema de refrigeração é frequentemente instalado em uma das paredes da câmara. Ventiladores são empregados para garantir a circulação do ar sobre um trocador de calor, em uma velocidade controlada, promovendo o resfriamento eficiente do ambiente interno.

Bai et al., (2021) explicam que, em sistemas de resfriamento para salas e edificações, os fan-coils são amplamente utilizados devido à sua menor complexidade e maior eficiência energética em relação aos sistemas de ar condicionado convencionais. O sistema de fan-coil funciona por meio da circulação de água resfriada por dentro de uma serpentina, enquanto um ventilador cria um fluxo de ar que escoar sobre essa serpentina. Durante o escoamento do ar, ocorre a troca de calor entre o ar do ambiente e a água resfriada, resultando no resfriamento do ar. Após essa troca térmica, a água que absorveu o calor do ar é conduzida para fora da sala, onde passa por um sistema de resfriamento externo, por meio de um chiller, para poder ser reutilizada no processo de resfriamento.

A Figura 13 apresenta um esquema do sistema instalado dentro de uma sala, no qual o ar ambiente é direcionado por um ventilador para passar, primeiramente, por um conjunto de filtros, posteriormente realizar a troca de calor com o sistema de serpentinas, onde circula água resfriada. Essa água, ao trocar calor com o ar, eleva sua temperatura e é posteriormente resfriada por um chiller posicionado no exterior da sala.

Figura 13 – Esquema funcionamento fan-coil



Fonte: Autor, (2024).

Altwieb, (2018) define que nos sistemas de fan-coil, o ar é recirculado por meio de um ventilador instalado no equipamento, que o direciona para as serpentina de resfriamento. Essa configuração atua como um trocador de calor, permitindo o resfriamento do ambiente. Para modelar adequadamente um sistema de fan-coil, os dados de entrada incluem a vazão de ar e de água, além das suas respectivas temperaturas de entrada. Outras variáveis essenciais para análise, como o coeficiente de transferência de calor, as perdas de carga e o nível de ruído, são geralmente obtidas como produto da modelagem do sistema e são cruciais para avaliar o desempenho do fan-coil em diferentes condições operacionais (Altwieb, 2018).

2.6.2.2. Aquecimento

Segundo a Norma J2765 (SAE, 2017), o controle de temperatura precisa ser individualizado para cada sistema, sendo necessário aquecer o ar para simular as condições reais de operação de um condensador e um evaporador.

A Norma J2765 (SAE, 2017) permite que o aquecimento do ar ocorra diretamente dentro dos túneis de vento, utilizando o próprio fluxo de ar dos ventiladores para distribuir o calor e assegurar uma temperatura uniforme. Outra

opção, indicada pela norma, é o uso de um sistema externo de condicionamento de ar, que inclui seu próprio mecanismo de ventilação para gerar e direcionar o fluxo de ar já aquecido aos túneis.

Pabón (2014), sugere que o aquecimento do ar dentro do túnel de vento pode ser feito utilizando resistências elétricas, que aumentam a temperatura do ar de maneira controlada, e que podem ser instaladas internamente ao túnel de vento. Neste caso, não existe a necessidade de um sistema de ventilação dedicado para criar um escoamento o ar sobre as resistências, tornando o sistema mais compacto e permitindo atingir a temperatura ideal dentro dos túneis sem interferências externas.

Boewe et al. (1999) propõem o uso de strip heaters [aquecedores em fita] posicionados internamente nos túneis de vento para garantir as condições de temperatura para os trocadores de calor do sistema de condicionamento de ar automotivo. Eles destacam que, na câmara sob o capô, onde o evaporador é avaliado, o sistema de aquecimento deve ser capaz de compensar a capacidade do evaporador de resfriar o ar, mantendo a temperatura desejada no sistema.

De acordo com Bielskus (2011), o sistema de aquecimento nos túneis de vento desempenha a função de devolver a energia removida pelo evaporador, de modo a manter o equilíbrio térmico durante a operação.

Como o foco do presente trabalho é o desenvolvimento de uma bancada de testes para sistemas de condicionamento de ar automotivo, a seguir serão apresentados trabalhos relacionados com esse tema.

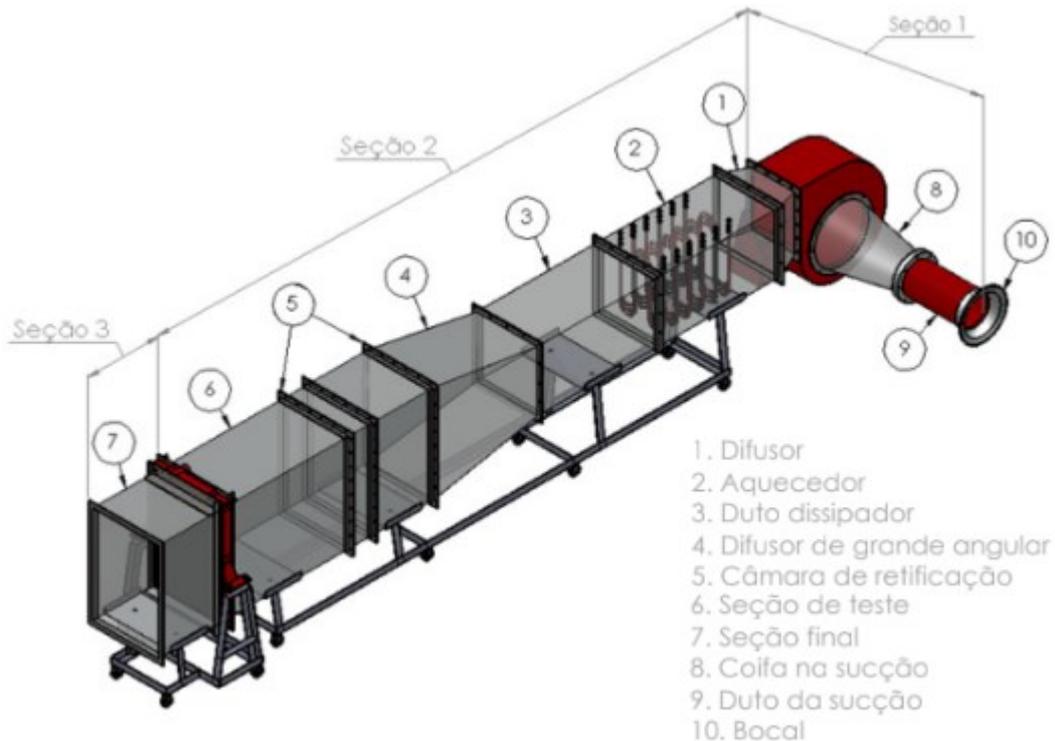
2.7. BANCADAS EXISTENTES NA LITERATURA

A literatura sobre bancadas de teste para determinação do coeficiente de performance de sistemas de ar condicionado automotivo apresenta diversas abordagens experimentais e configurações, com ênfase em normas específicas, métodos de controle e diferentes estruturas.

Pabón (2014), descreve o projeto e a fabricação de uma bancada de teste composta por um túnel de vento de circuito aberto e subsônico, projetado para a caracterização térmica de radiadores de caminhões, Figura 14. Esta bancada foi dimensionada com um sistema de controle térmico, utilizando resistências elétricas instaladas internamente no túnel, e de vazão de ar, por meio de um bocal, permitindo

a medição precisa dos parâmetros térmicos e do fluxo de ar. A estrutura foi projetada para atender às diretrizes da Norma JIS D1614.

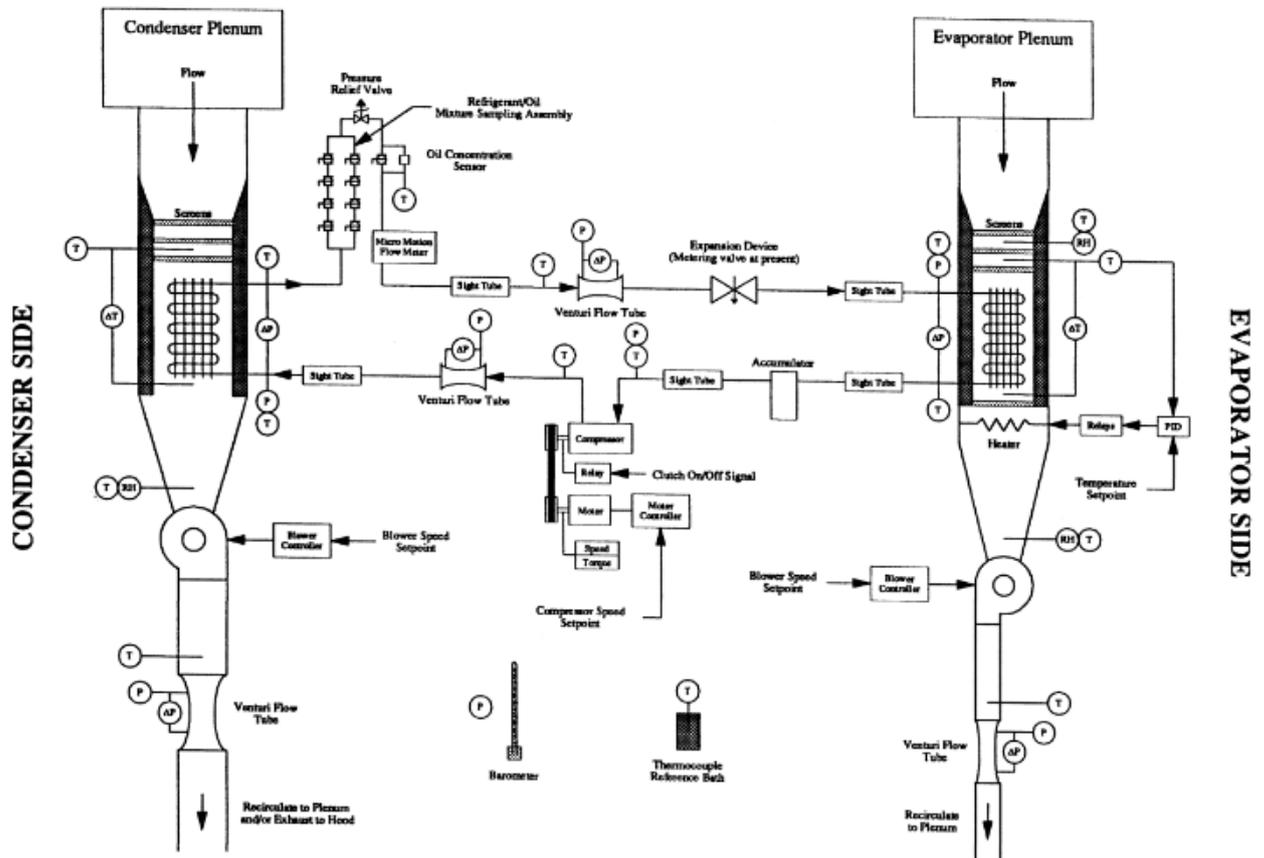
Figura 14 – Esquemático da bancada de Pabón.



Fonte: (Pabón, 2014).

Em outra abordagem, Weston; Dunn; Miller, (1996) desenvolveram uma instalação de teste voltada para estudos de condições transitórias em sistemas de ar condicionado automotivo. A instalação possibilita testes em uma ampla gama de condições operacionais, tanto em regime transiente quanto estacionário, destacando-se pelo uso de loops independentes para ar e refrigerante, além do controle de variáveis como temperatura, umidade e vazão por sistemas dedicados. O sistema utiliza de sistemas isolador para os testes no evaporador e condensador, tubos Venturi para a determinação da vazão e um sistema de controle de temperatura nos próprios túneis de vento, cumprindo as especificações normativas e permitindo estudos avançados de modelagem e controle, seu esquemático pode ser observado na Figura 15.

Figura 15 – Esquemático da bancada de Weston; Dunn; Miller.

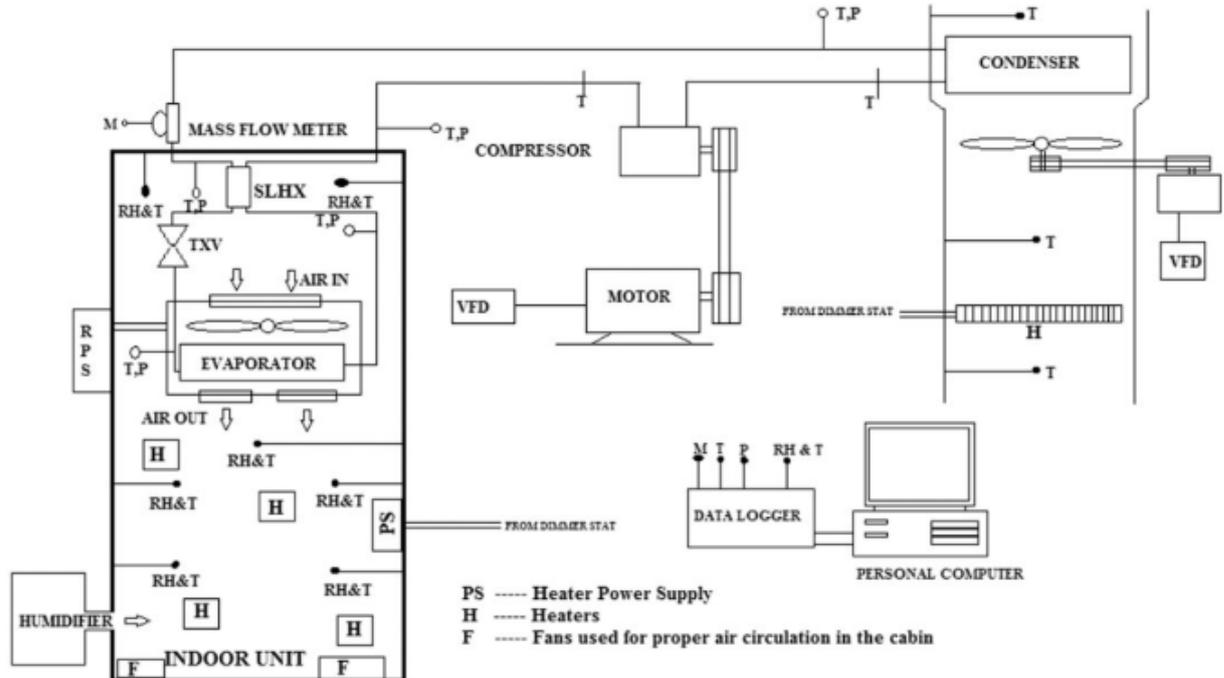


Fonte: (Weston; Dunn; Miller, 1996).

Campos (2014) propõe uma bancada voltada para sistemas de aquecimento e resfriamento de veículos elétricos e híbridos, utilizando duas câmaras climatizadas: uma para simular o ambiente externo e outra para a cabine interna. Em cada câmara, são instalados túneis de vento que controlam o fluxo de ar sobre o evaporador e o condensador, com inversores de frequência ajustando a velocidade dos ventiladores para simular condições operacionais específicas. O sistema foi projetado conforme a Norma SAE J2765 para o modo de resfriamento, permitindo ajustes para assegurar a estabilidade térmica em ambos os ambientes.

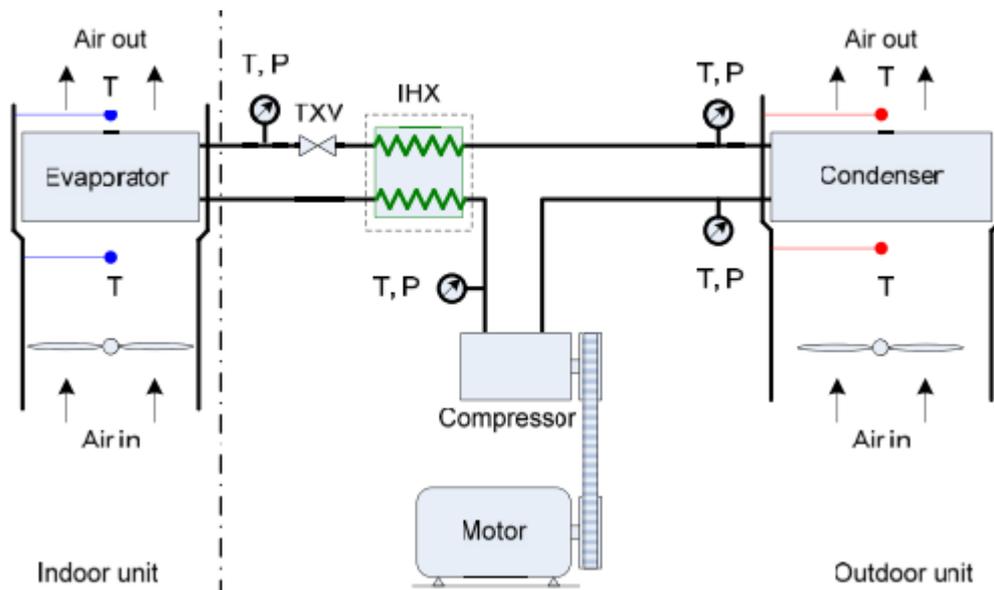
Além disso, muitas bancadas descritas na literatura, como as de Prabakaran; Lal; Devotta (2021), Figura 16, e Cho; Lee; Park (2013), Figura 17, seguem parcialmente as diretrizes da Norma SAE J2765, especialmente no que se refere à utilização de câmaras térmicas isoladas, que geram condições de operação específicas para o condensador e o evaporador.

Figura 16 – Esquemático da bancada de Prabakaran; Lal; Devotta.



Fonte: Prabakaran; Lal; Devotta, (2021).

Figura 17 – Esquemático da bancada de Cho; Lee; Park.



Fonte: Cho; Lee; Park (2013).

Essas pesquisas destacam a necessidade de melhorias nas bancadas de teste, visando o atendimento completo às normativas, com ênfase na criação de câmaras isoladas e no aprimoramento dos sistemas de controle de temperatura, a fim

de simular com precisão as condições operacionais de sistemas de ar condicionado automotivo. Nesse contexto, este trabalho contribui diretamente para preencher essa lacuna na literatura ao propor o projeto de uma bancada de testes que atende integralmente às normativas aplicáveis.

3. METODOLOGIA

Considerando o objetivo geral deste trabalho, que é o desenvolvimento do projeto de uma bancada de testes seguindo a Norma J2765 (SAE, 2017) para a caracterização de sistemas de condicionamento de ar automotivos, a fim de que possam ser analisados em condições de regime permanente e transiente, apresenta-se neste capítulo os elementos do projeto.

Definiu-se a partir das Normas J2765 (SAE, 2017) e 41.2 (ASHRAE, 1992) os elementos que compõem a bancada de testes, sendo necessárias duas câmaras individuais que replicam os ambientes do interior da cabine do automóvel, que contará com o túnel do evaporador, e o das condições externas, que contará com o túnel do condensador. Cada câmara contém ainda, um sistema que controla a temperatura do ar ambiente, composto por um sistema de fan-coil em conjunto com resistências elétricas.

3.1. CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

No desenvolvimento da bancada de testes para a determinação do coeficiente de performance para sistemas de ar condicionado automotivo, faz-se essencial considerar as condições de operação para garantir a precisão dos testes e o desempenho adequado dos sistemas de climatização e de geração de fluxo de ar. Essas condições de operação serão usadas no dimensionamento das câmaras de teste, ventiladores, e sistemas de aquecimento e resfriamento.

A tabela a seguir, baseada na norma SAE J2765 (2017), apresenta os valores máximos e mínimos de temperatura, velocidade máxima do ar e vazão mássica para o evaporador e o condensador, que serão empregados para ajustar e dimensionar os sistemas da bancada experimental.

Tabela 2 – Condições de testes

Condição	Temperatura Máxima (°C)	Temperatura Mínima (°C)	Velocidade Máxima (m/s)	Velocidade Mínima (m/s)	Vazão Mássica Máxima (kg/min)	Vazão Mássica Mínima (kg/min)
Evaporador	15	35	-	-	9	6.5
Condensador	70	15	4	1.5	-	-

Fonte: Autor (2024).

3.2. PROJETO DAS CÂMARAS

Com o intuito de replicar as condições da cabine de um automóvel e o ambiente externo, são necessárias duas câmaras caloríficas internamente climatizadas e termicamente isoladas. Para tal, descreve-se a seguir o desenvolvimento do projeto de isolamento térmico e sistema de controle térmico.

O dimensionamento das câmaras foi realizado com base na Norma 5151:2017 da International Organization for Standardization (ISO) e nas dimensões disponíveis no laboratório.

O sistema de condicionamento de ar automotivo foi determinado para ser capaz de operar com capacidades de até 60.000 BTU/h. Dessa forma, de acordo com as especificações da Norma 5151 (ISO, 2017), o volume recomendado para as câmaras é de pelo menos 42,8 m³. Já as dimensões totais da sala são de 5,35 metros de comprimento, 10 metros de largura e 3 metros de altura.

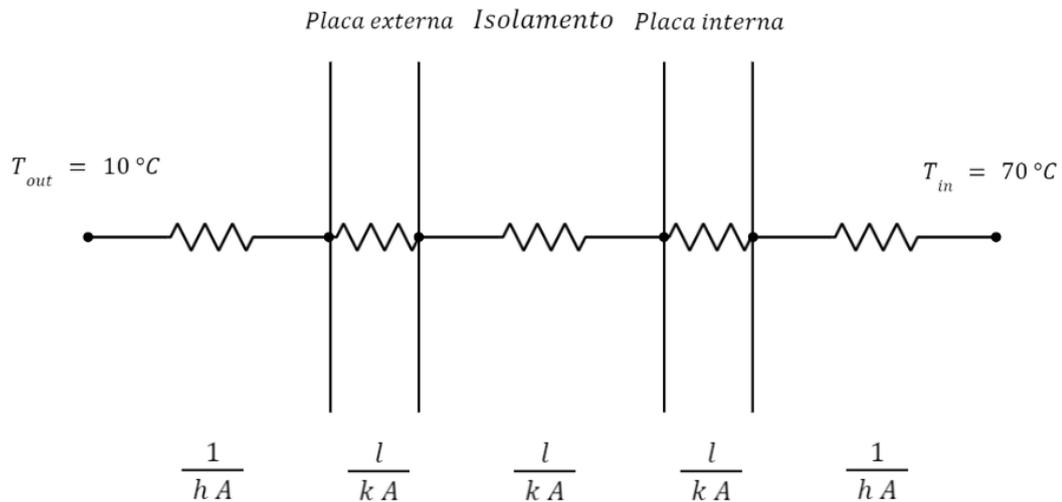
3.2.1. Determinação do Isolamento

A fim de determinar a espessura do isolamento das câmaras caloríficas, foi realizada uma análise da transferência de calor através de suas paredes. Considerando a transferência de calor como unidimensional, sem geração interna de energia e com propriedades constantes, utilizou-se o método de modelagem do sistema por meio da técnica de resistências térmicas (Incropera; Bergman; Dewitt; Lavine, 2007).

A transferência de calor em uma das paredes da câmara pode ser aproximada para um circuito de resistências em série, O esquema resultante é apresentado na Figura 18, em que são consideradas as trocas de calor por convecção com o meio

interno e externo e por condução através das placas das paredes metálicas e do isolamento interno, representadas por suas respectivas resistências térmicas (Incropera *et al.*, 2007).

Figura 18 – Esquema equivalente do isolamento das câmaras



Fonte: Autor, (2024).

Devido à baixa espessura e à alta condutividade térmica das placas das paredes metálicas, sua resistência à condução pode ser aproximada a zero e, portanto, desconsiderada no circuito equivalente. Dessa forma, a resistência térmica total é calculada com base no isolamento interno e na convecção.

A taxa de transferência de calor através da parede foi determinada de acordo com a Equação 10(10), em que a resistência total é dada pelo somatório das resistências térmicas do circuito equivalente (Incropera *et al.*, 2007). A partir desta abordagem é possível calcular a espessura necessária do isolamento para minimizar a perda de calor para o ambiente externo e assegurar a eficiência térmica das câmaras, como indica a Equação 11(11).

$$q = \frac{\Delta T}{R_{total}} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{A \cdot h_{int.}} + \frac{l}{A \cdot k} + \frac{1}{A \cdot h_{ext.}}} \quad (10)$$

$$l = \frac{k(A h_{int.} h_{ext.} \Delta T - q h_{ext.} - q h_{int.})}{q h_{int.} h_{ext.}} \quad (11)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção natural, usado para calcular $h_{int.}$ foi estimado com base em (Incropera et al., 2008). Segundo os autores, os coeficientes de transferência de calor por convecção natural do ar variam de $10 W/m^2.K$ à $25 W/m^2.K$.

A diferença de temperatura, ΔT , foi baseada na condição extrema de operação da bancada, $70^\circ C$, advinda da matriz de testes da Norma J2765 (SAE, 2017), e de um dia frio na cidade de Joinville, $10^\circ C$.

O material de isolamento escolhido foi o poliestireno expandido, pois apresenta uma baixa condução de calor e é um material de menor custo quando comparado com a espuma rígida de poliuretano. A condutividade térmica dele é de $0,040 W/m^2.K$ (Incropera et al., 2008).

A taxa de transferência de calor foi determinada com base na capacidade de resfriamento do compressor, determinada pela sua potência. De acordo com Nascimento (2015), a média de potência térmica, desenvolvida por um compressor operando a 800 rpm é de 23,04 kW.

Além disso, conforme especificado na Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) , as câmaras calorimétricas podem ser classificadas como do tipo balanceada ou calibrada, cada uma com características e requisitos distintos.

No tipo calibrado, é necessário realizar testes para determinar as perdas de calor da câmara para o ambiente externo. Essas perdas ocorrem principalmente através do teto, piso e paredes, que devem ser isolados adequadamente para minimizar trocas térmicas indesejadas. Uma vez determinadas, as perdas são corrigidas durante os ensaios. Em projetos baseados nesse tipo de câmara, é fundamental que as trocas de calor com o exterior sejam mantidas abaixo de 5% da capacidade de refrigeração do sistema em teste (ASHRAE, 1992).

Já no tipo balanceado, a concepção do aparato é diferente. A câmara calorimétrica é projetada com um segundo compartimento interno, criando uma camada de separação entre as paredes da câmara e o ambiente externo. Esse design permite que o sistema seja selado contra vazamentos de calor.

Para o projeto em questão, optou-se pelo tipo calibrado, devido à sua maior adequação às restrições do projeto, garantindo que a troca de calor com o ambiente externo permaneça dentro dos limites aceitáveis (ASHRAE, 1992). Dessa forma, considerou-se que a taxa de variação de calor devido às perdas térmicas deve representar, no máximo, 5% da capacidade de geração de calor do compressor, dadas as características da câmara calorífica calibrada.

3.2.2. Controle Térmico

A seção de controle térmico tem o intuito de garantir que as condições de testes definidas pela Norma J2765 (SAE, 2017) sejam atingidas e mantidas. Este aparato foi projetado para ser instalado no interior das câmaras caloríficas. Ele contém um sistema de resfriamento, por meio de um fan-coil, em conjunto com um sistema de aquecimento por resistências elétricas. A seguir será apresentado o dimensionamento de cada componente individualmente.

3.2.2.1 Sistema de resfriamento

Como mencionado anteriormente, o sistema de resfriamento selecionado foi o de fan coils, constituído de um ventilador, uma serpentina para circular água fria e um chiller, responsável por controlar a temperatura da água fornecida ao fan coil.

A fim de se determinar a potência necessária para o sistema de resfriamento das câmaras frigoríficas é fundamental, primeiramente, estabelecer as condições operacionais de cada câmara de forma precisa. Como as câmaras possuem perfis de temperatura diferentes, devido às funções distintas dos sistemas de condensação e evaporação, é essencial conduzir uma análise individual para cada uma.

Na câmara interna, onde se avalia o evaporador, o sistema de refrigeração deve ser capaz de simular até as condições mais extremas de operação de um sistema de ar condicionado. Gado, (2006) descreve um teste de Pull-Down, no qual a cabine é aquecida até uma temperatura elevada e, em seguida, resfriada até uma temperatura previamente determinada. Esse teste simula cenários em que a cabine está superaquecida devido a condições externas e precisa ser rapidamente resfriada a níveis que garantam conforto térmico em um dado intervalo de tempo.

Com base nesses parâmetros, é possível modelar o sistema, composto pela câmara, mas sem considerar o sistema de resfriamento, utilizando a Primeira Lei da Termodinâmica indicada na Equação 12. Considerando que a câmara é um sistema adiabático, que não existe trabalho envolvido, e que não há variações da energia cinética ΔE_c ou potencial ΔE_p no sistema, a equação pode ser reescrita, em termos de taxa, conforme a Equação 13 (Çengel; Boles, 2013).

$$Q - W = \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U \quad (12)$$

$$\dot{Q} = \frac{dU}{dt} \quad (13)$$

onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor e dU/dt é a variação da energia interna em função do tempo.

Considerando que a variação da energia interna de um sistema fechado e adiabático pode ser determinada em função da massa m , do calor específico a volume constante c_v , considerando que o volume da sala permanece constante ao longo do processo, a taxa de variação da temperatura dT/dt pode ser descrita pela Equação 14.

$$\dot{Q} = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} \quad (14)$$

A taxa de calor retirado do sistema (Q) deve ser igual ao calor fornecido ao fan coil, ou seja, todo o calor retirado da câmara deve ser fornecido a água do fan coil. Assim é possível projetar o fan coil em função da massa de ar da câmara (m), do calor específico a volume constante (c_v) e da taxa de resfriamento desejada ($\frac{dT}{dt}$). Essa taxa é determinada de forma diferente para a câmara do evaporador e do condensador.

Para a câmara do evaporador, a taxa de resfriamento é função dos parâmetros desejados no teste de Pull-Down, visto que este teste determina a taxa

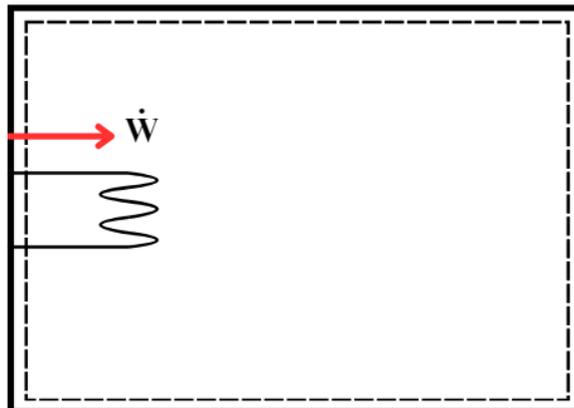
com que precisa resfriar o ambiente. Para a câmara do condensador, o sistema de climatização deve ser capaz de remover o calor rejeitado pelo sistema de condicionamento de ar testado, ou seja, é necessário analisar as curvas de operação do compressor, a fim de determinar a potência necessária para o correto funcionamento do condensador e o equilíbrio térmico da câmara.

3.2.1.2. Sistema de aquecimento

O sistema de climatização das câmaras frigoríficas também conta com resistências térmicas instaladas em conjunto com o sistema de fan-coil, com o objetivo de proporcionar um controle mais preciso da temperatura durante os testes.

No contexto do presente trabalho, o aquecimento ocorre em uma sala fechada e termicamente isolada do ambiente externo. Podendo ser traçado um volume de controle contendo o ar da sala e a resistência elétrica que a aquece, em que o trabalho gerado pela resistência atravessa a fronteira do volume de controle, como indica na Figura 19.

Figura 19 – Volume de controle para as resistências nas câmaras



Fonte: Autor, (2024).

Essa representação permite que o comportamento do sistema seja descrito em termos da Primeira Lei da Termodinâmica, como demonstra a Equação 15. Nesta equação, \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor, \dot{W} é a taxa de trabalho líquido, a equação já foi escrita na forma da variação de energia de um sistema.

$$\dot{Q} - \dot{W} = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} \quad (15)$$

Considerando o sistema isolado ($Q=0$) e que o trabalho elétrico fornecido pela resistência é dado por W_{elt} , a equação pode ser reescrita como:

$$\dot{W}_{elt} = m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} \quad (16)$$

A partir dessa relação, é possível calcular o tempo necessário para aquecer as câmaras até as condições de teste especificadas pela Norma SAE J2765 (SAE, 2017), como indica a Equação 17.

$$t = \frac{m \cdot c_v \cdot \Delta T}{W_{elt}} \quad (17)$$

Para o sistema de aquecimento instalado na câmara interna, onde o evaporador é posicionado, a potência das resistências elétricas foi determinada com base em testes de pull-down realizados por Gado (2006). Esses testes mostraram que o sistema consegue aquecer a câmara a uma taxa de 4,5 °C por minuto, o que estabelece a taxa necessária de variação de temperatura.

Já para a câmara onde o condensador é posicionado, a potência das resistências elétricas foi projetada para ser equivalente à potência do compressor que opera no sistema, visando simular a carga térmica que o condensador estaria exposto em condições reais de operação.

3.3. TÚNEIS DE VENTO

Com o intuito de simular o escoamento de ar sobre os trocadores de calor do sistema de condicionamento de ar automotivo, foram projetados túneis de vento para serem inseridos dentro das câmaras climatizadas. Esses, possuem uma seção transversal equivalente à área dos maiores trocadores de calor empregados no Brasil.

Para o projeto do túnel, levando em considerações as limitações de espaço existentes para a instalação, foi decidido trabalhar com um túnel do tipo aberto com ventilador radial na configuração de sugador. Os túneis empregados nesse projeto são definidos pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) como Outlet test chambers.

As bancadas desta pesquisa foram projetadas para operar com veículos de passeio. As dimensões dos trocadores de calor foram determinadas com base nos dados fornecidos pela Valeo (2024), considerando tanto os menores quanto os maiores veículos da Renault. Além disso, também foi realizado um levantamento das maiores e menores dimensões dos trocadores de calor de veículos utilizados no Brasil.

Isso garante que as bancadas sejam compatíveis com uma ampla variedade de sistemas de ar condicionado automotivos presentes no mercado nacional, assegurando a versatilidade e a abrangência dos testes. A relação das dimensões pode ser observada no Quadro 1.

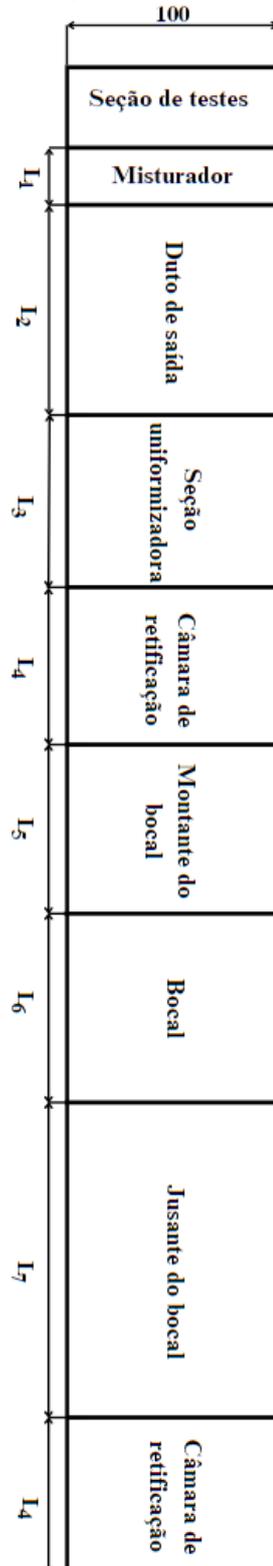
Quadro 1 – Dimensões trocadores de calor.

Veículo	Componente	Comprimento [mm]	Altura [mm]	Espessura [mm]
Kwid	Condensador	375	348,6	12
	Evaporador	177	251,5	45
Duster	Condensador	513	396	12
	Evaporador	214	225	38
Master	Condensador	760	349,75	16
	Evaporador	249,5	255	40
Veículos comuns	Condensador	405 - 759	302 - 522	10-16
	Evaporador	165 – 255	207 - 314	35 – 74

Fonte: Autor, (2024).

Os túneis de vento são projetados para serem divididos em diferentes seções, a Figura 20 apresenta as divisões e comprimentos envolvidos no projeto do túnel de vento.

Figura 20 – Seções de um túnel de vento



Fonte: Autor, (2024).

3.3.1. Seções dos Túneis de Vento

O projeto dos túneis de vento foi baseado nos requisitos das Normas J2765, 41.2 (ASHRAE, 1992), e nos trabalhos de Mehta e Bradshaw, (1979) e de Barlow, Rae e Pope, (1999). Para o projeto, a seção transversal dos túneis foi mantida constante ao longo de seu comprimento e os valores serão apresentados na seção de resultados.

Conforme os requisitos da Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), a primeira seção dos túneis de vento corresponde ao duto de entrada, que atua como seção primária. Embora a norma recomende essa seção, ela não é obrigatória. Dessa forma, optou-se por desconsiderá-la no projeto, considerando que o comprimento total do túnel, mesmo sem essa seção, já ocupava o espaço disponível da câmara.

Após a seção de entrada é instalada a seção de testes, cujo comprimento é determinado pelo comprimento do evaporador ou condensador a serem avaliados.

Na sequência, a Norma J2765 (SAE, 2017) sugere o uso de uma seção para as telas misturadoras, entretanto de acordo com a Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), norma específica para projeto de túneis de vento, esta seção não é obrigatória, dessa forma seu comprimento foi considerado apenas no túnel de vento que aloca o evaporador, não estando presente no túnel de vento do condensador, dado o limite de espaço no laboratório. O comprimento desta seção, L_1 , é definido pela Equação 18, em que D_h é o diâmetro hidráulico dos túneis, definido pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), como um diâmetro com área equivalente a área retangular da seção transversal, representado na Equação 19, na qual a e b são a altura e largura da área transversal (ASHRAE, 1992).

$$L_1 = \frac{D_h}{6} \quad (18)$$

$$D_h = \left(\frac{4ab}{\pi} \right)^{0.5} \quad (19)$$

Apesar de não ser um requisito obrigatório, a Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) define uma seção, nomeada como duto de saída, com comprimento L_2 , entre dois e três diâmetros hidráulicos, como indica a Equação 20(20) que deve ser instalada após a unidade de teste. Essa seção foi considerada apenas no projeto do túnel de vento do evaporador, não estando presente no projeto do túnel de vento que aloja o condensador.

$$L_2 = [2,3] D_h \quad (20)$$

Em seguida, deve ser inserida uma seção uniformizadora de fluxo, obrigatória, posicionada entre o duto de saída e a primeira câmara de retificação, com comprimento, L_3 igual ao diâmetro hidráulico do túnel para ventiladores radiais, e dois diâmetros hidráulicos de comprimento, nos casos em que o fluxo do ventilador é paralelo ao eixo do ventilador, axiais (ASHRAE, 1992). Dessa forma, foi selecionado o uso de ventiladores radiais.

$$L_3 = D_h \quad (21)$$

A câmara de retificação, comprimento L_4 , é definida conforme as análises experimentais de Mehta e Bradshaw, (1979). Nesta seção devem ser inseridas telas, colmeias ou retificadores para uniformizar o escoamento. O espaçamento entre telas deve ser igual a 0,2 do diâmetro hidráulico da câmara de retificação. De acordo com Mehta e Bradshaw, (1979) usualmente são utilizado uma colmeia e pelo menos uma tela retificadora.

Após a câmara de retificação, é incluída uma seção a montante do bocal, com extensão, L_5 , de metade do diâmetro hidráulico da seção de testes, conforme a Equação 21(22) (ASHRAE, 1992). A seção do bocal deve ter comprimento L_6 igual ao comprimento do próprio bocal.

$$L_5 = \frac{D_h}{2} \quad (22)$$

Em seguida, após a saída do bocal deve ser inserida mais uma seção a jusante do bocal, obrigatória de comprimento, L_7 igual a 2.5 vezes o diâmetro da garganta do maior bocal D_b , como indica a Equação 23(23), (ASHRAE, 1992). Por fim, deve ser colocada uma segunda câmara de retificação de comprimento L_8 , seguindo os mesmos critérios anteriormente descritos estabelecidos por Mehta e Bradshaw, (1979). O ventilador centrifugo é conectado ao fim dos túneis de vento.

$$L_7 = 2.5 D_b \quad (23)$$

3.3.2. Instrumentação

A Norma J2765 (SAE, 2017) estabelece a necessidade de medições específicas durante os testes de sistemas de condicionamento de ar, incluindo a obtenção de dados de temperatura, pressão, vazão de fluido refrigerante, calor latente, velocidade de rotação, torque, vazão mássica e tempo. No entanto, considerando que apenas os sistemas de medição de temperatura e pressão de ar estão integrados aos túneis de vento deste projeto, esses serão os únicos abordados a seguir.

Conforme a Norma J2765 (SAE, 2017), as medições de temperatura e pressão do ar devem seguir os princípios estabelecidos pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992). A pressão estática deve ser determinada utilizando um manômetro ou um transdutor de pressão, sendo a tomada de pressão realizada a uma distância específica do trocador de calor, calculada pela Equação 24(24). Nessa equação, d é a distância da tomada de pressão, enquanto a e b representam a altura e largura da área transversal, respectivamente (ASHRAE, 1992)

$$d = 0,5 \sqrt{a \cdot b} \quad (24)$$

Além disso, a medição da pressão diferencial nos bocais é essencial, podendo ser realizada por manômetros ou transdutores de pressão diferencial. Nesse caso, a Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) recomenda que a tomada de pressão seja feita a 1,5 polegadas a montante do bocal.

A medição da temperatura do escoamento de ar nos túneis é fundamental para determinar a taxa de vazão de ar, pois essa variável é utilizada para calcular propriedades como densidade, viscosidade e número de Reynolds (ASHRAE, 1992). A Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) indica que essa medição pode ser realizada com termômetros, transdutores ou sensores de temperatura.

A Norma J2765 (SAE, 2017) especifica a disposição dos instrumentos de medição de temperatura nos túneis de vento. De acordo com as orientações, deve-se instalar uma grade de termopares tanto a montante quanto a jusante dos trocadores de calor, ou seja, nas duas faces dos trocadores. Os termopares devem ser posicionados de forma equidistante, a fim de obter um perfil de temperatura preciso. Adicionalmente, a Norma determina a instalação de termopares na saída dos bocais, diretamente na face do bocal, para medições adequadas da temperatura do ar nessa região.

3.3.3. Projeto dos Bocais

Os bocais são responsáveis por garantir a medição precisa da vazão nos túneis de vento. Eles foram projetados de acordo com os valores de vazão mínima e máxima determinados para os túneis de vento.

A Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) estipula os limites de velocidade na garganta dos bocais como sendo entre 15 m/s e 35 m/s, já a Norma J2765 (SAE, 2017) determina as velocidades máxima e mínima na face do condensador e os limites de vazão sobre a face do evaporador. Ou seja, a vazão do escoamento é determinada pela J2765 (SAE, 2017), e o diâmetro do bocal é determinado pela faixa de velocidades estipulada pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992).

Fox; Mcdonald; Pritchard, (2014) determinam que, de acordo com o princípio de Bernoulli, a vazão deve ser constante na seção anterior e na garganta dos bocais. Assim, a área de saída dos bocais pode ser determinada correlacionando as vazões do escoamento desejadas sobre o trocador de calor com a velocidade máxima na garganta do bocal, estipuladas pelas Normas J2765 (SAE, 2017) e 41.2 (ASHRAE, 1992) respectivamente. A Equação 25, é utilizada para determinar a área do maior bocal, $A_{B,max}$, considerando a vazão máxima, \dot{m}_{max} , considerando a velocidade

máxima permitida na garganta dos bocais como 35 m/s e o número de bocais sendo n .

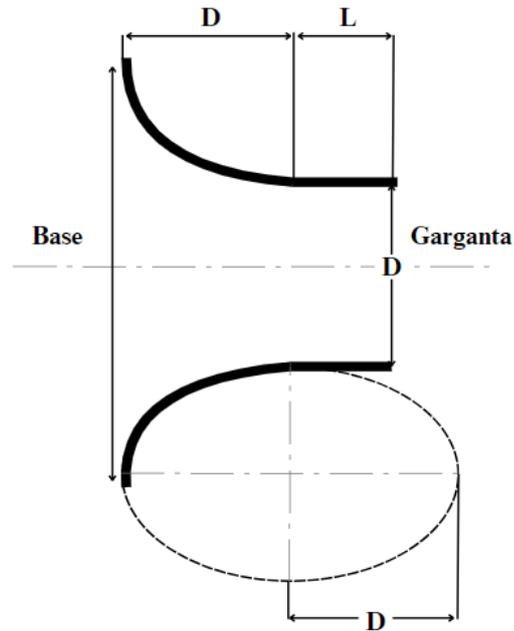
$$A_{B,max} = \frac{\dot{m}_{max}}{35 n} \quad (25)$$

Para garantir que toda a faixa de vazões seja possível de ser medida pelos bocais, é ainda, necessário definir bocais para operarem sobre as condições de velocidade na garganta dos bocais e vazões mais baixas. A Equação 26 determina a área do menor bocal necessário $A_{B,min}$, com base na vazão mínima requirida \dot{m}_{min} , a menor velocidade na garganta dos bocais como 15 m/s e o número de bocais n .

$$A_{B,min} = \frac{\dot{m}_{min}}{15 n} \quad (26)$$

Com a área do bocal já estabelecida é possível determinar sua geometria final, dado que a Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) define a geometria dos bocais como sendo elíptica e determinada com base em seu diâmetro de garganta, a Figura 21 indica as dimensões dos bocais.

Figura 21 – Configuração dos bocais



Fonte: Autor, (2024).

Para bocais, o diâmetro da base é estabelecido de acordo com as orientações da Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), como ilustrado na Equação 27(32, em que D representa o diâmetro da garganta, previamente determinado. Já o comprimento do bocal é definido pela Equação 28, onde L assume um valor entre $0,5D$ e $0,6D$.

$$D_{Base} = D + 0,667D \cdot 2 \quad (27)$$

$$\text{Comprimento bocal} = D + L \quad (28)$$

3.3.4. Seleção dos Ventiladores

A fim de determinar a potência dos ventiladores para as bancadas de testes, é necessária a determinação dos parâmetros de pressão e vazão máximas de operação dos mesmos. Os critérios de vazão são determinados seguindo os

parâmetros de testes da Norma J2765 (SAE, 2017), enquanto a pressão é dada pelo cálculo da perda de carga ao longo dos túneis e de seus componentes.

3.3.4.1. Vazão

O parâmetro de vazão dos ventiladores é função da pressão estática gerada por eles. No projeto apresentado, os limites de operação de vazão mínima e máxima podem ser determinados com base nos requisitos de testes e na matriz de operação especificados pela Norma J2765 (SAE, 2017).

Na câmara que simula o ambiente externo, onde se encontra o condensador, a vazão é determinada a partir dos valores de velocidade a jusante do condensador e de sua área transversal, tanto para os valores máximos quanto mínimos. Por outro lado, na câmara calorífica que simula o ambiente interno da cabine, onde ocorre o teste do evaporador, a vazão necessária para a operação do ventilador é determinada pela vazão mássica na face do evaporador. Essa diferença, em que para um é velocidade e para o outro é vazão, isso foi definido pela Norma J2765 (SAE, 2017).

3.3.4.2. Perda de carga

A variação de pressão, ao longo do túnel, pode ser determinada considerando a perda de carga causada pelo atrito do escoamento do ar nas paredes do duto e as perdas em seus acessórios individuais, conforme demonstrado na Equação 29(29), em que ΔP representa a perda de carga total, ΔP_{atrito} as perdas do escoamento sobre as paredes e $\Delta P_{pontual}$ a perda de carga nos acessórios (Fox *et al.* 2014).

$$\Delta P = \Delta P_{pontual} + \Delta P_{atrito} \quad (29)$$

A perda de carga gerada pelo atrito ao longo do túnel pode ser determinada utilizando a Equação 30(30), que considera o escoamento desenvolvido como turbulento. Nessa equação, f é o coeficiente de perda de carga distribuída, L o comprimento, D_h o diâmetro hidráulico para um duto com seção transversal retangular, V a velocidade média desenvolvida e ρ a densidade do ar (Fox *et al.* 2014).

$$\Delta P_{\text{atrito}} = f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2} \rho \quad (30)$$

O coeficiente de perda de carga distribuída foi determinado pelo método de Colebrook, descrito na Equação 31, a fim de evitar o uso de métodos gráficos. Nesta equação, e é a rugosidade do material do túnel, sendo 0.000045 m, e Re é o número de Reynolds, obtido por meio da Equação 32, onde μ é a viscosidade do ar e D_h é o diâmetro hidráulico da seção transversal do túnel (Fox *et al.* 2014).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{e}{D_h} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (31)$$

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (32)$$

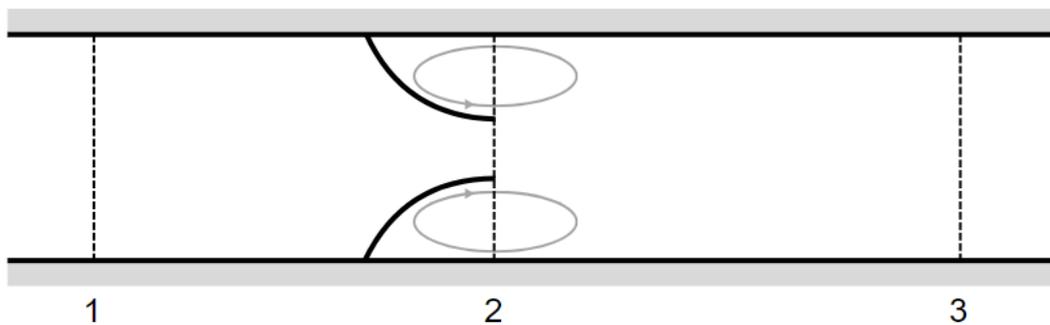
A segunda parte do cálculo é devido a variação de pressão pontual nos acessórios. Ela é definida a partir do projeto dos túneis, que inclui a adição de telas retificadoras, bocais e uma colmeia. No caso de túneis com curvas, ainda devem ser consideradas as perdas nas palhetas de curvas. Portanto, essas perdas de pressão são determinadas de acordo com a Equação 33(33), em que k é coeficiente de perda individual para cada acessório (Mehta; Bradshaw, 1979).

$$\Delta P_{\text{pontual}} = k \frac{V^2}{2} \rho \quad (33)$$

Pabón (2014), elucida que o coeficiente de carga pode ser obtido por meio de experimentos e encontrado na literatura em tabelas e gráficos. De acordo com Mehta e Bradshaw (1979), o fator de carga para colmeias é $k = 2$, garantindo a não interferência de pequenas não uniformidades no sistema. Para as telas retificadoras, dados experimentais apontam um $k = 1.5$ como adequado (Mehta; Bradshaw, 1979).

Além disso, é necessário definir a variação de pressão gerada nos bocais. De acordo com Fox *et al.* (2014), a perda de carga para escoamento em um duto uniforme com um bocal pode ser representada como dois volumes de controle, como demonstra a Figura 22, separados pela zona de *vena contracta*, que é o ponto onde o escoamento tem seu menor diâmetro e, portanto, maior velocidade (Fox *et al.* 2014).

Figura 22 – Volumes de controle para duto com bocal.



Fonte: Autor, (2024).

Nos bocais, dada sua geometria, essa zona é posicionada exatamente em sua saída. No volume de controle entre os pontos 1 e 2, há a perda de pressão dada pelo escoamento no bocal e entre 2 e 3 uma zona de recirculação onde parte dessa pressão é restabelecida. Esse fenômeno pode ser observado aplicando o princípio de Bernoulli entre os pontos 1 e 3, conforme a Equação 34, onde se assume que a velocidade nos pontos 1 e 3 são as mesmas e não há variação na coordenada z , resultando no rearranjo da Equação 35 (Fox *et al.* 2014).

$$0 = \left(\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1}{2} + gz \right) - \left(\frac{P_3}{\rho} + \frac{V_3}{2} + gz \right) \quad (34)$$

$$P_1 - P_3 = P_1 - P_2 - (P_3 - P_2) \quad (35)$$

A parcela de variação de pressão no volume de controle entre 2 e 3 pode ser determinada seguindo a equação da quantidade de movimento na coordenada x , como demonstra a Equação 36(36), em que a força em x é determinada pela soma

das forças de superfície F_s , nesse caso dá pela atuação da pressão, e forças de campo F_b que normalmente são dadas pela ação da força gravitacional (Fox *et al.* 2014).

Seguindo as hipóteses de que não há forças de campo atuantes no sistema e que este se dá em regime permanente, obteve-se a Equação 38(38), que pode ser reescrita em termos da vazão Q e velocidade do escoamento no duto V_3 e na zona de *vena contracta* V_2 , resultando por fim na Equação 39, capaz de determinar o ganho de pressão na recirculação após a saída do bocal.

$$F_x = F_s + F_b = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} u \rho dV + \int_{SC} u \rho V dA \quad (36)$$

$$F_x = F_s = \int_{SC} u \rho V dA \quad (37)$$

$$(P_2 - P_3) A_3 = u_3 \rho V_3 A_3 - u_2 \rho V_2 A_2 = (V_2 - V_3) \rho Q \quad (38)$$

$$P_3 - P_2 = (A_3 - A_2) \frac{\rho Q^2}{A_2 A_3^2} \quad (39)$$

A perda de pressão entre os pontos 1 e 2 foi calculada seguindo o princípio de Bernoulli, como demonstra a Equação 40(40), essa considera os diâmetros interno e externo D_1 e D_2 , respectivamente, e a vazão Q , para determinar a perda de pressão ΔP no mesmo (Fox *et al.* 2014).

$$\Delta P_{bocal} = \frac{8 \rho Q^2}{\pi D_1^2} \left[\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^4 - 1 \right] \quad (40)$$

Com a perda de carga total definida e a vazão previamente estabelecida, é possível selecionar um ventilador adequado para a operação seguindo as curvas de operação dos ventiladores.

3.3.4.3. Inversor de frequência

Inversores de frequência são dispositivos eletrônicos utilizados a fim de se ajustar a velocidade de motores de corrente alternada (CA) ao variar a frequência da energia fornecida ao motor. A aplicação de inversores de frequência, particularmente em sistemas de ventilação e refrigeração, permite o controle preciso da velocidade de rotação, proporcionando um funcionamento suave e adaptável a diferentes condições operacionais.

Segundo Li, (2015), essa tecnologia oferece diversas vantagens operacionais, incluindo a capacidade de realizar uma partida suave, o que evita o desgaste prematuro no motor e no ventilador devido ao excesso de esforço mecânico. Além disso, essa partida suave reduz significativamente o consumo de energia, ajustando a velocidade do motor para atender somente às condições ideais de teste (Li, 2015).

Os inversores de frequência se mostram especialmente vantajosos em aplicações de ventiladores com variação de velocidade, como os ventiladores centrífugos (Li, 2015). As leis de afinidade para ventiladores e motores indicam que há uma relação direta entre a velocidade de rotação do motor e a vazão de ar gerada, conforme demonstrado na Equação 41, em que N representa a velocidade de rotação e Q, a vazão obtida pelo ventilador (Li, 2015).

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (41)$$

Essa relação linear permite que o inversor ajuste a vazão de acordo com as necessidades específicas de teste, promovendo economia de energia ao reduzir a velocidade em momentos de menor demanda (Li, 2015).

Além de ajustar a velocidade de operação, os inversores de frequência frequentemente incluem interfaces que permitem monitorar e medir as condições de operação, proporcionando dados em tempo real sobre consumo de energia e desempenho do sistema. Essas funcionalidades tornam os inversores essenciais para aplicações que demandam controle preciso de variáveis como pressão e vazão do ar, facilitando a adaptação do sistema às necessidades específicas de cada ensaio (Li, 2015).

4. RESULTADOS

Neste capítulo, é apresentado o projeto detalhado da bancada de testes para determinação do coeficiente de performance de sistemas de condicionamento de ar automotivo, desenvolvido a partir da metodologia e dos cálculos descritos no Capítulo 3. A bancada experimental foi concebida para atender aos requisitos de operação e controle das condições de teste, conforme definidos na matriz experimental da Norma J2765 (SAE, 2017).

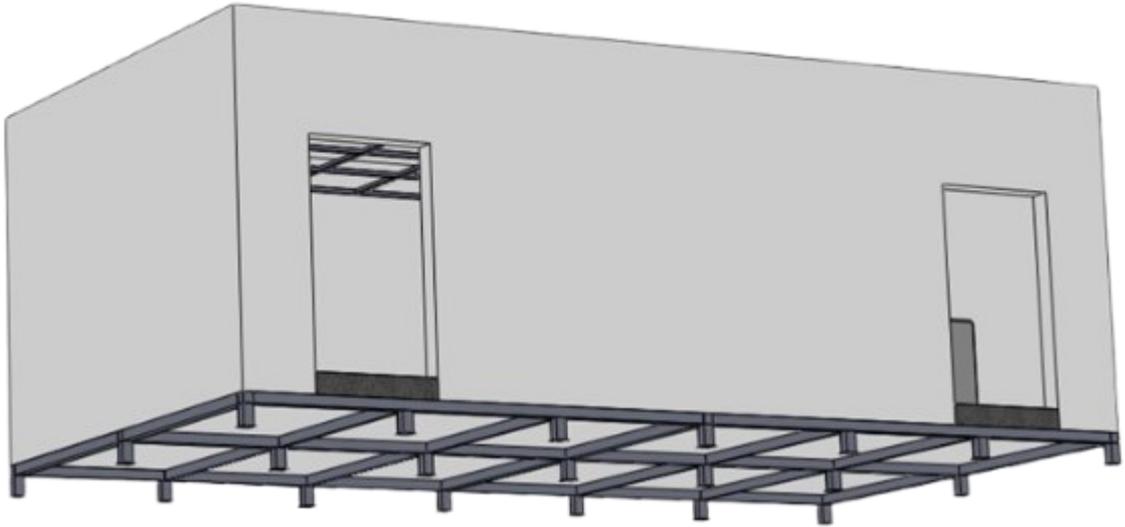
Serão apresentados os resultados do projeto relativos aos tópicos: 1) Câmaras com controle de temperatura, 2) sistema de resfriamento, 3) sistema aquecimento, 4) túnel de vento, 5) instrumentação, 6) projeto do ventilador.

4.1. CÂMARAS CALORIMÉTRICAS

Como mencionado, o dimensionamento das câmaras foi realizado com base na Norma 5151:2017 da International Organization for Standardization (ISO), para sistema de condicionamento de ar de até 60.000 *BTU/h*. De acordo com as especificações da Norma 5151 (ISO, 2017), o volume recomendado para as câmaras é de pelo menos 42,8 m^3 .

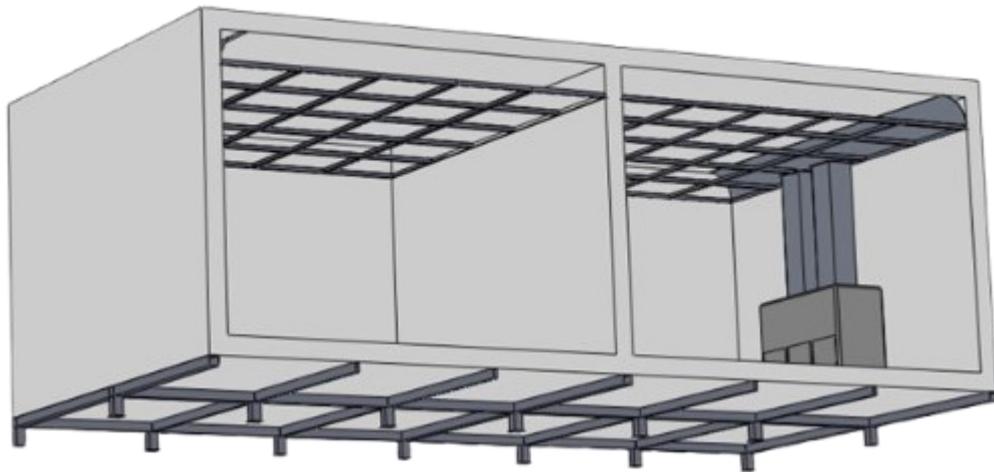
Considerando as restrições de espaço no laboratório, as dimensões da câmara foram adaptadas para atender às necessidades do projeto. O comprimento foi definido em 4,6 metros, sendo o limite máximo de ocupação da sala de 5,35 metros. Esta decisão levou em conta a espessura das paredes laterais, de 0,2 metros, além de um afastamento de 0,45 metros da parede de fundo. A largura da câmara foi ajustada para 4,35 metros, em virtude da largura total da sala, que é de 10 metros, deixando um espaço de 0,35 metros em cada lado para facilitar o acesso à instrumentação e permitir a circulação de ar. Já a altura foi fixada em 3 metros, composta por 2,7 metros de altura útil e 0,3 metros destinados ao teto falso. As Figuras 23 e 24 apresentam as vistas externa e interna das câmaras projetadas. A Figura 25 demonstra as cotas das câmaras caloríficas projetadas.

Figura 23 – Vista externa câmaras projetadas.



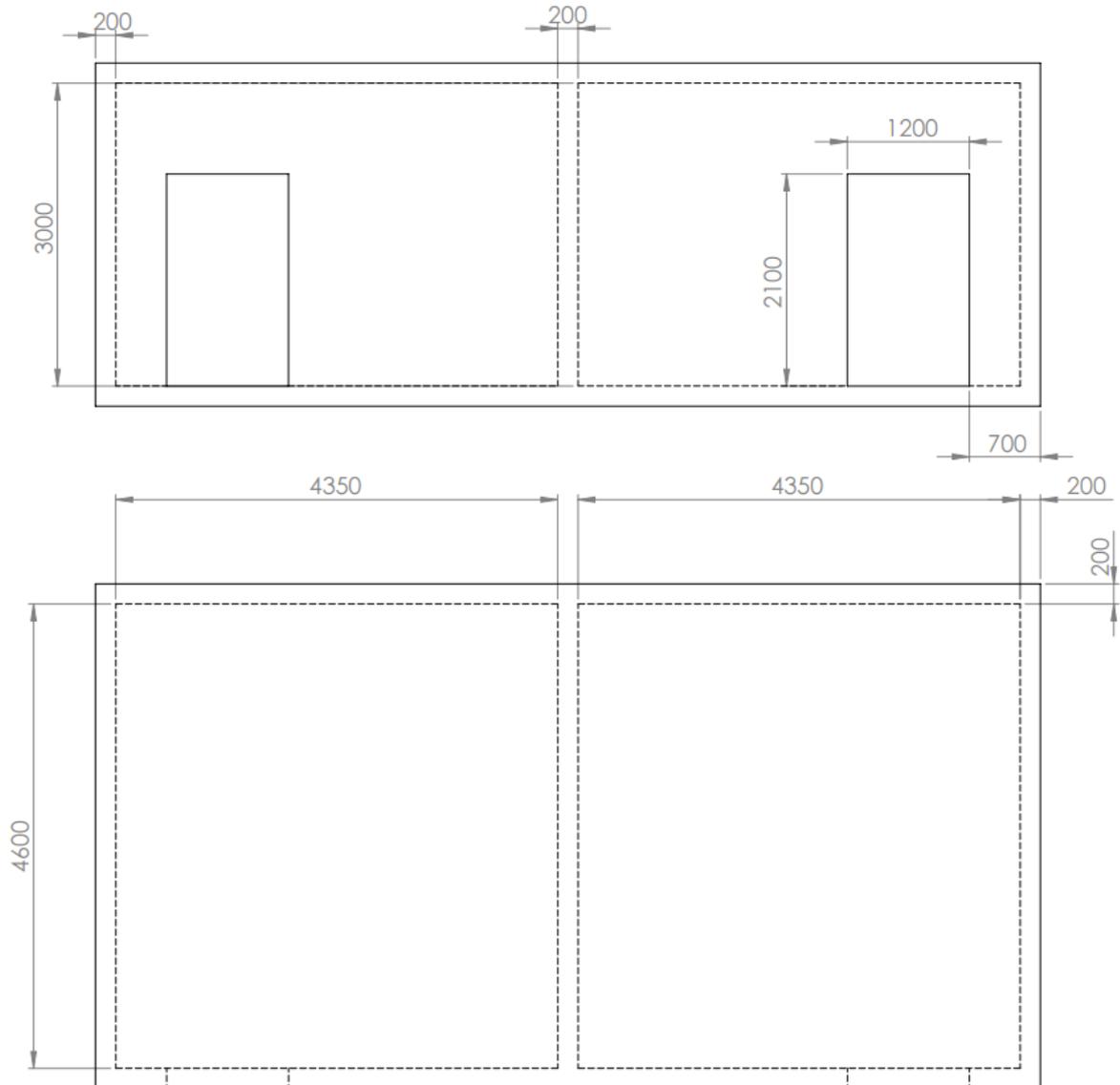
Fonte: Relatório interno, (2024).

Figura 24 – Vista externa câmaras projetadas.



Fonte: Relatório interno, (2024).

Figura 25 – Cotas das câmaras projetadas.



Fonte: Relatório interno, (2024).

Em conformidade com a Norma J2765 (SAE, 2017), o projeto das câmaras inclui um sistema de controle de temperatura, que é necessário para manter as condições termodinâmicas estabelecidas para os testes.

4.1.1. Isolamento

As câmaras calorimétricas foram projetadas a fim de se garantir o isolamento térmico do sistema com o ambiente, garantindo o controle de temperatura da bancada de testes e possibilitando a recirculação de ar no sistema.

Com base na metodologia previamente estabelecida para a determinação do isolamento, determinada no Capítulo 3.2.1. foi possível calcular a espessura necessária do isolamento, L , para a câmara.

Empregando a Equação 10 e os valores apresentados na metodologia e resumidos no quadro a seguir, foi possível calcular o isolamento como sendo igual a 66 cm de espessura de isolamento.

Quadro 2 – Parâmetros para determinação da espessura do isolamento.

Parâmetro	Valor	Unidade
Área da superfície	94,5	m ²
Temperatura interna	343	K
Temperatura externa	318	K
Condutividade térmica	0,04	W/m·K
Coeficiente convectivo interno	10	W/m ² ·K
Coeficiente convectivo externo	25	W/m ² ·K
Taxa de transferência de calor	2825	W
5% da taxa de transferência de calor	141,25	W
Espessura do isolamento	0,66	m

Fonte: Autor, (2024).

No entanto, devido às limitações de espessura máxima que podem ser produzidas pelo fabricante e ao espaço disponível no laboratório, a espessura do isolante foi ajustada para 20 cm, a máxima espessura possível de ser fabricada, informações fornecidas pelo fabricante. Embora essa redução na espessura do isolamento possa resultar em um aumento na taxa de transferência de calor, as restrições práticas foram consideradas aceitáveis para a viabilidade do projeto.

4.1.2 Controle de temperatura

O sistema de controle térmico das câmaras frigoríficas tem como objetivo possibilitar a simulação precisa das cargas térmicas, conforme estabelecido pela matriz de testes da Norma J2765 (SAE, 2017). Para alcançar esse objetivo, foram projetados sistemas de resfriamento e aquecimento específicos para cada câmara, levando em consideração seus respectivos perfis térmicos.

4.1.2.1. Resfriamento

O resfriamento das câmaras foi implementado por meio de um sistema de fan-coil, Figura 26, sendo a capacidade de refrigeração determinada individualmente para cada câmara, devido aos diferentes perfis operacionais do sistema de evaporador e condensador.

Figura 26 – Sistema de fan-coil.



Fonte: Trocalor, (2024).

No caso da câmara do evaporador, as capacidades térmicas da câmara devem ser proporcionais às do sistema de evaporação. Gado (2006) apresentou testes de pulldown com uma taxa de resfriamento de $4,5^{\circ}\text{C}$ por minuto. Esses dados, combinados com a Primeira Lei da Termodinâmica, Equação 9, foram utilizados para calcular a capacidade de refrigeração necessária para a câmara do evaporador. Para

este cenário, e considerando um coeficiente de segurança de 30%, a potência necessária foi estimada em 5,3 kW, o que equivale a cerca de 1,5 toneladas de refrigeração, TR.

Por outro lado, para a câmara do condensador, a potência térmica gerada deve ser equivalente à capacidade de dissipação de calor do condensador.

Considerando a condição de maior capacidade de um compressor da Valeo (2024) genérico, com 160 cm³ de deslocamento. Como a capacidade de resfriamento da câmara precisa ser compatível com essa geração de calor, ou seja, com a potência do compressor, o sistema de refrigeração projetado para a câmara do condensador deve ser capaz de atingir cerca de 33 kW ou 9,5 TR, garantindo que o ambiente seja adequadamente resfriado durante o processo de dissipação térmica. Portanto, o chiller deve ter essa capacidade de resfriamento.

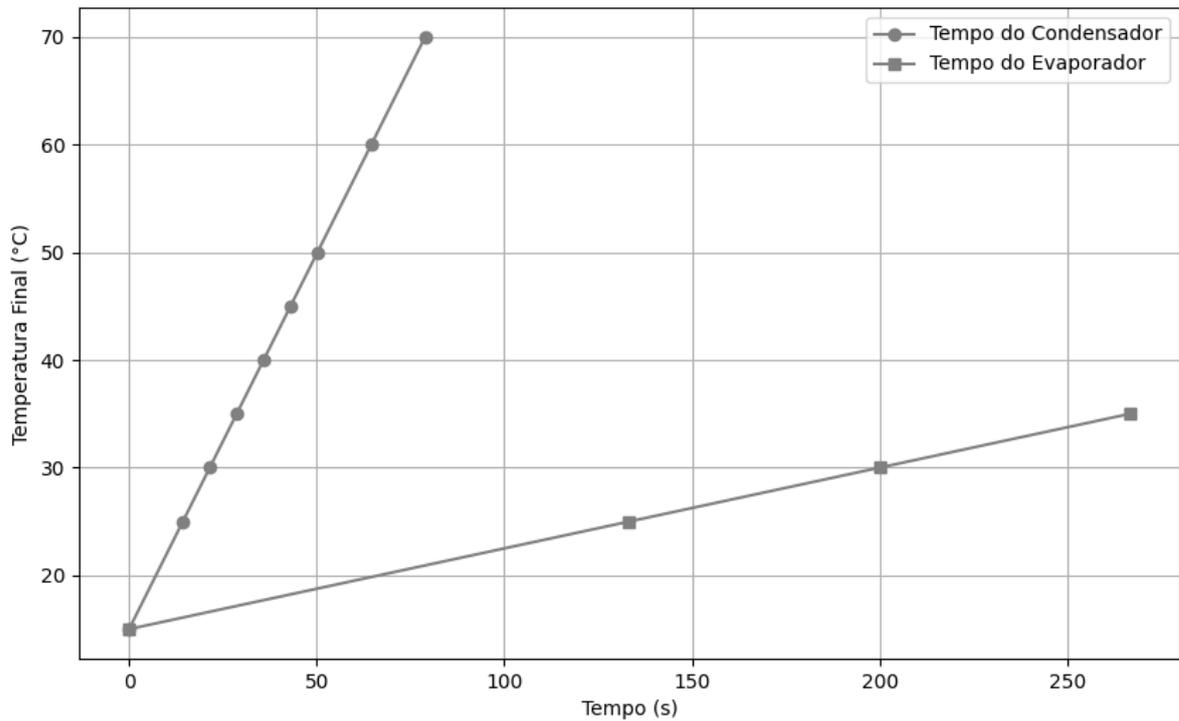
4.1.2.2. Aquecimento

O sistema de climatização das câmaras frigoríficas também conta com resistências térmicas instaladas em conjunto com o sistema de fan-coil, com o objetivo de proporcionar um controle mais preciso da temperatura durante os testes. A determinação da potência necessária para o sistema de aquecimento por resistências foi baseada na inclinação da curva de variação da temperatura por unidade de tempo, conforme os ensaios de pull-down realizados por Gado, (2006), 4,5 °C/min. Com base nesta taxa, no volume da câmara, no cv do ar, e um coeficiente de segurança de 30%, é possível estimar que a potência das resistências elétricas deve ser equivalente à do sistema de resfriamento por fan-coil, que possui uma capacidade de 5,3 kW, ver Equação 16.

Já para a câmara externa, onde o condensador está alocado, o aquecimento deve ser realizado com uma potência similar ao sistema de resfriamento, permitindo comparações adequadas. Assim, a potência necessária para o aquecimento dessa câmara é de aproximadamente 33 kW.

A partir da determinação da potência dos sistemas de aquecimento das câmaras, é possível correlacionar o tempo necessário para aquecer as câmaras com as diferentes condições de temperatura de teste especificadas na Norma J2765 (SAE, 2017), conforme a Equação 17. A Figura 27 ilustra o tempo necessário para atingir as temperaturas de teste.

Figura 27 – Tempos necessários para atingir as condições de testes.



Fonte: Autor, (2024).

4.4. TÚNEIS DE VENTO

Para garantir a precisão dos testes, os túneis de vento foram construídos seguindo os parâmetros estabelecidos pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), que fornece diretrizes detalhadas para túneis de ensaio tipo Outlet Test. A bancada de testes deve ser capaz de abrigar uma certa variedade de condensadores e evaporadores. Em razão disso, foi realizado um levantamento das maiores dimensões desses dispositivos existentes no Brasil, e a tabela a seguir apresenta esses valores.

Para os condensadores, o comprimento deve ficar entre 375 mm e 760 mm, a altura entre 302 mm e 522 mm, e a espessura entre 12 mm e 16 mm. Para os evaporadores, o comprimento deve ser de 165 mm a 255 mm, a altura de 207 mm a 314 mm, e a espessura de 35 mm a 74 mm. A Tabela 3 representa as dimensões mínimas e máximas para os condensadores e evaporadores a serem testados.

Tabela 3 – Dimensões limites condensadores e evaporadores

Dispositivo	Comprimento (mm)	Altura (mm)	Espessura (mm)
Condensador	375 - 760	302 - 522	12 - 16
Evaporador	165 - 255	207 - 314	35 - 74

Fonte: Autor, (2024).

Além disso, os túneis de vento devem ser equipados com um sistema de instrumentação capaz de monitorar as variáveis durante os ensaios. Esse sistema deve medir as temperaturas do ar nos túneis de vento, a pressão do escoamento, e a vazão do ar. O sistema de instrumentação deve atender aos requisitos especificados na Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), que estabelece os padrões para medições de fluxo de ar e temperatura em sistemas de condicionamento de ar.

Nas próximas seções, serão apresentados o projeto do túnel de vento com a definição dos pontos de alojamento dos instrumentos de medição.

4.4.1. Seções dos túneis de vento

Os túneis de vento foram projetados e construídos com base nos critérios estabelecidos pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) para túneis com Outlet test, e tem o intuito de desenvolver um fluxo de ar sobre os trocadores de calor dos sistemas de condicionamento de ar automotivos.

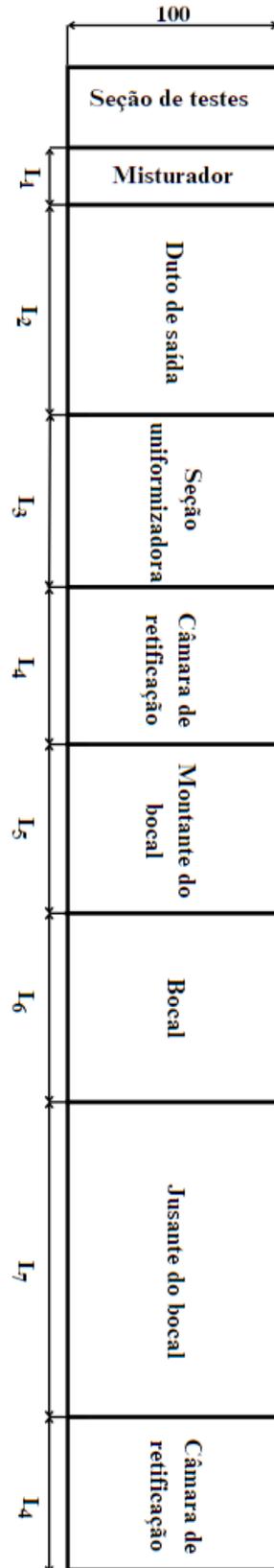
A seção transversal dos túneis de vento foi mantida constante ao longo de sua extensão e foi estipulada para acomodar os maiores trocadores de calor levantados e apresentados no Quadro 1, com uma leve folga para seu acoplamento.

Portanto, para o condensador as dimensões limitantes são de 760 mm x 522 mm, considerando a folga, a seção transversal do túnel em que esse se situa deve ser de 780 mm x 540 mm.

Assim, o diâmetro hidráulico, calculado de acordo com a Equação 19. é de 733 mm. Já, para o evaporador as condições limitantes são de 255 mm x 314 mm, portanto, com a folga a seção transversal do seu túnel é de 275 mm x 335 mm resultando em um diâmetro hidráulico da seção de testes de 343 mm.

Com base na metodologia apresentada no item 3.3.1. o projeto do túnel para a presente pesquisa, com suas seções, é apresentado a seguir, A Figura 28 representa as diferentes seções em um túnel de vento.

Figura 28 – Diferentes seções de um túnel de vento.



Fonte: Autor, (2024).

A primeira seção é a seção de testes, projetada para ter um comprimento semelhante a espessura do maior trocador de calor. No caso do condensador, o comprimento máximo é de 16 mm, enquanto que para o evaporador é de 74mm.

Após essa seção de testes, há uma seção destinada ao posicionamento de telas misturadoras, para uniformizar o escoamento. Para o túnel do evaporador, essa seção ficou com um comprimento de 57 mm, e para o túnel do condensador 122 mm, conforme a metodologia discutida no Capítulo 3.3.1. Seções dos Túneis de Vento. No entanto, como o uso das telas misturadoras não é obrigatório segundo a Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), e devido às limitações de espaço, essa seção não foi incluída no projeto final do túnel do condensador, apenas no do evaporador.

Em seguida, tem-se o duto de saída, cujo comprimento é calculado como duas vezes o diâmetro hidráulico da seção de testes. Isso resulta em um comprimento de 686 mm no túnel do evaporador e 1466 mm no condensador. Contudo, para o projeto final, o duto de saída foi mantido apenas no túnel do evaporador, novamente devido às limitações de espaço no túnel do condensador e a não obrigatoriedade estipulada pela norma.

Após o duto de saída, há uma seção uniforme, determinada pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), como seção uniformizadora, que se estende até a câmara de retificação. O comprimento dessa seção é igual ao diâmetro hidráulico da seção de testes. A câmara de retificação, que inclui até três telas, segue as diretrizes da Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) e as recomendações de espaçamento entre telas de Mehta e Bradshaw, (1979). O comprimento dessa câmara foi de 294 mm para o túnel do condensador e 138 mm para o túnel do evaporador.

Entre a câmara de retificação e os bocais, há uma seção, definida pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), a seção a montante do bocal, cujo comprimento é definido como metade do diâmetro hidráulico da seção de testes, presente em ambos os túneis.

A seção dos bocais foi projetada com uma dimensão de aproximadamente 384 mm para o túnel do evaporador e 177 para o do condensador, mais detalhes serão apresentados na seção 4.2.2., relativa ao projeto dos bocais.

Após os bocais, uma seção adicional com um comprimento equivalente a 2,5 vezes o diâmetro hidráulico da seção de testes é projetada, como a seção a jusante do bocal.

Finalmente, uma segunda câmara de retificação é posicionada em ambos os túneis, seguindo as mesmas recomendações discutidas anteriormente.

A Tabela 4 resume as dimensões determinadas para cada uma das seções dos túneis de vento, considerando as especificações estabelecidas para o túnel do condensador e o túnel do evaporador.

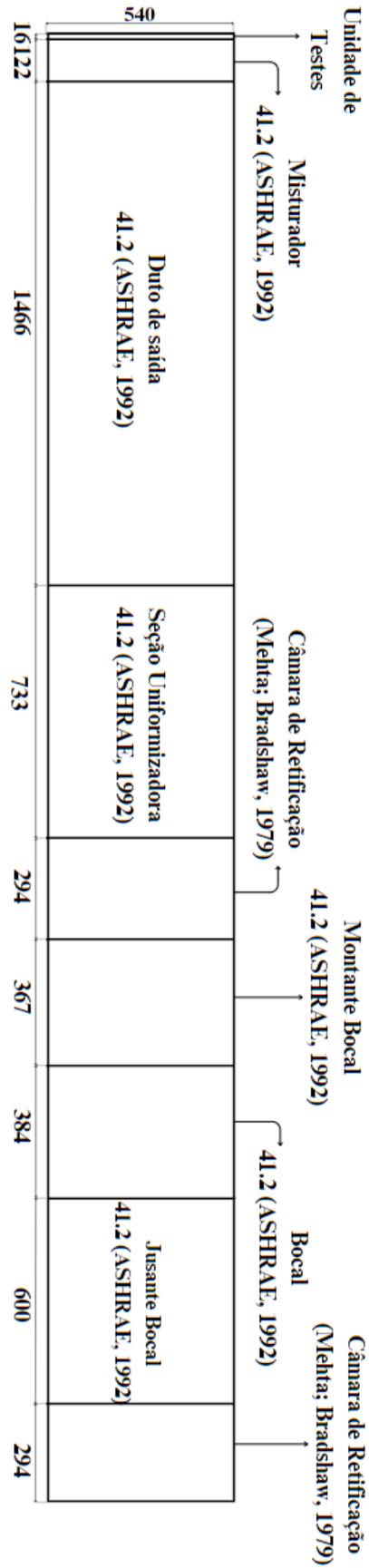
Tabela 4 – Dimensões dos túneis de vento

Seção	Condensador		Evaporador	
	Ideal (mm)	Real (mm)	Ideal (mm)	Real (mm)
Duto de Entrada (41.2 ASHRAE, 1992)	-	-	-	-
Unidade de testes (41.2 ASHRAE, 1992)	16	16	74	74
Seção misturador (41.2 ASHRAE, 1992)	122	-	57	57
Duto de saída (41.2 ASHRAE, 1992)	1466 - 2199	-	686 - 1029	711
Seção Uniformizadora (41.2 ASHRAE, 1992)	733 - 1466	733	343 - 686	604
Câmara de retificação (Mehta; Bradshaw, 1979)	294	294	138	138
Montante bocal (41.2 ASHRAE, 1992)	367	367	172	172
Bocal (41.2 ASHRAE, 1992)	384	384	117	117
Jusante bocal (41.2 ASHRAE, 1992)	600	600	183	183
Câmara de retificação (Mehta; Bradshaw, 1979)	294	294	138	138
TOTAL	2956 (min)	2688	1908 (min)	2200

Fonte: Autor, (2024).

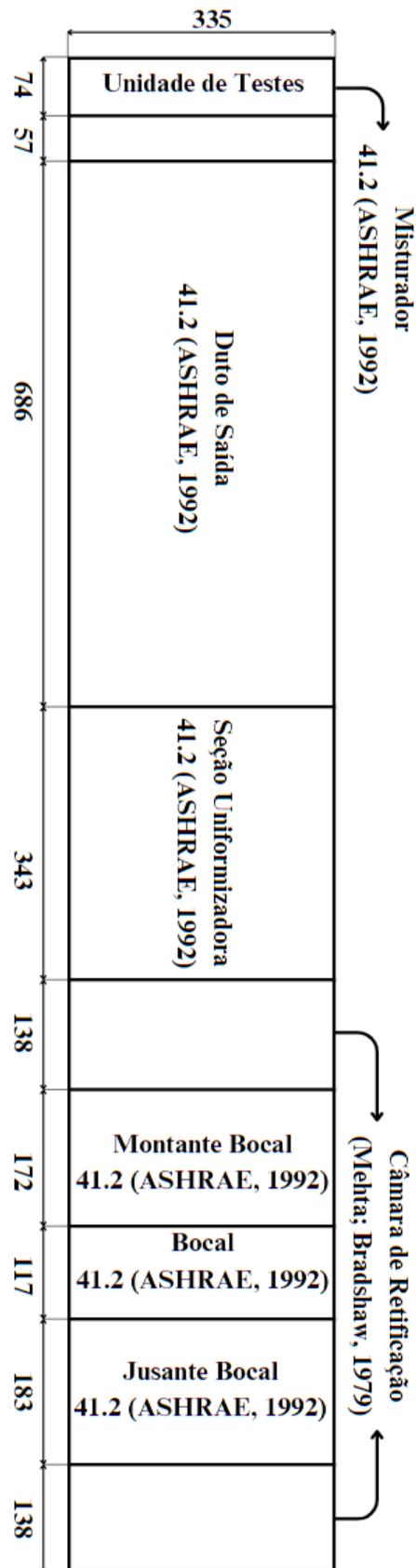
O projeto dos túneis de vento ideais, contendo todas as seções indicadas pelas normas, são demonstradas na Figura 29 para o túnel do condensador e na Figura 30 para o túnel do evaporador.

Figura 29 – Dimensões ideais para túnel condensador.



Fonte: Autor, (2024).

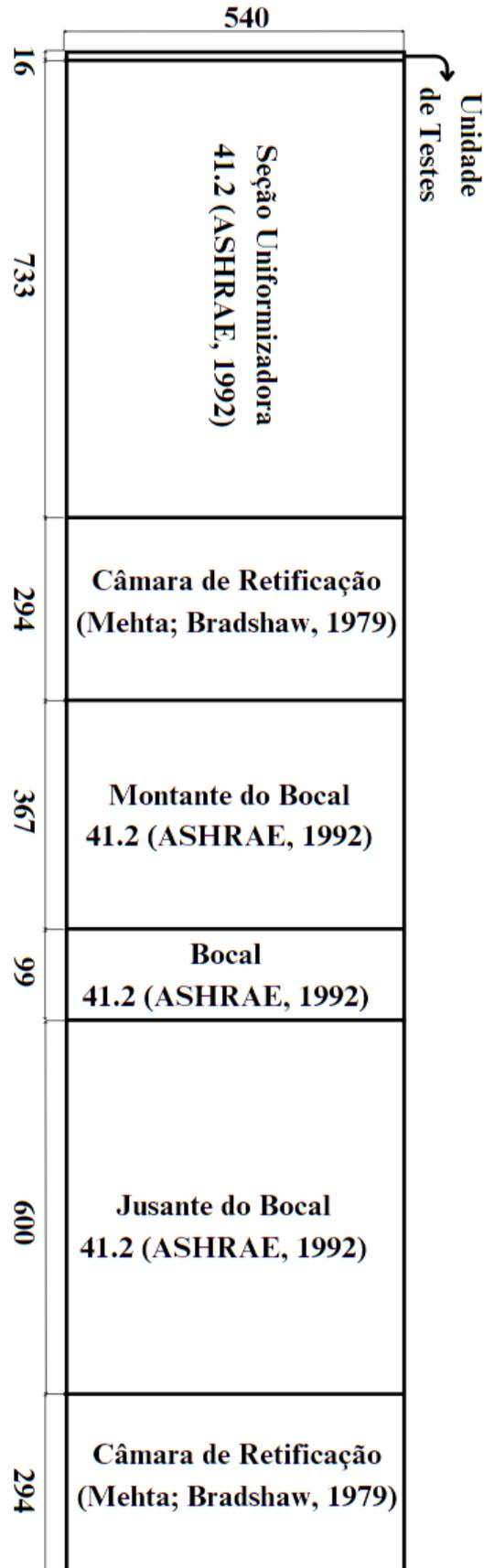
Figura 30 – Dimensões ideais para túnel evaporador.



Fonte: Autor, (2024).

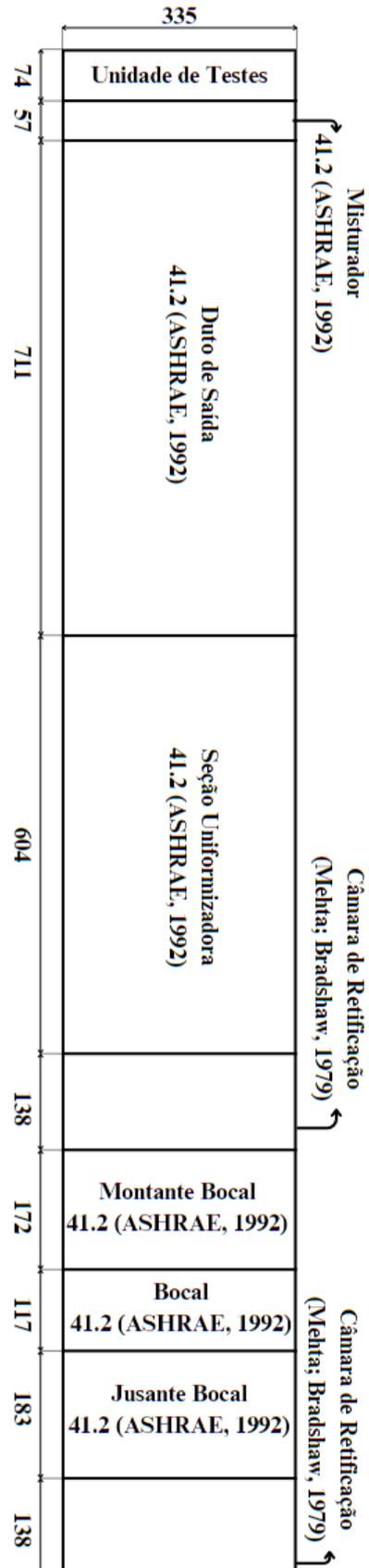
As dimensões dos túneis de vento projetados, baseadas nas normas, nos trabalhos mencionados, nas dimensões disponíveis para instalação, estão ilustradas na Figura 31 para o túnel do condensador e na Figura 32 para o túnel do evaporador. Lembrando que as seções que não foram consideradas para o condensador não são obrigatórias pela norma, são apenas sugestões.

Figura 31 – Dimensões reais para túnel condensador



Fonte: Autor, (2024).

Figura 32 – Dimensões reais para túnel evaporador.



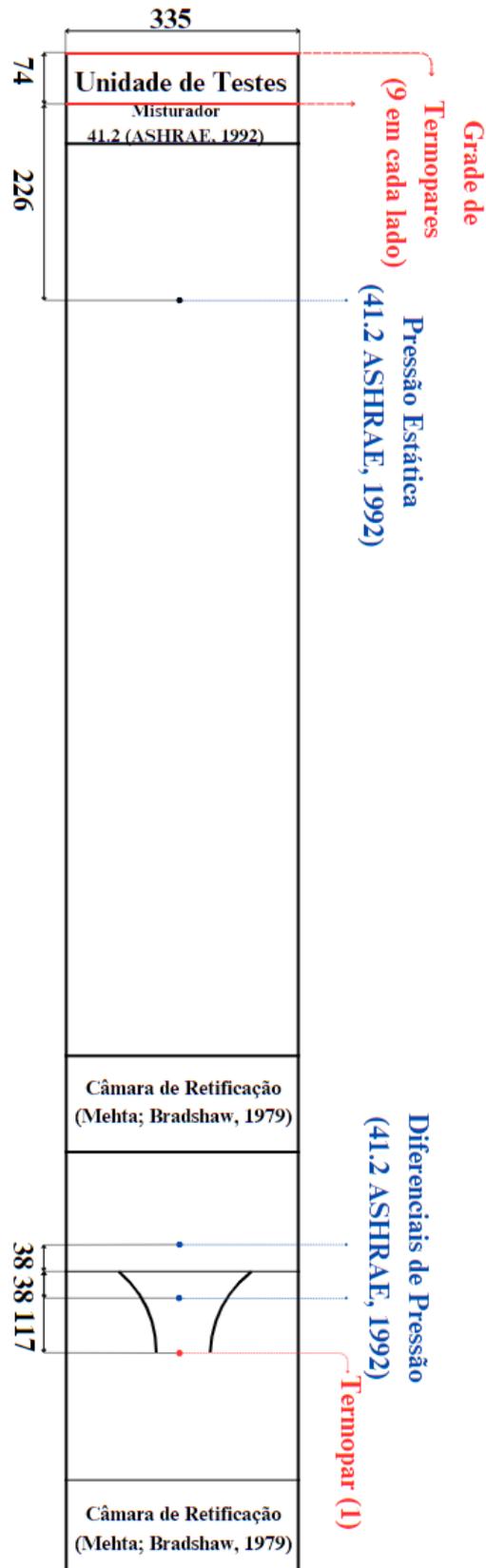
Fonte: Autor, (2024).

4.4.2. Instrumentação

A instrumentação interna dos túneis de vento foi projetada seguindo rigorosamente os critérios estabelecidos pelas Normas 41.2 (ASHRAE, 1992) e J2765 (SAE, 2017). Para a medição da pressão, foram determinados dois pontos principais, a pressão estática e a pressão diferencial nos bocais. A pressão estática deve ser medida a 226 mm da face do evaporador e a 324 mm da face do condensador. Já a pressão diferencial nos bocais deve ser tomada a 1,5 polegadas de distância da face anterior de cada bocal, conforme discutido no Capítulo 3.3.2. Instrumentação

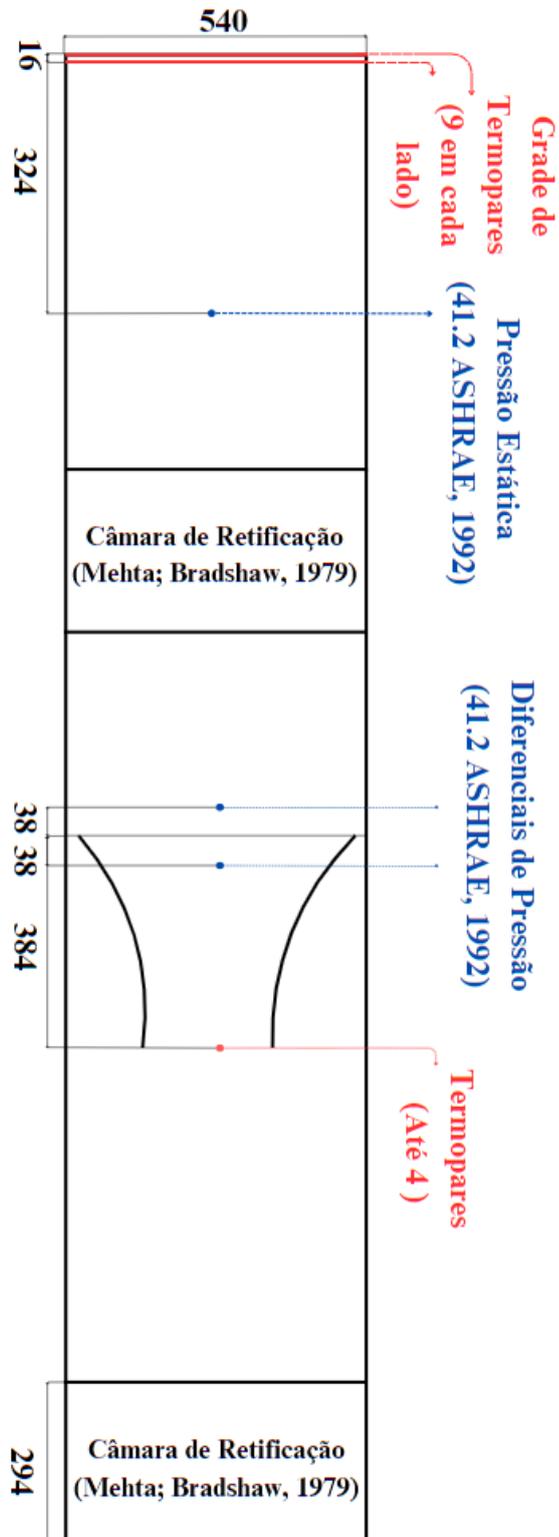
A medição do perfil de temperatura nos trocadores de calor foi dimensionada conforme as orientações da Norma J2765 (SAE, 2017), que indica o uso de uma grade de termopares posicionados de forma equidistante. Para este projeto, optou-se por utilizar nove termopares do tipo T para monitorar a temperatura nas duas faces dos trocadores de calor. Já à medição de temperatura nos bocais, a Norma J2765 (SAE, 2017) também exige que essa seja realizada diretamente na face de descarga dos mesmos. Assim, o projeto foi elaborado para conter pelo menos um termopar do tipo T em cada bocal para garantir uma medição precisa da temperatura do ar. Os projetos dos túneis de vento, com a disposição detalhada dos instrumentos de medição e suas respectivas posições, podem ser visualizados na Figura 33 e Figura 34, que ilustram os túneis de vento do evaporador e do condensador, respectivamente.

Figura 33 – Posicionamento da instrumentação do evaporador



Fonte: Autor, (2024).

Figura 34 – Posicionamento da instrumentação do condensador



Fonte: Autor, (2024).

4.4.3. Bocais

Como previamente discutido, os bocais são usados para determinar a vazão do escoamento de ar. Para o presente projeto, optou-se pela aplicação de bocais sem anéis piezométricos e tomadas de pressão na garganta. A configuração básica desses bocais pode ser observada na Figura 21.

O diâmetro dos bocais necessários para os túneis do condensador e evaporador foi estipulado de acordo com a metodologia exposta no Capítulo 3.3.3. Projeto dos Bocais

No túnel de vento que aloca o condensador, considerando a faixa de velocidades na face do próprio condensador, estipulada pela Norma J2765 (SAE, 2017), a máxima e mínima área da seção transversal do trocador de calor, e os limites de velocidade no próprio bocal, estipulados pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992), determinou-se que para a maior faixa de velocidade, é necessário um bocal com diâmetro de garganta 240 mm, enquanto que, para a menor faixa de velocidade, um bocal de 120 mm de diâmetro de garganta é adequado.

No entanto, apenas com a aplicação desses dois valores de diâmetro de bocais, a faixa completa de vazão não é atingida, dado que o bocal de menor diâmetro cobre vazões de $0,17 \text{ m}^3/\text{s}$ a $0,40 \text{ m}^3/\text{s}$, e o bocal de maior diâmetro cobre vazões de $0,68 \text{ m}^3/\text{s}$ a $1,58 \text{ m}^3/\text{s}$.

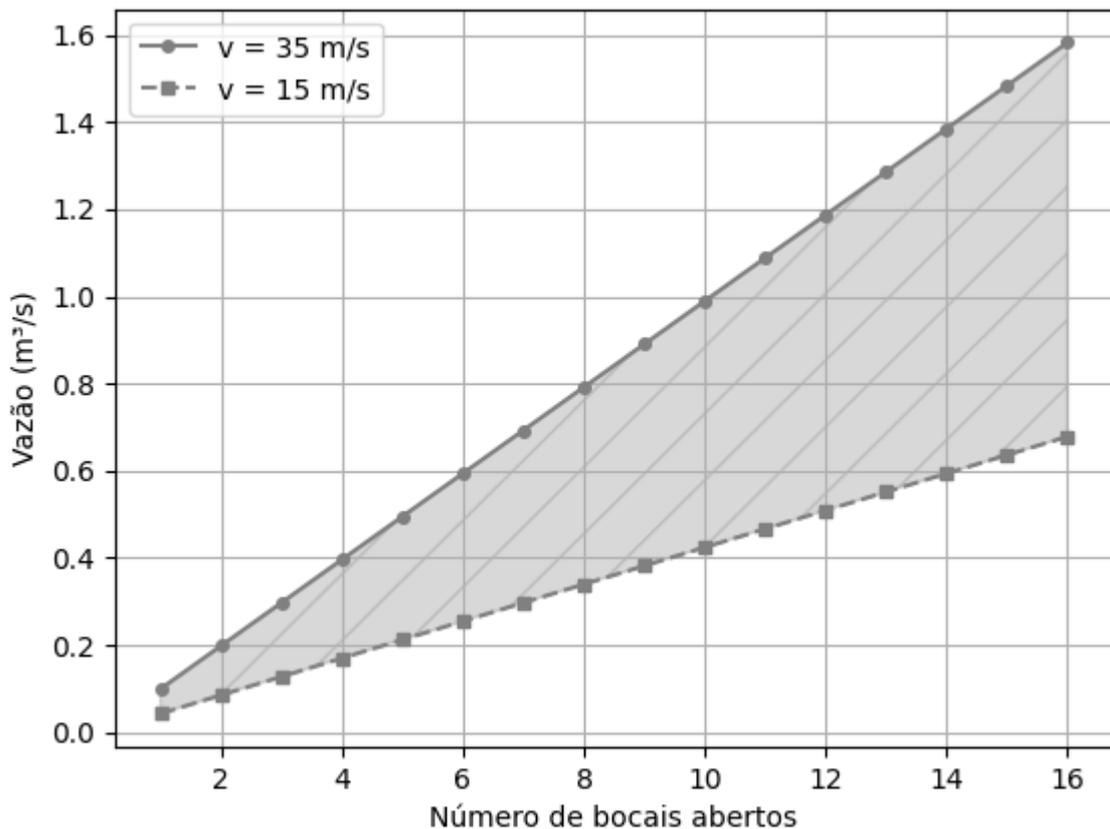
Para preencher essa lacuna, é necessário o uso de um bocal adicional de 160 mm de diâmetro, que cobre vazões de $0,32 \text{ m}^3/\text{s}$ a $0,75 \text{ m}^3/\text{s}$. Assim, dependendo da faixa que se deseja trabalhar, será selecionado e instalado um dos 3 bocais.

No túnel de vento em que é posicionado o evaporador, a Norma J2765 (SAE, 2017) estipula os valores de vazão necessários para testes. Seguindo a metodologia já descrita, determinou-se que, para a menor faixa de vazão, é necessário um bocal de 53 mm de diâmetro, capaz de atingir uma faixa de vazão de $0,033 \text{ m}^3/\text{s}$ a $0,077 \text{ m}^3/\text{s}$. Para a maior faixa de vazão, é necessário um bocal de 73 mm de diâmetro, capaz de atingir uma faixa de $0,063 \text{ m}^3/\text{s}$ a $0,15 \text{ m}^3/\text{s}$. Nesse caso, a faixa de vazão é completamente atingida pelos dois bocais, sem que haja a necessidade de um bocal intermediário.

Conforme definido pela Norma J2765 (SAE, 2017), a manufatura dos bocais deve garantir uma rugosidade mínima em suas superfícies, evitando qualquer irregularidade que possa afetar o escoamento. Em razão disso, optou-se pela fabricação dos bocais via estereolitografia. Contudo, essa escolha exige um controle das dimensões máximas dos bocais para adequá-los às limitações da impressora 3D. A impressora possui uma área de impressão de 156 mm por 277 mm, logo, o maior diâmetro possível de ser impresso é de 156 mm.

Em razão disso, no túnel de vento onde será instalado o sistema do condensador, definiu-se a utilização de 16 bocais, com diâmetro de 6 cm na garganta e 14 cm de base. Com a aplicação desses múltiplos bocais, a faixa de vazão de operação pode ser ajustada conforme o número de bocais abertos e tampados. A Figura 35 demonstra a vazão obtida em função do número de bocais em operação, dentro dos limites de velocidade especificados para cada bocal.

Figura 35 – Relação vazão e número de bocais abertos.



Fonte: Autor, (2024)

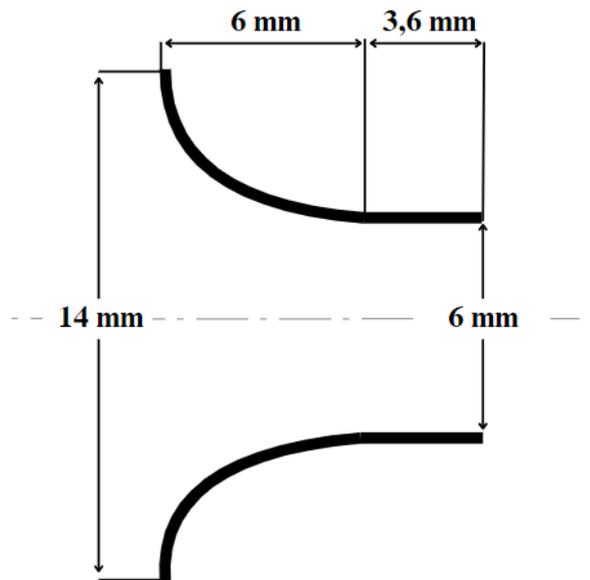
As dimensões dos bocais aplicados tanto no túnel de vento do condensador quanto do evaporador também podem ser observadas na tabela a seguir, as figuras 36, 37 e 38 representam as dimensões dos bocais.

Tabela 5 – Dimensões dos bocais.

Túnel de Vento	Faixa de Vazão	Diâmetro de Garganta (cm)	Diâmetro de Base (cm)	Comprimento (cm)
Condensador	Todas	6	14	9,6
Evaporador	Menor vazão	5,3	12	8,5
Evaporador	Maior vazão	7,3	17,25	11,8

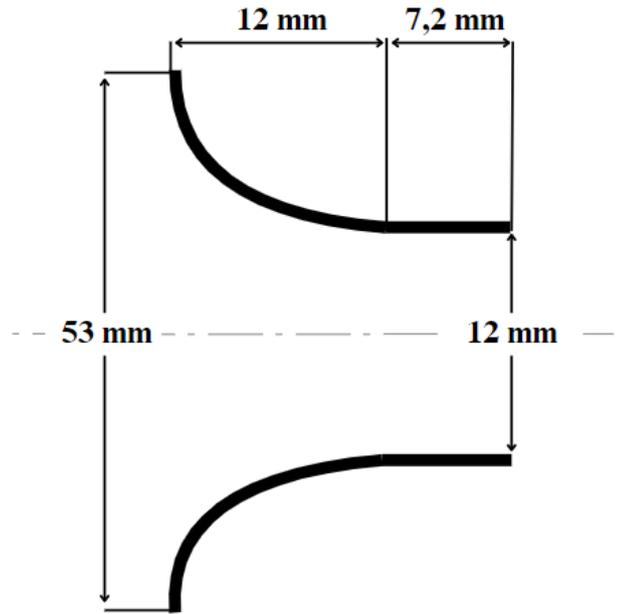
Fonte: Autor, (2024).

Figura 36 – Dimensões dos bocais túnel de vento condensador.



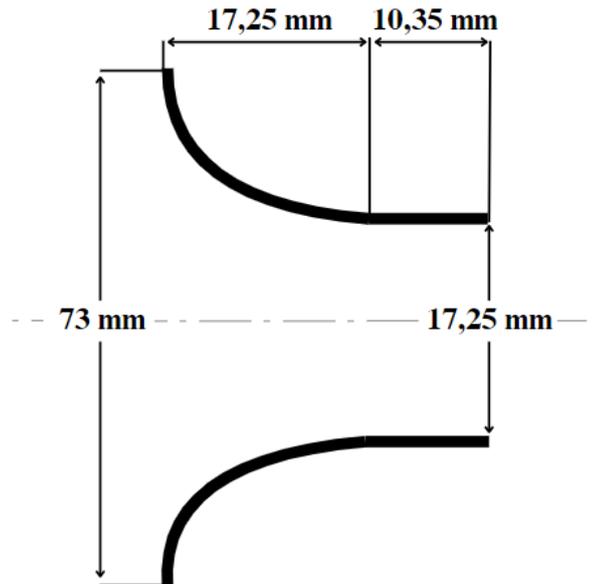
Fonte: Autor, (2024)

Figura 37 – Dimensões do menor bocal túnel de vento evaporador.



Fonte: Autor, (2024)

Figura 38 – Dimensões do maior bocal túnel de vento evaporador.



Fonte: Autor, (2024)

4.4.4. Seleção dos ventiladores

A seleção dos ventiladores adequados para a operação tanto do túnel de vento do condensador, quanto do evaporador se deu pela definição das necessidades de pressão, vazão máxima e mínima do projeto específico de cada túnel de vento. Como exposto no Capítulo 3.3.4. Seleção dos Ventiladores, o critério de vazão é determinado pela matriz de ensaios da Norma J2765 (SAE, 2017), já a pressão máxima necessária é determinada pela perda de carga em cada túnel de vento e seus acessórios.

4.4.4.1. Vazão

Para o túnel de vento em que se situa o condensador a faixa de vazão na face do próprio evaporador necessária para os testes já é pré-determinada pela matriz experimental contida na Norma J2765 (SAE, 2017), de $325 \text{ m}^3/\text{h}$ até $440 \text{ m}^3/\text{h}$.

Já no caso do túnel de vento do sistema do condensador, como a Norma J2765 (SAE, 2017) não estipula os valores de vazão, essa foi calculada considerando a faixa de velocidade requerida pela Norma J2765 (SAE, 2017) e a área do maior e menor condensadores a serem testados. Com base no apresentado no Capítulo 3.3.4.1. Vazão a faixa de vazão necessária para a operação foi de $611.55 \text{ m}^3/\text{h}$ até $6065.28 \text{ m}^3/\text{h}$.

4.4.4.2. Perda de carga

A determinação da perda de carga ao longo dos túneis de vento foi realizada conforme a metodologia do Capítulo 3.3.4.2. Para ambos os túneis, a variação de pressão foi obtida considerando a soma da perda de carga gerada pelo atrito do escoamento do ar nas paredes dos túneis e a perda de carga individual em cada acessório.

A primeira parte do cálculo de perda de carga, referente à perda por atrito nos túneis de vento, foi determinada considerando a densidade do ar e sua viscosidade dinâmica a $70 \text{ }^\circ\text{C}$ para o túnel do condensador, que conforme a Norma J2765 (SAE, 2017), opera na faixa de temperatura entre $15 \text{ }^\circ\text{C}$ e $70 \text{ }^\circ\text{C}$, e $25 \text{ }^\circ\text{C}$ para o túnel onde são realizados os testes no evaporador.

As características dos túneis incluem o material, aço galvanizado, comprimento, altura e largura, previamente determinadas e apresentados anteriormente, além dos limites de velocidade de operação. A velocidade no túnel do condensador varia entre 1,5 m/s e 4 m/s, conforme a matriz de ensaios da Norma J2765 (SAE, 2017), enquanto, no túnel do evaporador, a velocidade foi determinada com base na faixa de vazão mássica disposta na mesma matriz de testes.

Para o túnel do condensador, com comprimento de 2,722 m, largura de 0,78 m e altura de 0,54 m, e velocidades de operação entre 1,5 m/s e 4 m/s, a perda de carga máxima por atrito foi calculada como 2,4 Pa e a mínima como 0,49 Pa. No túnel do evaporador, com comprimento de 2,7 m, largura de 0,335 m e altura de 0,273 m, e velocidades de operação entre 1,32 m/s e 2,64 m/s, a perda de carga máxima foi de 3,22 Pa e a mínima de 1,2 Pa. Esses valores foram obtidos pela equação de perda de carga por atrito, Equação 30, que considera o fluxo turbulento, as propriedades do material e do escoamento do ar, além das características geométricas dos túneis.

A segunda parte do cálculo da perda de carga corresponde aos acessórios dos túneis de vento, como telas retificadoras e colmeias. Conforme descrito no Capítulo 3.3.3.2., a perda de carga nesses acessórios é calculada com base nas propriedades do ar, velocidade máxima de operação e uma constante de perda de carga k , sendo $k = 1,5$ para as telas retificadoras e $k = 2$ para as colmeias (Mehta; Bradshaw, 1979). Assim, a perda de carga nas colmeias variou entre 2,3 Pa e 16,5 Pa no túnel do condensador, e entre 1,8 Pa e 7,17 Pa no túnel do evaporador. Para as telas retificadoras, a perda de carga variou entre 1,74 Pa e 12,3 Pa no túnel do condensador e entre 1,3 Pa e 5,38 Pa no túnel do evaporador.

Além disso, as perdas nos bocais foram incluídas no cálculo da perda de carga nos acessórios. Conforme a metodologia apresentada no item 3.3.4.2., esse cálculo foi dividido em duas partes: a perda de pressão no bocal e o ganho de pressão devido à recirculação do fluxo de ar na *vena contracta*. A perda de pressão no bocal depende das características do ar e da velocidade do escoamento, com os limites máximos de velocidade estabelecidos pela Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) e pela Norma J2765 (SAE, 2017). O ganho de pressão na recirculação é calculado em função das áreas da seção transversal da saída do bocal e do próprio túnel, além das características do ar.

Para ambos os túneis, a Norma 41.2 (ASHRAE, 1992) determina que a velocidade máxima de escoamento na garganta do bocal deve variar entre 15 m/s e

35 m/s. A Norma J2765 define que a velocidade sobre o condensador deve ser de 1,5 m/s a 4 m/s e, sobre o evaporador, de 1,32 m/s a 2,64 m/s.

No túnel do condensador, com área de seção transversal de $0,421 \text{ m}^2$ e área da garganta do bocal de $0,01134 \text{ m}^2$, a perda de carga máxima nos bocais foi de 622 Pa, enquanto o ganho pela recirculação foi de 33,04 Pa; a perda mínima foi de 114,6 Pa e o ganho mínimo, 6,06 Pa.

No túnel do evaporador, com área transversal de $0,092 \text{ m}^2$ e área do bocal de $0,0035 \text{ m}^2$, a perda de carga máxima foi de 629,3 Pa e o ganho de 46 Pa; a perda mínima foi de 112,17 Pa e o ganho mínimo 8,46 Pa.

Por fim, a perda de carga na seção de testes foi considerada com base em um levantamento realizado na literatura. De acordo com Aroucha, Pereira e Nogueira (2020), a perda de carga máxima em um trocador de calor compacto, semelhante a evaporador e condensador automotivo, é de aproximadamente 40 Pa. Todos os valores de perda de carga em cada acessório estão apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 - Perda de carga nos acessórios

Acessórios		k	ΔP Túnel Condensador	ΔP Túnel Evaporador
Colmeia		2 (Mehta; Bradshaw, 1979)	16,5 Pa	1,8 Pa
Telas retificadoras		1,5 (Mehta; Bradshaw, 1979)	12,3 Pa	1,3 Pa
Bocal	Perda de carga	-	622 Pa	629,3 Pa
	Recirculação	-	121.2 Pa	46 Pa
Radiador		-	40 Pa (Aroucha; Pereira; Nogueira, 2020)	40 Pa (Aroucha; Pereira; Nogueira, 2020)

Fonte: Autor, (2024).

Com isso, a perda de carga estimada para o túnel de vento do condensador foi máxima de 759,7 Pa e mínima de 154,8 Pa, já para o túnel de vento do evaporador essa perda de pressão foi máxima de 817,7 Pa e mínima de 164,8 Pa. Já os valores de vazão, para o túnel de vento do condensador é de $611.55 \text{ m}^3/\text{h}$ a $6065.28 \text{ m}^3/\text{h}$ e para o túnel de vento do evaporador é de $325 \text{ m}^3/\text{h}$ até $440 \text{ m}^3/\text{h}$.

O cálculo completo da queda de pressão está no apêndice - A.

A Tabela 7, a seguir apresenta um resumo das quedas pressões e vazões, máximas e mínimas para o evaporador e condensador. Com esses valores definidos, foi possível selecionar os ventiladores.

Tabela 7 – Perda de carga e vazão para evaporador e condensador.

Túnel de Vento	Perda de Carga Máxima (Pa)	Perda de Carga Mínima (Pa)	Vazão Mínima (m³/h)	Vazão Máxima (m³/h)
Condensador	759,7	154,8	611,55	6065,28
Evaporador	817,7	164,8	325	440

Fonte: Autor, (2024).

Os ventiladores selecionados para os túneis de vento são da marca Projelmecc, e ambos os motores responsáveis pela sua operação foram selecionados para atuar em ambientes de atmosfera explosiva, em conformidade com a Norma 60079-0:2020 da International Electrotechnical Commission (IEC). Essa norma estabelece requisitos para equipamentos elétricos que operam em atmosferas potencialmente explosivas, fornecendo diretrizes para proteger contra riscos de ignição.

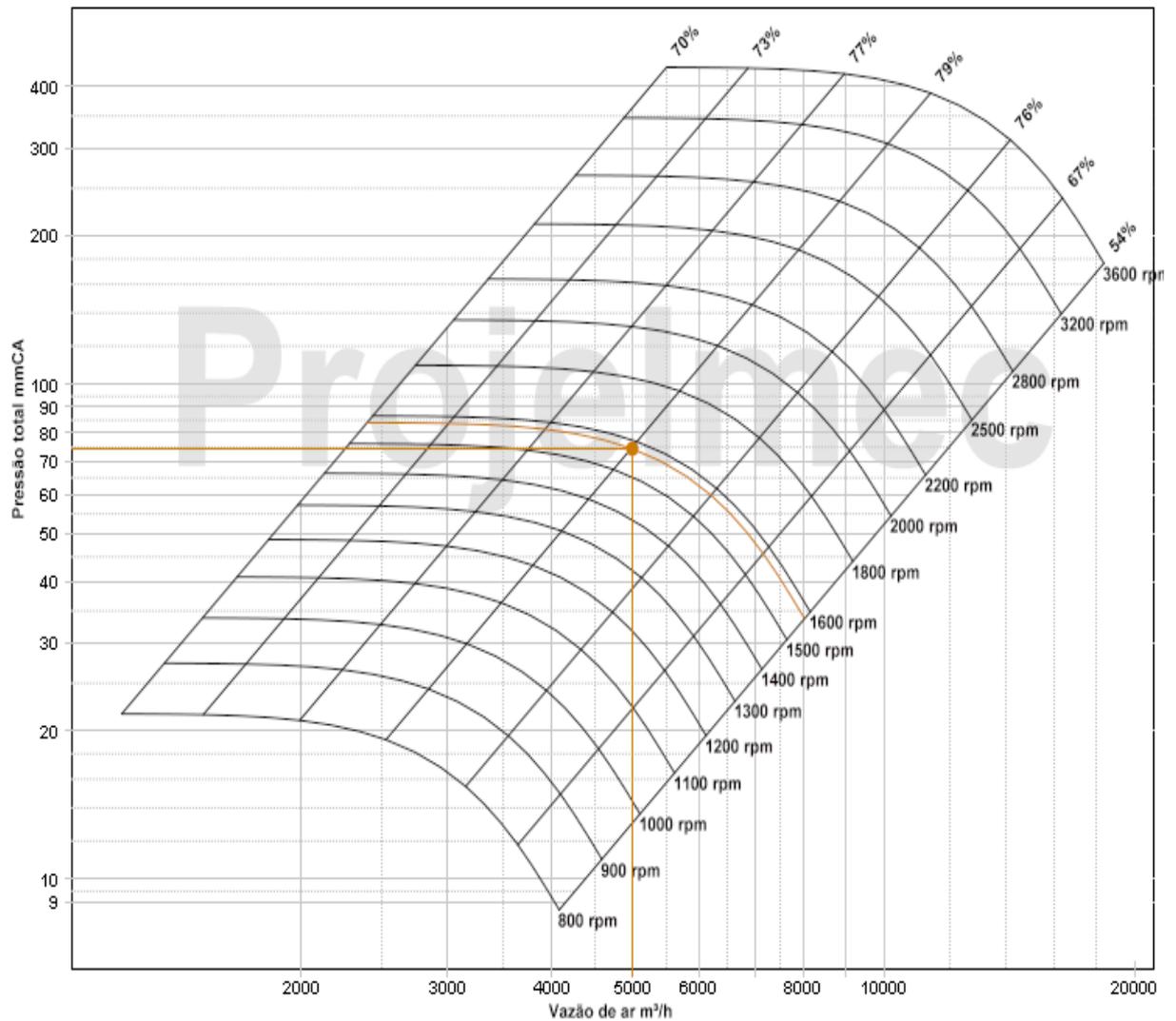
Na classificação da IEC 60079-0 (IEC, 2020), a proteção dos motores é especificada como Classe II, Grupo II A. A Classe II se refere a atmosferas onde o risco de explosão é decorrente da presença de gases combustíveis. O Grupo II A, indica a natureza do gás em que ocorre a operação, no caso gases similares ao propano.

Além da classificação de segurança dos motores, os ventiladores foram projetados com proteção anti-centelhante. Essa característica significa que o ventilador foi construído para evitar a geração de faíscas ou centelhas que poderiam iniciar uma explosão, o que garante um grau maior de segurança nas operações e testes com a bancada.

Para o túnel de vento que aloca o condensador, o ventilador selecionado foi o modelo centrífugo Limit Load pás retas simples ILS-450-I, com um motor de 3 cavalos. A Figura 39 demonstra a curva de operação do ventilador do túnel de vento do condensador nas condições máximas de pressão estática e vazão. No caso do túnel de vento do evaporador, o modelo de ventilador selecionado foi centrífugo de média pressão pás voltadas para trás PCLAS-315-I com um motor de 0.5 CV de potência, a

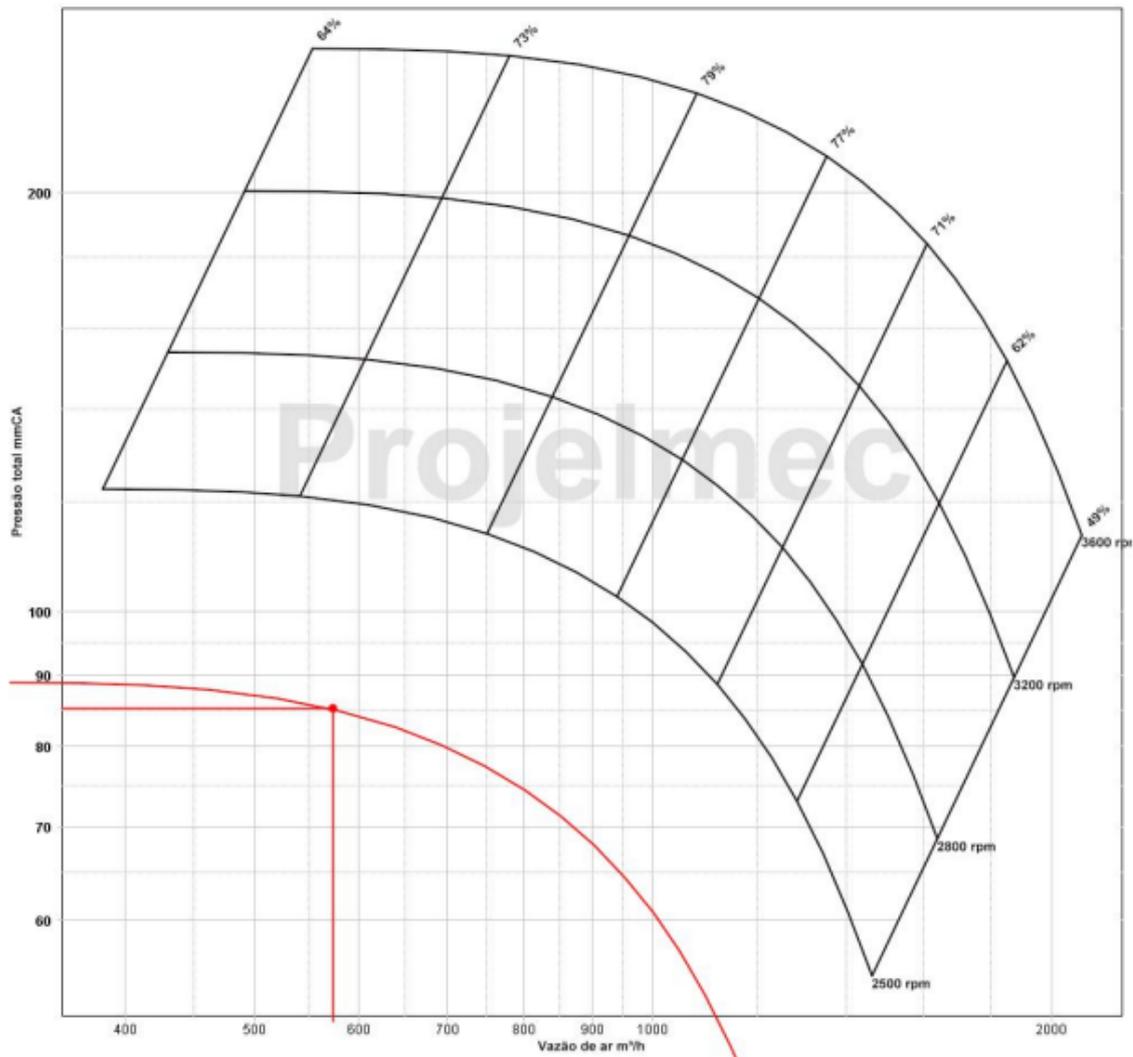
Figura 40 representa a sua operação no ponto de vazão e pressão estática máximas. As curvas de operação dos ventiladores do condensador e evaporador são apresentadas a seguir.

Figura 39 - Curvas de operação ventilador do condensador.



Fonte: Bernauer, (2024)

Figura 40 - Curvas de operação ventilador do evaporador.



Fonte: Bernauer, (2024).

Embora os ventiladores tenham sido projetados para atuar sob as condições específicas de perda de carga e vazão de cada túnel, suas curvas características demonstram que apenas a faixa de vazões mais altas é alcançada por sua operação. Para tanto, foi determinado o uso de um inversor de frequência no projeto.

Dessa forma, é possível controlar a velocidade dos motores, e consequentemente dos ventiladores de forma precisa. Com a redução da velocidade de operação dos ventiladores, a vazão de saída diminui, garantindo que tanto as vazões máximas quanto as mínimas possam ser atingidas conforme necessário para os testes estipulados pela Norma J2765 (SAE, 2017).

4.4.4.3. Inversor de frequência

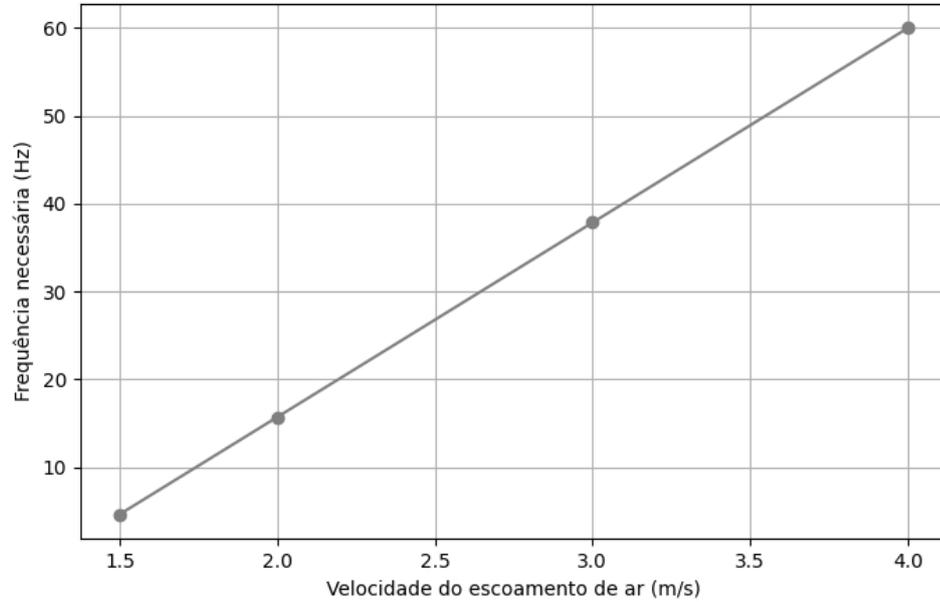
Conforme descrito no Capítulo 3.3.4.3, para possibilitar a variação na velocidade de operação dos motores e ajustar as vazões dos ventiladores, é necessário o uso de inversores de frequência para controlar os motores elétricos que alimentam os ventiladores.

Dada a relação linear entre a vazão de ar e a velocidade de rotação do eixo, é possível estimar a velocidade rotacional necessária para atender às condições de teste especificadas (Li, 2015). No caso do ventilador instalado no túnel de vento da câmara externa, sistema do condensador, que opera com uma vazão máxima de $7880 \text{ m}^3/\text{h}$ a 1300 rpm , a velocidade necessária para alcançar a vazão mínima de $611 \text{ m}^3/\text{h}$, conforme a Norma J2765 (SAE, 2017) é de aproximadamente $100,79 \text{ rpm}$. Já para o ventilador do túnel de vento interno, que acomoda o evaporador, e que opera com uma vazão máxima de $573 \text{ m}^3/\text{h}$ a 2131 rpm , a velocidade necessária para obter a vazão mínima de $325 \text{ m}^3/\text{h}$ é de 1208 rpm .

De acordo com Sun et al., (2017), a relação entre a frequência aplicada a um motor elétrico e sua velocidade de rotação pode ser considerada linear. Em regimes de baixa frequência, o motor apresenta uma velocidade de rotação reduzida, enquanto o aumento da frequência resulta em um incremento proporcional na velocidade.

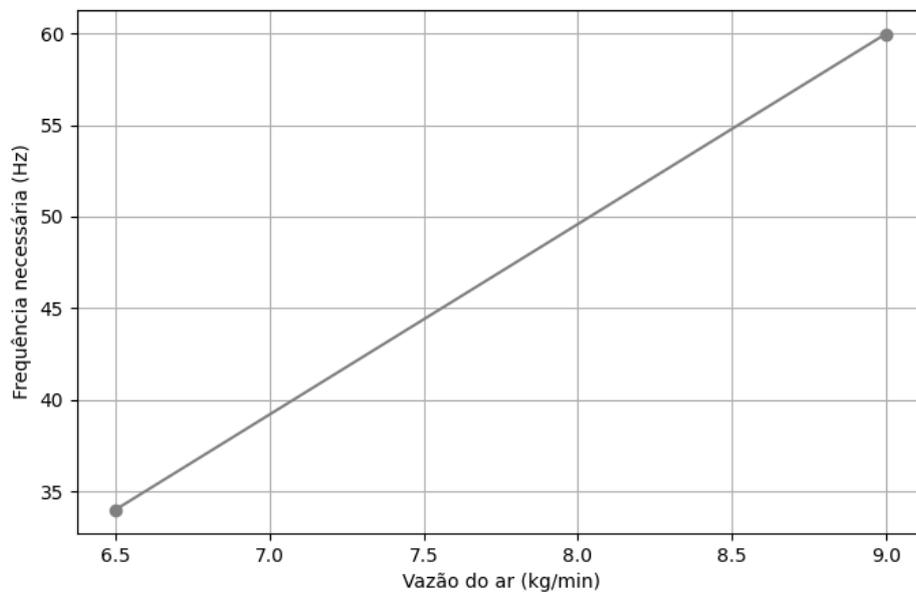
Assim, a frequência que deve ser aplicada ao inversor de frequência para atingir as velocidades mínimas especificadas pode ser calculada. Supondo que os ventiladores operam na frequência nominal de 60 Hz em condições máximas, a frequência necessária para atingir a velocidade mínima no ventilador do túnel de vento do condensador é de aproximadamente $4,65 \text{ Hz}$, enquanto no ventilador do túnel de vento do evaporador é de 34 Hz . Assumindo os maiores trocadores de calor e o ar a $30 \text{ }^\circ\text{C}$, a Figura 41 demonstra a relação entre as velocidades de escoamento de ar sob a face do condensador e a frequência necessária a ser aplicada no inversor de frequência, a Figura 42 demonstra a relação entre vazão na face do evaporador e frequência aplicada ao sistema.

Figura 41 - Relação Velocidade do escoamento na face do condensador e frequência aplicada



Fonte: Autor, (2024).

Figura 42 - Relação vazão na face do evaporador e frequência aplicada



Fonte: Autor, (2024).

Dessa forma, os motores podem ser controlados utilizando-se um inversor de frequência capaz de operar os motores desde a frequência nominal de 60 *Hz* até o valor mínimo de 3 *Hz*, garantindo assim a flexibilidade necessária para ajustar as condições de operação dos ventiladores conforme os requisitos de teste especificados pela Norma J2765 (SAE, 2017).

5. CONCLUSÃO

Este trabalho teve como principal objetivo o desenvolvimento de uma plataforma de testes para a avaliação da performance de evaporadores e condensadores de sistemas de condicionamento de ar automotivos, com base nos requisitos da Norma J2765 (SAE, 2017), visando atender às demandas de desempenho e segurança do mercado automotivo, além de apoiar iniciativas de inovação, como o programa Rota 2030. Para atender a esse objetivo, o projeto incluiu a elaboração de uma bancada experimental composta por duas câmaras caloríficas com túneis de vento e controle térmico externo, permitindo simulações de condições reais de operação, essenciais para a avaliação precisa e repetitiva de sistemas automotivos de climatização.

Foram estabelecidas as diretrizes normativas da J2765 (SAE, 2017) para orientar o projeto da bancada, o que incluiu a definição de condições de teste precisas para avaliar o desempenho dos componentes em uma variedade de cenários operacionais. Além disso, foram determinados os parâmetros e restrições aplicáveis ao projeto, que orientaram o dimensionamento dos principais componentes e do sistema de controle térmico, garantindo a estabilidade e a uniformidade das condições experimentais ao longo dos testes.

Os túneis de vento foram caracterizados e dimensionados de acordo com as especificações normativas, possibilitando o controle minucioso de variáveis como temperatura, vazão e velocidade do ar, tanto para o evaporador quanto para o condensador. Essa estrutura assegura que os testes realizados atendam aos padrões de qualidade e segurança exigidos, e que sejam capazes de reproduzir as condições operacionais reais de veículos automotivos, promovendo resultados confiáveis e aplicáveis ao setor.

Espera-se que a implementação desta bancada de testes no laboratório Thermofluids Engineering Group (TEG) do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), contribua para o avanço acadêmico e técnico no campo dos sistemas térmicos automotivos. Além disso, o projeto proporcionará aos estudantes a oportunidade de trabalhar com metodologias de validação aplicáveis à indústria automotiva, incentivando a formação de habilidades práticas e a familiarização com os padrões normativos do setor.

Por fim, o projeto apresenta uma solução técnica viável e fundamentada para a realização de testes em sistemas de condicionamento de ar automotivos, atendendo às exigências normativas e às demandas da indústria. Ao facilitar testes controlados e promover parcerias entre universidade e indústria, a bancada desenvolvida contribui para o desenvolvimento de soluções tecnológicas inovadoras no setor automotivo brasileiro e fortalece a integração entre pesquisa acadêmica e inovação industrial.

REFERÊNCIAS

- ALTWIEB, M. O.** *Modelling and optimisation of heat exchanger integrated in fan coil unit.* 2018.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS.** *ASHRAE 41.2. Standard methods for laboratory airflow measurement.* ASHRAE, 1992.
- ARARIPE, R. S.; MATOS, F. F. D. S.** Avaliação da curvatura do bocal de um túnel de vento subsônico e aberto, utilizando simulação numérica. *Conexões - Ciência e Tecnologia*, v. 10, n. 5, p. 34–42, 15 dez. 2016.
- AROCHA, A. L. D. C.; PEREIRA, F. L.; NOGUEIRA, É.** Análise teórica versus experimental de um trocador de calor compacto do tipo tubo chato aletado (radiador automotivo). *Cadernos UniFOA*, v. 15, n. 44, 17 dez. 2020.
- ÁVILA, JOS. A.** *Ar condicionado automotivo: caracterização e avanços tecnológicos.* 2002.
- BAI, M. et al.** Experimental and numerical studies of heat and mass transfer performance and design optimization of fan-coil with high supply chilled water temperature in air-conditioning system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, v. 45, p. 101209, jun. 2021.
- BARLOW, J. B.; RAE, W. H.; POPE, A.** *Low-speed wind tunnel testing.* 3. ed. New York Weinheim: Wiley, 1999.
- BRADSHAW, P.; PANKHURST, R. C.** The design of low-speed wind tunnels. *Progress in Aerospace Sciences*, v. 5, p. 1–69, jan. 1964.
- CAMPOS, S. L.** *Desenvolvimento de sistema climatizador automotivo para aquecimento e resfriamento.* 2014. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M.** *Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações.* São Paulo: McGraw-Hill, 2013.
- CHAGAS, J. A. C.** *Projeto e construção de câmaras frigoríficas.* 2013.
- DELFINO, G. P.** *ENG 02298 Trabalho de diplomação.* 2012.
- FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J.** *Introdução à mecânica dos fluidos.* Rio de Janeiro: LTC, 2014.

- GADO, A. E.-S. A. E.-D.** Development of a dynamic test facility for environmental control systems. 2006.
- GALVÃO, I. DE A.** Universidade Federal de Santa Catarina campus Florianópolis programa de pós-graduação em engenharia mecânica. 2020.
- GREENBLATT, D.** Unsteady low-speed wind tunnels. *AIAA Journal*, v. 54, n. 6, p. 1817–1830, jun. 2016.
- HALL, N.** Types of wind tunnels. Disponível em: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/tuntype.html>. Acesso em: 18 jul. 2024.
- HISPAGUA.** On farm filtration systems. 2021. Disponível em: https://hispagua.cedex.es/sites/default/files/especiales/projetos/irwa_docs/on_farm_filtration_systems.pdf. Acesso em: 19 jul. 2024.
- IEC.** IEC 60079-0:2020. *Explosive atmospheres – Part 0: Equipment – General requirements*. Genebra: IEC, 2020.
- INCROPERA, F. P. et al.** *Fundamentos de transferência de calor e de massa*. Rio de Janeiro: LTC, 2007.
- ISO.** ISO 5151:2017. *Non-ducted air conditioners and heat pumps – Testing and rating for performance*. Genebra: ISO, 2017.
- LEMORT, V.; OLIVIER, G.; DE PELSEMAEKER, G.** *Thermal Energy Management in Vehicles*. 2023.
- LI, Y.** Variable frequency drive applications in HVAC systems. Em: **CHOMAT, M.** (Ed.). *New Applications of Electric Drives*. [s.l.] InTech, 2015.
- MEHTA, R. D.** The aerodynamic design of blower tunnels with wide-angle diffusers. *Progress in Aerospace Sciences*, v. 18, p. 59–120, 1977.
- MEHTA, R. D.; BRADSHAW, P.** Design rules for small low speed wind tunnels. *The Aeronautical Journal*, v. 83, n. 827, p. 443–453, nov. 1979.
- NASCIMENTO, B. D. A. D.** *Performance comparativa entre R437A e R134A para drop-in em um condicionador de ar automotivo*. Mestre em Engenharia Mecânica—Natal - RN: Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2015.
- PABÓN, N. Y. L.** *Projeto e fabricação de um túnel de vento e caracterização térmica de um radiador automotivo*. 2014. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. SAE J2765. *Procedure for measuring system COP [coefficient of performance] of a mobile air conditioning system on a test bench.* SAE, 2017.

SUN, M. et al. Research on a novel non-resonant piezoelectric linear motor with lever amplification mechanism. *Sensors and Actuators A: Physical*, v. 261, p. 302–310, jul. 2017.

TROCALOR. Fancoil - Catálogo técnico Trocalor. 2024.

VALEO. Detalhes sobre climatização para Renault Duster. Disponível em: <https://catalogoexpresso.com.br/valeo/detalhes>. Acesso em: 21 out. 2024.

VINCENSI, A. *Dimensionamento de um túnel de vento subsônico.* 2014.

WESTON, P. G.; DUNN, W. E.; MILLER, N. R. Design and construction of a mobile air conditioning test facility for transient studies. 1996.

APÊNDICE A – Perda de carga

A Tabela 8 e a Tabela 9 demonstram os parâmetros de cálculo para a perda de carga máxima no túnel de vento que aloca o condensador e o evaporador, respectivamente, enquanto as Tabelas 10 e 11 representam a perda de carga mínima para os túneis de vento do condensador e evaporador, respectivamente.

Tabela 8 – Perda de carga máxima túnel de vento do condensador.

Perda de carga distribuída			
Reto - condensador:			
ρ (kg/m^3)	1,029	Diâmetro Dh (m^2)	0,6381818182
V (m/s)	4		
μ ($Pa s$)	0,0000208	$\frac{e}{Dh}$	0,00007051282051
e (m)	0,000045		
Comprimento (m)	2,722	Re	126286,3636
Largura (m)	0,78		
Altura (m)	0,54	f	0,016961
ΔP atrito	2,382102808		
Perda de carga pontual			
Colmeia			
k (Mehta; Bradshaw, 1979)	2		
V (m/s)	4		
ρ (kg/m^3)	1,029		
ΔP pontual	16,464		
Retificador			
k (Mehta; Bradshaw, 1979)	1,5		
V (m/s)	4		
ρ (kg/m^3)	1,029		
ΔP pontual	12,348		
Radiador			
ΔP pontual	40 (Aroucha; Pereira; Nogueira, 2020)		
Bocais			
Por Bernoulli			
ρ (kg/m^3)	1,029		
V (m/s)	4		

V_{Bocal} (m/s)	35
ΔP pontual	622,0305
Recirculação	
ρ (kg/m ³)	1,029
A_{Bocal} (m ²)	0,01134
A (m ²)	0,421
V_{Bocal} (m/s)	35
Q (m ³ /s)	0,3969
ΔP	33,03877125
ΔP total	672,5338316
30%	874,293981

Fonte: Autor, (2024).

Tabela 9 – Perda de carga máxima túnel de vento do evaporador.

Perda de carga distribuída			
Reto - condensador:			
ρ (kg/m ³)	1,029	Diâmetro D_h (m ²)	0,3020491803
V (m/s)	1,32		
μ (Pa s)	0,0000208	$\frac{e}{D_h}$	0,0001489823609
e (m)	0,000045		
Comprimento (m)	2,2683	Re	19724,39234
Largura (m)	0,335		
Altura (m)	0,275	f	0,03778
ΔP atrito	1,203367277		
Perda de carga pontual			
Colmeia			
k (Mehta; Bradshaw, 1979)	2		
V (m/s)	1,32		
ρ (kg/m ³)	1,029		
ΔP pontual	1,3446972		
Retificador			
k (Mehta; Bradshaw, 1979)	1,5		
V (m/s)	1,32		
ρ (kg/m ³)	1,029		
ΔP pontual	1,3446972		

Radiador	
ΔP pontual	40 (Aroucha; Pereira; Nogueira, 2020)
Bocais	
Por Bernoulli	
ρ (kg/m^3)	1,029
V (m/s)	1,264
V_{Bocal} (m/s)	35
ΔP pontual	629,4404854
Recirculação	
ρ (kg/m^3)	1,029
A_{Bocal} (m^2)	0,0035
A (m^2)	0,092125
V_{Bocal} (m/s)	35
Q (m^3/s)	0,1225
ΔP	46,07026966
ΔP total	629,055907
30%	817,7726791

Fonte: Autor, (2024).

Tabela 10 – Perda de carga mínima túnel de vento do condensador.

Perda de carga distribuída			
Reto - condensador:			
ρ (kg/m^3)	1,029	Diâmetro Dh (m^2)	0,63818181
V (m/s)	1,5		
μ ($Pa s$)	0,0000208	$\frac{e}{Dh}$	0,0000705128
e (m)	0,000045		
Comprimento (m)	2,722	Re	47357,38636
Largura (m)	0,78		
Altura (m)	0,54	f	0,025
ΔP atrito	0,4937550962		
Perda de carga pontual			
Colmeia			
k (Mehta; Bradshaw, 1979)	2		
V (m/s)	1,5		
ρ (kg/m^3)	1,029		

ΔP pontual	2,31525		
Retificador			
k (Mehta; Bradshaw, 1979)	1,5		
V (m/s)	1,5		
ρ (kg/m ³)	1,029		
ΔP pontual	1,7364375		
Radiador			
ΔP pontual	40 (Aroucha; Pereira; Nogueira, 2020)		
Bocais			
Por Bernoulli			
ρ (kg/m ³)	1,029		
V (m/s)	1,5		
V_{Bocal} (m/s)	15		
ΔP pontual	114,604875		
Recirculação			
ρ (kg/m ³)	1,029		
A_{Bocal} (m ²)	0,001134		
A (m ²)	0,421		
V_{Bocal} (m/s)	15		
Q (m ³ /s)	0,1701		
ΔP	6,068345739		
ΔP total	154,8184094		

Fonte: Autor, (2024).

Tabela 11 – Perda de carga mínima túnel de vento do evaporador.

Perda de carga distribuída			
Reto - condensador:			
ρ (kg/m ³)	1,029	Diâmetro Dh (m ²)	0,3020491803
V (m/s)	2,64		
μ (Pa s)	0,0000208	$\frac{e}{Dh}$	0,0001489823609
e (m)	0,000045		
Comprimento (m)	2,683	Re	39448,78468
Largura (m)	0,335		
Altura (m)	0,275	f	0,0253
ΔP atrito	3,223418963		

Perda de carga pontual	
Colmeia	
k (Mehta; Bradshaw, 1979)	2
V (m/s)	2,64
ρ (kg/m ³)	1,029
ΔP pontual	7,1717184
Retificador	
k (Mehta; Bradshaw, 1979)	1,5
V (m/s)	2,64
ρ (kg/m ³)	1,029
ΔP pontual	5,378788
Radiador	
ΔP pontual	40 (Aroucha; Pereira; Nogueira, 2020)
Bocais	
Por Bernoulli	
ρ (kg/m ³)	1,029
V (m/s)	2,64
V_{Bocal} (m/s)	15
ΔP pontual	112,1766408
Recirculação	
ρ (kg/m ³)	1,029
A_{Bocal} (m ²)	0,0035
A (m ²)	0,092125
V_{Bocal} (m/s)	15
Q (m ³ /s)	0,0525
ΔP	8,461886264
ΔP total	164,8674695

Fonte: Autor, (2024).