



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

Guilherme Medeiros de Córdova

**Avaliação experimental e computacional de sistemas automotivos de condicionamento
de ar operando com R-134a e R-1234yf**

Joinville

2024

Guilherme Medeiros de Córdova

Avaliação experimental e computacional de sistemas automotivos de condicionamento de ar operando com R-134a e R-1234yf

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Orientador: Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr. Eng.

Joinville

2024

Ficha catalográfica gerada por meio de sistema automatizado gerenciado pela BU/UFSC.
Dados inseridos pelo próprio autor.

Córdova, Guilherme Medeiros de
Avaliação experimental e computacional de sistemas
automotivos de condicionamento de ar operando com R-134a e
R-1234yf / Guilherme Medeiros de Córdova ; orientador,
Diogo Lôndero Da Silva, 2024.
92 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2024.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. condicionador de
ar automotivo. 3. simulação computacional. 4. fluidos
refrigerantes. 5. R-134a e R-1234yf. I. Da Silva, Diogo
Lôndero. II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas.
III. Título.

Guilherme Medeiros de Córdova

Avaliação experimental e computacional de sistemas automotivos de condicionamento de ar operando com R-134a e R-1234yf

O presente trabalho em nível de Mestrado foi avaliado e aprovado, em 09 de agosto de 2024, pela banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof.(a) Talita Sauter Possamai, Dr.(a)
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Prof. Fabiano Gilberto Wolf, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Prof. Guilherme Borges Ribeiro, Dr.
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA

Certificamos que esta é a versão original e final do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Insira neste espaço a
assinatura digital

Prof. Roberto Simoni, Dr.
Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Insira neste espaço a
assinatura digital

Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr.
Orientador

Joinville, 2024.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais Marcos e Neide, da mesma forma a Fernanda Faust por me apoiarem e incentivarem neste desafio, além disso, pela compreensão dos momentos que precisei me ausentar para me dedicar a este trabalho. Agradeço aos meus professores do programa com quem interagi nesta jornada, pela experiência e conhecimentos transmitidos, em especial ao Prof. Diogo Lôndero da Silva pela sua orientação, visão crítica e objetividade que tornaram a realização deste trabalho possível. A Erick Furukawa, Sergio Velez e Elizangela Camargo da Renault do Brasil pelo suporte e apoio para realização dos testes experimentais realizados em um túnel de vento climático.

Agradeço também a Universidade Federal de Santa Catarina, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas, ao Laboratório de Refrigeração Veicular – REVE e ao Centro de Engenharia Renault Tecnologia Américas – RTA por ter me disponibilizado recursos e meios suficientes para a realização deste trabalho.

RESUMO

Os sistemas de condicionamento de ar automotivos são amplamente utilizados para proporcionar conforto térmico e segurança aos passageiros por meio dos sistemas de desembaçamento e descongelamento dos vidros. No entanto, estima-se que o aumento no consumo de energia do veículo devido ao uso do sistema de climatização é de aproximadamente 10%, motivando a indústria automotiva a desenvolver sistemas mais eficientes, que reduzam o consumo de energia do veículo. Além disso, grandes esforços têm sido observados no desenvolvimento e aplicação de fluidos refrigerantes com menor impacto ao meio ambiente, com a finalidade de substituir o R-134a nos sistemas de condicionamento de ar. Observa-se também que tal substituição já entrou em vigor no Brasil por meio da Emenda de Kigali. Nesse contexto, um dos principais substitutos ao R-134a é o fluido refrigerante R-1234yf, devido à sua similaridade termodinâmica e compatibilidade com os componentes do sistema de condicionamento de ar automotivo. Por tais motivos, o presente trabalho tem como objetivo avaliar e comparar a capacidade de refrigeração e a eficiência energética de sistemas de condicionamento de ar automotivos operando com R-134a e R-1234yf por meio de testes experimentais e simulações. Foi desenvolvido um modelo computacional com base em princípios termodinâmicos e de transferência de calor, sendo implementado com auxílio do programa computacional *Engineering Equation Solver*, que é capaz de resolver sistemas de equações não lineares resultantes. Adicionalmente, um veículo de modelo compacto foi instrumentado e testado em um túnel de vento climático, capaz de reproduzir condições reais de utilização. A base de dados experimentais obtida foi então empregada para validar o modelo, que apresentou erros para a pressão de condensação e capacidade de refrigeração abaixo de 10%. Após a etapa de validação, o modelo foi utilizado para quantificar o efeito da substituição do fluido refrigerante R-134a pelo R-1234yf sobre a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance do sistema. Os resultados obtidos mostraram uma redução na capacidade de refrigeração na faixa de 6% e uma redução de coeficiente de performance na faixa de 2,6% quando alterado o fluido refrigerante R-134a pelo R-1234yf.

Palavras-chave: condicionador de ar automotivo; simulação computacional; fluidos refrigerantes; R-134a; R-1234yf; desempenho termodinâmico.

ABSTRACT

Automotive air conditioning systems are widely used to provide thermal comfort and safety to passengers through window defogging and defrosting systems. However, it is estimated that the increase in vehicle energy consumption due to the use of the air conditioning system is approximately 10%, motivating the automotive industry to develop more efficient systems that reduce vehicle energy consumption. Furthermore, great efforts have been made in the development and application of refrigerant fluids with less impact on the environment, to replace R-134a in air conditioning systems. It is also noted that this replacement has already come into force in Brazil through the Kigali Amendment. In this context, one of the main substitutes for R-134a is the refrigerant fluid R-1234yf, due to its thermodynamic similarity and compatibility with the components of the automotive air conditioning system. For these reasons, the present work aims to evaluate and compare the cooling capacity and energy efficiency of automotive air conditioning system operating with R-134a and R-1234yf through experimental tests and simulations. A computational model developed based on thermodynamic and heat transfer principles, being implemented with the aid of the Engineering Equation Solver computer program, which is capable of solving systems of resulting nonlinear equations. Additionally, a compact model vehicle was instrumented and tested in a climatic wind tunnel, capable of reproducing real conditions of use. The experimental database obtained was then used to validate the model, which presented errors for condensing pressure and refrigeration capacity below 10%. After the validation stage, the model was used to quantify the effect of replacing the refrigerant fluid R-134a with R-1234yf on the refrigeration capacity and coefficient of performance of the system. The results obtained showed a reduction in refrigeration capacity in the range of 6% and a reduction in coefficient of performance in the range of 2,6% when changing the refrigerant fluid R-134a to R-1234yf.

Keywords: mobile air-conditioning; computer simulation; refrigerants; R-134a; R-1234yf; thermodynamic performance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama de pressão por entalpia para um fluido refrigerante R-134a.	20
Figura 2 – Principais componentes de um sistema de condicionamento de ar automotivo.	24
Figura 3 – Fatores transitórios térmicos que influenciam o sistema de climatização.	25
Figura 4 – Compressor Subros 10SL09.....	33
Figura 5 – Condensador de alumínio do tipo micro canal.....	35
Figura 6 – Representação esquemática do condensador e dos microcanais.....	36
Figura 7 – Fluxograma do modelo matemático desenvolvido.	47
Figura 8 – Túnel de vento climático.....	49
Figura 9 – Esquema do túnel de vento climático.....	50
Figura 10 – Esquema dos pontos de instrumentação do veículo.	51
Figura 11 – Instrumentação nas tubulações do compressor.	52
Figura 12 – Instrumentação dos pontos de temperatura no condensador.....	52
Figura 13 – Instrumentação nas tubulações da válvula termostática.....	53
Figura 14 – Temperatura do ar na admissão externa para a unidade HVAC.	53
Figura 15 – Temperatura e umidade relativa na saída do evaporador.....	54
Figura 16 – Diagrama de pressão por entalpia com os principais componentes.....	54
Figura 17 – Instrumentação dos transdutores de pressão.	55
Figura 18 – Sistema de controle do ventilador da unidade HVAC.	56
Figura 19 – Carga de R-134a introduzida no sistema.	56
Figura 20 – Interface do programa computacional EES.....	76

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Número de publicações atreladas ao termo R-1234yf.....	30
Gráfico 2 – Número de publicações atreladas aos termos R-1234yf e <i>Automotive</i>	30
Gráfico 3 – Número de publicações atreladas aos termos R-1234yf, <i>Automotive e Simulation</i>	31
Gráfico 4 – Primeira condição de teste para aquisição dos 20 segundos.	58
Gráfico 5 – Vazão mássica de ar no evaporador por pressão de descarga.	60
Gráfico 6 – Vazão mássica de ar no evaporador por capacidade de refrigeração.	61
Gráfico 7 – Temperatura ambiente por pressão de descarga.	61
Gráfico 8 – Temperatura ambiente por capacidade de refrigeração.	62
Gráfico 9 – Eficiência isentrópica experimental e simulada.	63
Gráfico 10 – Eficiência volumétrica experimental e simulada.	64
Gráfico 11 – Pressão de descarga experimental e simulada.	64
Gráfico 12 – Capacidade de refrigeração experimental e simulada.	65
Gráfico 13 – Potência consumida experimental e simulada.	66
Gráfico 14 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura ambiente.	67
Gráfico 15 – Potência consumida em função da temperatura ambiente.	68
Gráfico 16 – COP em função da temperatura ambiente.	68
Gráfico 17 – Capacidade de refrigeração em função da rotação.	69
Gráfico 18 – Potência consumida em função da rotação.	70
Gráfico 19 – COP em função da rotação.	70
Gráfico 20 – Capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar no condensador.	71
Gráfico 21 – Capacidade de troca de calor do condensador em função da velocidade do ar no condensador.	72
Gráfico 22 – Potência consumida em função da velocidade do ar no condensador.	73
Gráfico 23 – COP em função da velocidade do ar no condensador.	73
Gráfico 24 – Capacidade de refrigeração em função da pressão de sucção.	74
Gráfico 25 – Potência consumida em função da pressão de sucção.	75
Gráfico 26 – COP em função da pressão de sucção.	75
Gráfico 27 – Pressão em função da temperatura de saturação.	77
Gráfico 28 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura ambiente.	78
Gráfico 29 – Potência consumida em função da temperatura ambiente.	79
Gráfico 30 – COP em função da temperatura ambiente.	79

Gráfico 31 – Capacidade de refrigeração em função da rotação.	80
Gráfico 32 – COP em função da rotação.	81
Gráfico 33 – Capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar no condensador.	82
Gráfico 34 – COP em função da velocidade do ar no condensador.	82
Gráfico 35 – Capacidade de refrigeração em função da pressão de sucção.	83
Gráfico 36 – Potência consumida em função da pressão de sucção.	84
Gráfico 37 – COP em função da pressão de sucção.	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Produção de veículos leves no Brasil.	19
Tabela 2 – Dimensões do condensador.	36
Tabela 3 – Áreas do Condensador.	37
Tabela 4 – Características metrológicas e incertezas dos instrumentos de medição.	50
Tabela 5 – Ensaio experimentais programados.	57
Tabela 6 – Condição de referência para análise de sensibilidade.	66
Tabela 7 – Incerteza padrão combinada	91
Tabela 8 – Intensidade do ventilador e a vazão mássica de ar	92

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANFAVEA	–	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
CFC	–	Clorofluorcarbonetos
CFD	–	Computer Fluid Dynamics, Dinâmica dos Fluidos Computacional
COP	–	Coefficiente de Performance
COVID	–	(co)rona (vi)rus (d)isease
EES	–	Engineering Equation Solver, Solucionador de equações de engenharia
FGCI	–	Fator de Ganho de Calor por Insolação
GWP	–	Potencial de Aquecimento Global
HFC	–	Hidrocarbonetos fluorados
HVAC	–	Heating, ventilation, and air conditioning
ODP	–	Potencial de Destruição do Ozônio
ReVe	–	Laboratório de Refrigeração Veicular
RTA	–	Centro de Engenharia Renault Tecnologia Américas
UFSC	–	Universidade Federal de Santa Catarina
VCR	–	Sistemas de Refrigeração por Compressão a Vapor

LISTA DE LETRAS GREGAS

η	Eficiência	[-]
ε	Efetividade	[-]
μ	Viscosidade	[kg/m-s]
Δ	Delta	[-]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
κ	Coefficiente isentrópico	[-]

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	[m ²]
D	Diâmetro do tubo	[m]
Dh	Diâmetro hidráulico	[mm]
C	Capacidade térmica	[J/s-K]
cp	Calor específico a pressão constante	[J/kg-K]
COP	Coefficiente de performance	[-]
D	Diâmetro	[m]
h	Coefficiente de transferência de calor	[W/m ² -K]
H	Altura	[m]
i	Entalpia específica	[J/kg]
j	Fator de Colburn	[-]
k	Condutividade térmica	[W/m-K]
L	Comprimento	[m]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
N	Rotação	[rpm]
n	Coefficiente politrópico	[-]
num	Número	[-]
NU	Número de Nusselt	[-]
NUT	Número de unidades de transferência	Q
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
per	perímetro	[m]
p	Pressão	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
St	Número de Stanton	[-]

\dot{W}	Taxa de trabalho	[W]
w	Largura	[m]
T	Temperatura	[°C]
t	Espessura	[mm]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/K-m ²]
V	Volume	[m ³]
x	Título	[-]

LISTA DE SUBSCRITOS

<i>()ar</i>	Ar
<i>()al</i>	Aleta
<i>()alm</i>	Alumínio
<i>()comp</i>	Compressor
<i>()cond</i>	Condensador
<i>()d</i>	Descarga
<i>()ent</i>	Entrada
<i>()evap</i>	Evaporador
<i>()ext</i>	Superfície Externa
<i>()face</i>	Face
<i>()i</i>	Interna
<i>()is</i>	Isentrópica
<i>()ls</i>	Líquido saturado
<i>()lsr</i>	Líquido sub-resfriado
<i>()livre</i>	Livre
<i>()m</i>	Morto
<i>()mc</i>	Microcanal
<i>()min</i>	Mínimo
<i>()r</i>	Refrigerante
<i>()sai</i>	Saída
<i>()s</i>	Sucção
<i>()tb</i>	Tubo
<i>()v</i>	Volumétrica
<i>()vs</i>	Vapor saturado
<i>()w</i>	Varrido

$()wt$	Parede do tubo
$()wm$	Parede entre microcanais
$()r1$	Região de resfriamento
$()r2$	Região de condensação
$()r3$	Região sub-resfriamento
$()l$	Região de sucção
$()2s$	Região de descarga isentrópica
$()2$	Região de descarga

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	OBJETIVOS	22
1.1.1	Objetivo geral.....	22
1.1.2	Objetivos específicos	22
1.2	ESTRUTURA DO DOCUMENTO	23
2	REVISÃO BILIOGRÁFICA.....	24
2.1	ASPECTOS GERAIS	24
2.2	FLUIDOS REFRIGERANTES	26
2.3	ESTUDOS SOBRE SISTEMAS AUTOMOTIVOS DE CONDICIONAMENTO DE AR.....	27
2.4	ANÁLISE BIBLIOMÉTRICA	29
3	DESCRIÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	32
3.1	COMPRESSOR.....	32
3.2	CONDENSADOR	34
3.2.1	Região de resfriamento.....	39
3.2.2	Região de condensação	41
3.2.3	Região de sub-resfriamento	43
3.3	EVAPORADOR.....	45
3.4	PROCEDIMENTO PARA SOLUÇÃO DO MODELO.....	46
3.4.1	Implementação do modelo computacional	48
4	ATIVIDADE EXPERIMENTAL.....	49
5	RESULTADOS.....	59
5.1	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	59
5.2	VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	62
5.3	RESULTADOS DO MODELO COMPUTACIONAL.....	66
5.3.1	Temperatura ambiente.....	67
5.3.2	Rotação do compressor	68
5.3.3	Velocidade do ar no condensador	70
5.3.4	Pressão de sucção	74
5.4	ANÁLISES COMPARATIVAS ENTRE OS FLUIDOS REFRIGERANTES R-134A E R-1234YF.....	76
5.4.1	Temperatura ambiente.....	77

5.4.2	Rotação do compressor	79
5.4.3	Velocidade do ar no condensador	81
5.4.4	Pressão de sucção	82
6	CONCLUSÕES	85
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	86
	REFERÊNCIAS	87
	APÊNDICE A – Estimativa das incertezas de medição	91
	APÊNDICE B – Correlação entre a intensidade do ventilador e a vazão mássica	92

1 INTRODUÇÃO

Os primeiros veículos equipados com sistema de condicionamento de ar surgiram na década dos anos 1930, após o desenvolvimento dos fluidos refrigerantes do grupo clorofluorcarbonetos – CFC (Alkan; Kolip; Hosoz, 2021). Desde então, o número de veículos comercializados com sistemas de condicionamento de ar só tem aumentado. Em 2022, os novos lançamentos e atualizações de modelos trouxeram os sistemas de condicionamento de ar como um item de série, desta maneira, 100 % dos automóveis¹ produzidos no Brasil possuem um sistema de condicionamento de ar (Motor1, 2022). Adicionalmente, observa-se que a indústria automotiva continua desenvolvendo novas funcionalidades para o sistema de condicionamento de ar, por exemplo, os sistemas de climatização em zonas diferentes, dutos internos para ventilação nos bancos traseiros e sistemas inteligentes para regulação automática do sistema de climatização. A Tabela 1 apresenta os números de autoveículos produzidos no Brasil de 2017 a 2023. Segundo a ANFAVEA (2023), entre 2018 e 2019 a produção de automóveis ultrapassou a marca de 2 milhões de unidades/ano, porém, em 2020 houve uma queda na produção devido à pandemia de Covid-19 e às devidas crises na cadeia de suprimentos. Observando os números de automóveis produzidos em 2021 e 2023 é possível verificar um retorno no aumento de produção indicando um otimismo para a indústria automotiva.

Tabela 1 – Produção de veículos leves no Brasil.

Produção de veículos leves – ANFAVEA							
	2023	2022	2021	2020	2019	2018	2017
Veículos leves	2.203.705	2.176.179	2.070.562	1.904.714	2.665.583	2.475.338	2.175.984
Automóveis	1.782.079	1.823.674	1.707.851	1.607.175	2.262.073	2.102.114	1.856.584
Comerciais leves	421.626	352.505	362.711	297.539	403.510	373.224	319.400

Fonte: ANFAVEA (2024).

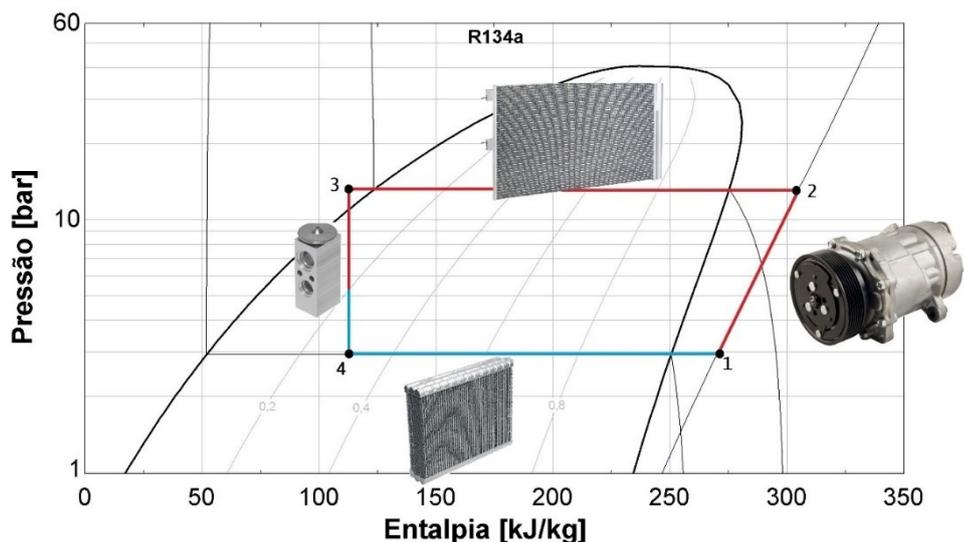
Segundo Parsons (2002), o conforto térmico é um fenômeno bipolar; isto é, ele varia de desconfortavelmente frio a desconfortavelmente quente, com a sensação de conforto em algum lugar no meio deles. Dessa maneira, o sistema de condicionamento de ar automotivo é empregado para proporcionar conforto térmico aos ocupantes, independentemente das variações significativas de cargas térmicas, que dependem, entre outros fatores, da hora do dia,

¹ Dentro da categoria de veículos leves estão classificados os automóveis que comportam até 8 passageiros incluindo o motorista e os comerciais leve que abrangem picapes, minivans e furgões (ANFAVEA, 2022).

da variação de incidência de radiação solar, infiltração de ar externo no veículo e do número de passageiros na cabine que emitem calor por meio da transpiração. O sistema de climatização veicular também é responsável pela segurança dos ocupantes, seja no desembaçamento dos vidros ou até na renovação do ar dentro do habitáculo. Por outro lado, o sistema de condicionamento de ar deve proporcionar conforto em condições altamente transitórias associadas ao (i) regime de trabalho do motor, que influencia diretamente a rotação do compressor e (ii) à velocidade do veículo, que ocasiona intensa variação de vazão de ar externo sobre o condensador. Adicionalmente, o sistema de condicionamento de ar deve ser compacto, eficiente e ter custos competitivos (Jabardo; Mamani; Ianella, 2002, Da Silva; Melo, 2016).

Atualmente, o princípio de compressão mecânica de vapor é amplamente utilizado pela indústria automotiva no projeto de sistemas de condicionamento de ar (Da Silva *et al.*, 2023). O ciclo de refrigeração correspondente a tal princípio é apresentado na Figura 1, incluindo o sub-resfriamento, indicado pelo estado termodinâmico 3, e o superaquecimento, indicado pelo estado termodinâmico 1. Adicionalmente, na Figura 1 são acrescentados os principais componentes de um sistema de condicionamento de ar automotivo, que são: compressor, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador. Observa-se também que o ciclo é composto por um processo isentrópico (1-2), um processo isentálpico (3-4) e dois processos isobáricos (2-3 e 4-1).

Figura 1 – Diagrama de pressão por entalpia para um fluido refrigerante R-134a.



Fonte: Elaborado pelo autor (2022).

Apesar dos benefícios relacionados com a utilização dos sistemas de condicionamento de ar, estes são responsáveis por um aumento significativo no consumo de combustíveis ou da

energia armazenada na bateria, no caso de automóveis elétricos. Por exemplo, Zhang *et al.* (2018) mostram que veículos equipados com motor à combustão interna, que utilizam o compressor acoplado ao motor por correia/polia, podem apresentar um aumento de 10 % no consumo de combustível. Já na plataforma de veículos elétricos, os autores reportam que a utilização do sistema de condicionamento de ar pode resultar em reduções na autonomia do veículo de 30 a 40 %. Dessa maneira, observa-se que o aumento da autonomia dos automóveis exige o desenvolvimento de sistemas de condicionamento de ar automotivos altamente eficientes.

A escolha de um fluido refrigerante é limitada por sua toxicidade, inflamabilidade, custo, impacto ambiental e estabilidade química (Da Silva; Melo, 2016). Historicamente, observa-se que o R-12 foi o primeiro fluido refrigerante largamente utilizado pela indústria automotiva. Em 1970, começaram as primeiras discussões sobre a sua composição química e os seus possíveis impactos na degradação da camada de ozônio. Já em 1977, iniciaram-se pesquisas e desenvolvimentos para possíveis alternativas ao R-12. Tais estudos resultaram no Protocolo de Montreal, estabelecido em 1987, que regulamentou o uso de substâncias com alto Potencial de Destruição do Ozônio (ODP). Nesse contexto, o fluido R-134a passou a ser empregado, uma vez que apresentava ODP igual a zero.

Em 1997, dez anos após o Protocolo de Montreal ser estabelecido, o Protocolo de Kyoto foi criado com o objetivo de controlar o uso de substâncias com elevado valor de Potencial de Aquecimento Global (GWP), como o R-134a. Sendo assim, surgiu a necessidade de novos fluidos refrigerantes para conseguir substituir o R-134a, cujo GWP é equivalente a 1430. (Pabon *et al.*, 2020).

Em 2014, a União Europeia, por meio da regulamentação de número 517/2014 (*F-gas Regulation*), anunciou a redução em dois terços na utilização de fluidos refrigerantes com GWP acima de 150 até 2030. Em 2016, a Emenda de Kigali foi aprovada pelos países membros do Protocolo de Montreal, que incluem o Brasil, para a redução gradual no consumo de hidrofluorcarbonetos (HFC) com GWP acima de 150. O calendário estabelecido para o Brasil congela o consumo de HFC em 2024, seguidos de uma redução de 10 % até 2029, 30 % até 2035, 50 % até 2040 e 80 % até 2045 (Kigali, 2024).

Dentre as poucas opções existentes para substituição do R-134a, observa-se que o fluido refrigerante R-1234yf vem sendo adotado devido às suas similaridades termodinâmicas (Vashisht; Rakshit, 2021). Também verifica-se que a utilização de novos fluidos refrigerantes exigirá intensas atividades de pesquisa e desenvolvimento para a adequação dos sistemas de condicionamento de ar atualmente empregados. Devido a restrições de custo e tempo, a

indústria automotiva tem usado a abordagem de modelagem matemática para prever o desempenho de sistemas de condicionamento de ar automotivo (Da Silva; Cordova, 2017). Também se observa um grande desafio no desenvolvimento e otimização dos sistemas de condicionamento de ar automotivo devido aos locais de aplicação, à globalização dos projetos e regulamentações (Vashisht; Rakshit, 2021).

Nesta perspectiva, os modelos computacionais são ferramentas essenciais para auxiliar o desenvolvimento de componentes e avaliação do desempenho de novos conceitos de sistemas de condicionamento de ar, que por sua vez reduzam a necessidade de ensaios experimentais. No entanto, os ensaios experimentais são fundamentais para a validação dos modelos computacionais, porém são escassos na literatura. Com base nos argumentos expostos, são propostos os objetivos delineados para este estudo.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em avaliar e comparar a capacidade de refrigeração e a eficiência energética de sistemas de condicionamento de ar automotivos operando com R-134a e R-1234yf por meio de testes experimentais e simulações computacionais.

1.1.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral foram estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

- a) Desenvolver um modelo computacional que represente os principais componentes de um sistema de condicionamento de ar automotivo;
- b) Implementar o modelo do sistema de condicionamento de ar empregando o programa computacional *Engineering Equation Solver* (EES);
- c) Obter uma base de dados experimentais representativa, por meio de testes experimentais em um veículo de passeio, instrumentando os principais componentes do veículo e testando dentro de um túnel de vento climático que reproduz as diversas condições climáticas para representar as condições operacionais do sistema;
- d) Calibrar e validar o modelo computacional com dados experimentais obtidos de um automóvel que possui um sistema de condicionamento de ar com R-134a;

e) Utilizar o modelo computacional para avaliar o impacto no desempenho térmico do sistema de condicionamento de ar causado pela troca do fluido refrigerante R-134a pelo R-1234yf.

1.2 ESTRUTURA DO DOCUMENTO

O trabalho foi dividido em 6 capítulos. O primeiro contextualiza o trabalho, trazendo os aspectos da literatura sobre a história e evolução dos sistemas de condicionamento de ar automotivo e seus respectivos fluidos refrigerantes. Os principais componentes que fazem parte do sistema, os desafios da indústria automotiva e a utilização de ferramentas computacionais para o desenvolvimento de produtos. No final do capítulo são apresentados os objetivos propostos no trabalho.

Já o segundo capítulo traz uma revisão bibliográfica sobre os aspectos gerais, os tipos de fluidos refrigerantes utilizados nos sistemas de condicionamento de ar automotivo e seus respectivos impactos no meio ambiente. Estudos e publicações sobre testes de performance utilizando diversos fluidos refrigerantes e novas tecnologia de sistemas de condicionamento de ar automotivo. Posteriormente, é apresentada uma análise bibliométrica utilizando a plataforma de pesquisa ScienceDirect.

O terceiro capítulo apresenta as equações utilizadas no modelo computacional para um sistema de condicionamento de ar automotivo e a sua implementação no programa computacional *Engineering Equation Solver* (EES). Logo após, apresenta o procedimento utilizado para solução do modelo computacional.

As atividades descritas no capítulo quatro, apresentam as características e a forma de obtenção dos dados experimentais. Os componentes do veículo que foram instrumentados e as condições propostas de ensaios térmicos que foram realizados em um túnel de vento climático.

No capítulo cinco são apresentados os resultados dos testes experimentais propostos no capítulo anterior. Na sequência, a validação do modelo computacional com os dados experimentais. Ainda no capítulo cinco, é apresentada uma análise de sensibilidade do modelo computacional utilizando o fluido refrigerante R-134a. Em seguida, são discutidos os resultados do modelo matemático para avaliar quantitativamente o efeito da troca do fluido refrigerante R-134a para o R-1234yf no desempenho térmico do sistema de condicionamento de ar.

Por fim, o capítulo seis apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

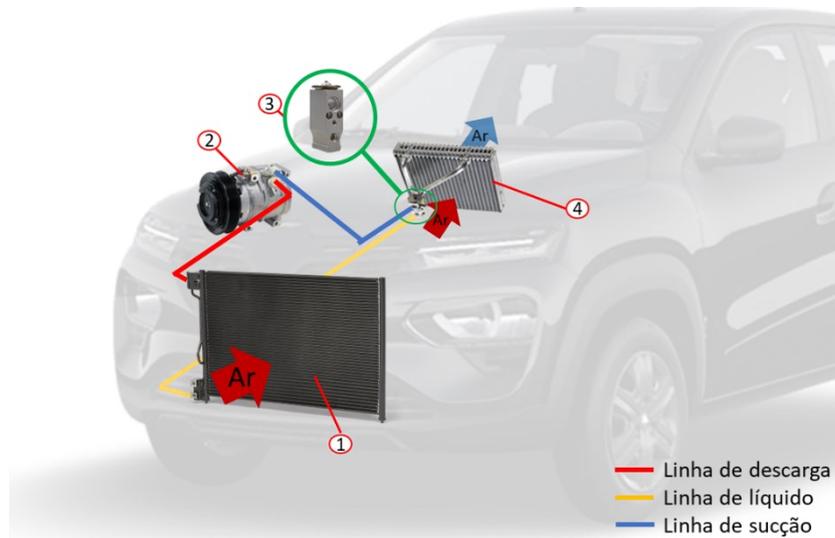
2 REVISÃO BILIOGRÁFICA

2.1 ASPECTOS GERAIS

Segundo Bhatti (1999), o primeiro veículo com sistema de condicionamento de ar completo para atender as condições climáticas de inverno e verão foi lançado em 1939 pela empresa norte americana *Packard Motor Car*. Em questão de 20 anos, o número de veículos equipados com o sistema de condicionamento de ar atingiu a marca de 1 milhão de unidades nos Estados Unidos da América. Já no Brasil, a novidade chegou apenas na década de 1960, no qual a primeira unidade reportada com um sistema de condicionamento de ar automotivo foi o Willys Itamaraty (Da Silva; Melo, 2016).

A Figura 2 apresenta os principais componentes de um sistema de condicionamento de ar automotivo, que é composto por um trocador de calor que fica localizado na parte externa da cabine, denominado condensador (1), um compressor (2), um dispositivo de expansão (3) e um trocador de calor localizado no interior do painel do veículo, denominado de evaporador (4).

Figura 2 – Principais componentes de um sistema de condicionamento de ar automotivo.



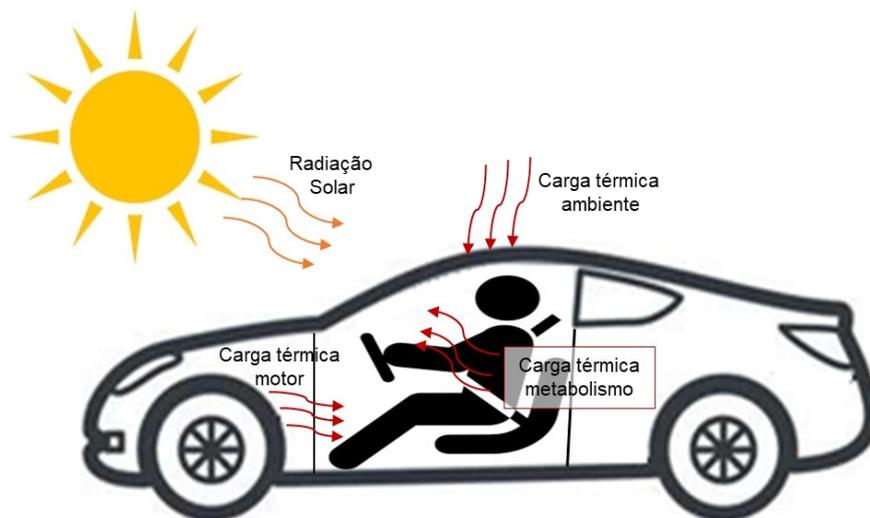
Fonte: Elaborada pelo autor (2023).

De 1930 até a atualidade, os sistemas de condicionamento de ar automotivo vêm evoluindo diante dos desafios da indústria automotiva, seja por inovações tecnológicas ou regulamentações governamentais. Um grande desafio está na melhoria do coeficiente de performance do sistema, definido como a razão entre a capacidade de refrigeração pela potência consumida ($COP = Q_{evap} / W_{comp}$). Isto ocorre, pois a utilização do sistema de condicionamento de

ar tem impacto direto no consumo de combustível, uma vez que o acionamento do compressor de refrigeração impõe uma carga adicional ao motor do veículo (Lee *et al.*, 2021).

O sistema de climatização deve proporcionar conforto térmico e segurança aos ocupantes em diversas condições, sendo elas dadas pelo regime de trabalho do motor que influenciará na variação de rotação do compressor, a velocidade do veículo que ocasiona intensa variação de vazão de ar externo sobre o condensador e, ao mesmo tempo, deve ser compacto e eficiente (Jabardo; Mamani; Ianella, 2002). Além disso, existem os fatores transitórios térmicos que também têm impacto no conforto térmico dos passageiros e no dimensionamento do sistema de climatização (Vashisht; Rakshit, 2021). Conforme apresentado na Figura 3, estes fatores são a radiação solar, a carga térmica do ambiente, carga térmica do motor e a carga térmica do metabolismo dos ocupantes.

Figura 3 – Fatores transitórios térmicos que influenciam o sistema de climatização.



Fonte: Elaborada pelo autor (2023).

Um destes fatores, que é a radiação solar possui impacto na transferência de calor de superfícies transparentes e opacas. Sua intensidade depende do azimute do sol que varia conforme a localização geométrica, horário do dia, estação do ano. Nas regiões envidraçadas a energia solar que adentra o habitáculo é definido pelas propriedades óticas (transmissividade, refletividade e absorvidade) e pelas propriedades do material que irão definir o fator de ganho de calor por insolação (FGCI). A diferença entre a temperatura externa e a temperatura dentro do habitáculo também é um fator que influencia no conforto térmico devido à transferência de energia por meio da condução (Stoecker; Jones, 1985).

Segundo Parsons (2002), o calor metabólico produzido pelo corpo humano é usado para

manter uma temperatura corporal interna de cerca de 37°C e o corpo tentará preservar ou perder calor suficiente para o ambiente para tentar manter essa temperatura. O motor e seus componentes mecânicos são fatores que também devem ser levados em conta no dimensionamento de um sistema de climatização devido às temperaturas de trabalho e ao isolamento entre cofre motor e habitáculo.

2.2 FLUIDOS REFRIGERANTES

Para Çengel e Boles (2013), um grande desafio para um projeto de refrigeração está na escolha do refrigerante adequado, pois existem vários refrigerantes que podem ser escolhidos. Dentre eles, podem ser citados os clorofluorcarbonos, entre eles, o R-12, hidrofluorcarbonos como o R-134a e R410a, hidrofluorolefeno como o R-1234yf e R1234ze, os amoníacos como o R-717, os dióxidos de carbono como o R-744, os hidrocarbonetos como o R-290 e R-600. No entanto, a escolha do fluido refrigerante deve levar em conta as características de sua toxicidade, inflamabilidade, custo, impacto ambiental e estabilidade química (Da Silva; Melo, 2016).

Desde o Protocolo de Montreal em 1987, o fluido R-134a vem sendo utilizado largamente pelos setores de refrigeração industrial, climatização residencial e indústria automotiva, pois a sua substituição veio devido ao R-12 possuir um alto Potencial de Destruição do Ozônio (ODP). No entanto, mesmo com o R-134a ter um ODP igual a zero, seu Potencial de Aquecimento Global (GWP) é equivalente a 1430. Desta forma, surgiu a necessidade de desenvolvimento de novos fluidos refrigerantes para conseguir substituir o R-134a (Pabon *et al.*, 2020). Sendo assim, a Câmara dos Deputados Federais aprovou em 2022 o Projeto de Decreto Legislativo 1100/18 que ratifica o acordo para reduzir emissão de gases hidrofluorcarbonos (HFCs), que promovem o aquecimento global. Este projeto de decreto, aprova o congelamento do consumo de HFC até 2024 no Brasil, seguido de uma redução em 10 % até 2029 e em 85 % até 2045 (Câmara dos Deputados, 2024).

Conforme mencionado anteriormente, o fluido refrigerante utilizado em sistemas de condicionamento de ar automotivo evoluiu diante das descobertas e preocupações ambientais, iniciando com o R-12 sendo trocado pelo R-134a e, atualmente, existe uma busca para uma nova alternativa ao R-134a.

As principais alternativas ao R-134a, com baixo GWP, são os refrigerantes R-152a, R-1234yf e CO₂ (Bandarra Filho; Mendonza, 2010). No entanto, Da Silva e Melo (2016) expuseram algumas desvantagens relacionadas à alta inflamabilidade do R-152a e ao alto custo de projeto do CO₂ comparado com o R-1234yf.

2.3 ESTUDOS SOBRE SISTEMAS AUTOMOTIVOS DE CONDICIONAMENTO DE AR

Segundo Pabon *et al.* (2020), o primeiro artigo publicado sobre o desempenho do R-1234yf em sistemas de condicionamento de ar automotivos foi em 2008 em um trabalho em conjunto entre as empresas Dupont e Honeywell. Os resultados mostraram que a troca de fluido refrigerante sem nenhuma alteração nos componentes do sistema apresentou uma redução de 4 a 8 % na capacidade de refrigeração. Os autores também chegaram à conclusão de que o R-1234yf teve um comportamento semelhante em relação ao R-134a nos componentes fabricados com materiais plásticos, elastoméricos e metálicos (Minor; Spatz, 2008).

Lee e Jung (2012) realizaram ensaios experimentais em uma bancada com os componentes de um sistema de condicionamento de ar automotivo para comparar os resultados entre o R-134a e o R-1234yf com os mesmos componentes e as mesmas condições de ensaios, chegando a uma conclusão de que em seus testes o COP do R-1234yf foi de 0,8 a 2,7 % menor do que o R-134a e a capacidade de refrigeração do R-1234yf foi de até 4 % menor que o R-134a.

Daviran *et al.* (2017) elaboraram o desenvolvimento de um modelo matemático utilizando o programa computacional *Matlab* de um sistema de condicionamento de ar automotivo, utilizando os dados experimentais do trabalho desenvolvido por Jankovic, Atienza e Suárez (2015) na comparação termodinâmica e análise de transferência de calor do R-1234yf, R-1234ze e R-134a. Em seu estudo, Daviran *et al.* (2017) concluíram por meio de suas simulações que o coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante no R-1234yf foi de 18-21 % menor que o R-134a em um trocador de calor de micro canal e também concluíram que para uma mesma capacidade de refrigeração nas mesmas condições o COP do R-1234yf é 1,3 a 5 % menor que o do R-134a.

Kuwar e Narasimham (2020) efetuaram um estudo comparando o R-134a e R-1234yf validando um modelo computacional com ensaios experimentais em bancada. Os resultados mostraram que o modelo numérico apresentou boa concordância com os resultados experimentais, com menos de 10 a 15 % de variações dos resultados experimentais. A análise de incerteza foi realizada e mostrou que a maioria das validações segue abaixo de 10 %, concluindo que o R-1234yf é uma boa alternativa ao R-134a devido à sua similaridade e que é possível realizar a troca do fluido refrigerante sem alteração no *design* dos componentes do sistema de condicionamento de ar automotivo. Seus resultados mostram uma perda de capacidade de refrigeração do R-1234yf se comparado ao R-134a de 2-5 %. No entanto, para os autores, do ponto de vista do aquecimento global, o R-1234yf é melhor que o R-134a, com

apenas uma ligeira redução de desempenho.

Li e Tang (2022) desenvolveram um estudo de misturas de fluidos refrigerantes no intuito de substituir o fluido refrigerante R-134a em sistemas de condicionamento de ar automotivo. Foram utilizados 15 pares de misturas de seis fluidos (R-134a, R-1234yf, R-1234ze, R-32, R-227ea e R-152a). Seu modelo matemático foi validado com um estudo experimental de um sistema automotivo que possui um condensador com área de face de 587 mm x 311 mm, um evaporador com área de face de 249 mm x 197 mm e um compressor com deslocamento de 135 cm³. Para a validação do modelo matemático, foram realizados teste experimentais utilizando os fluidos refrigerantes R-134a e R1234yf num total de dez ensaios experimentais. A capacidade de refrigeração do lado do refrigerante e o cálculo do COP foram utilizados nas comparações, apresentando uma incerteza média de 3 % e 4 %, respectivamente. Para a capacidade de refrigeração do evaporador, a diferença média entre o lado do ar e o lado do refrigerante é de 3,1 %, onde a incerteza média do lado do ar é de 4 %. Os resultados da simulação apresentaram erros na faixa de ± 6 % para a capacidade de refrigeração e ± 16 % para o COP comparado contra os dez resultados testados. Dessa maneira, os referidos autores concluíram que nenhuma mistura possui um melhor desempenho que o próprio R-134a que não seja inflamável e com GWP inferior a 150. No entanto, as misturas de R-152a/R-134a, R-152a/R-1234yf e R-32/R152a apresentaram as maiores capacidades de refrigeração e COP comparados com as outras misturas e com os fluidos puros.

Kulkarni, Chavali e Dikshit (2023) produziram uma revisão sobre o desempenho de diferentes fluidos refrigerantes aplicados a sistemas de refrigeração por compressão a vapor (VCR). Devido à preocupação ambiental, os HFCs que são amplamente utilizados em sistemas VCR serão eliminados nos próximos anos devido ao seu valor de Potencial de Aquecimento Global (GWP). Nesse sentido, diversas pesquisas relacionadas à refrigeração e sistemas de condicionamento de ar estão em busca de refrigerantes alternativos que sejam amigáveis ao meio ambiente. Os autores concluíram que o R-134a é o refrigerante mais comumente utilizado devido ao seu baixo custo e excelentes propriedades termodinâmicas. A mistura de R-290 e R-600a pode ser considerada uma opção à refrigeração doméstica. No entanto, o R-290 é considerado pelos autores a melhor opção para substituir o R134a. Já para a indústria automotiva os autores comentam que devido ao R-290 ser inflamável a melhor opção atual para a substituição em sistemas de condicionamento de ar automotivo é o R-1234yf, mesmo com uma perda na capacidade de refrigeração e COP, essa a alteração pode ser realizada sem impacto de alteração dos componentes do sistema.

Da Silva *et al.* (2023) desenvolveram um aparato experimental para avaliar o

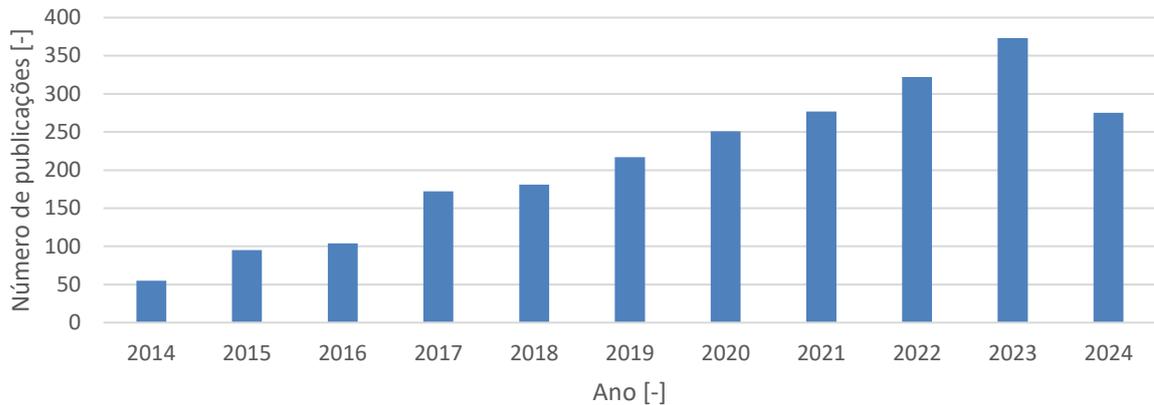
desempenho energético de um sistema de condicionamento de ar automotivo. Os autores mostraram que o aumento no consumo de energia devido a uma maior velocidade de rotação do compressor não é compensado pela maior capacidade de refrigeração, resultando em uma diminuição do COP do sistema. Por outro lado, o aumento da vazão mássica de ar do evaporador melhorou ligeiramente o COP do sistema. O estudo também utilizou os fundamentos da segunda lei da termodinâmica para quantificar as irreversibilidades nos principais componentes do sistema, estando o compressor no topo da lista.

Em veículos com motor à combustão, o sistema de climatização do veículo para aquecimento do habitáculo e desembaçamento dos vidros é feito por um trocador de calor dentro do sistema de climatização, que utiliza a água quente originada da refrigeração do motor. No entanto, para veículos elétricos algumas montadoras utilizam os sistemas de inversão do sistema de condicionamento de ar para utilizar como bomba de calor. Sob esse aspecto, Zong *et al.* (2023) apresentam que as propriedades físicas do R-134a/R-1234yf determinam que a bomba de calor convencional não pode atender à demanda de aquecimento em um ambiente de temperatura próxima dos -20°C . Dessa maneira, os autores sugerem que o substituto ideal para fluido refrigerante deve ser o CO_2 . Ao longo do trabalho foi desenvolvido um modelo matemático para simular o sistema de bomba de calor e um modelo em três dimensões para simular o escoamento fluidodinâmico computacional (CFD) e a troca de calor no habitáculo de um veículo modelado. Além dos resultados sobre a eficiência do sistema de climatização, os autores concluíram que quando o modelo matemático desenvolvido para o sistema de climatização (no qual eles chamam de modelo 1D) alimenta o modelo tridimensional CFD da cabine, constata-se que há um aumento na precisão das temperaturas da cabine na simulação em condições dinâmicas do sistema de climatização, salientando a importância do desenvolvimento de integrações entre modelos em 1D e 3D para simulações de sistemas de climatização.

2.4 ANÁLISE BIBLIOMÉTRICA

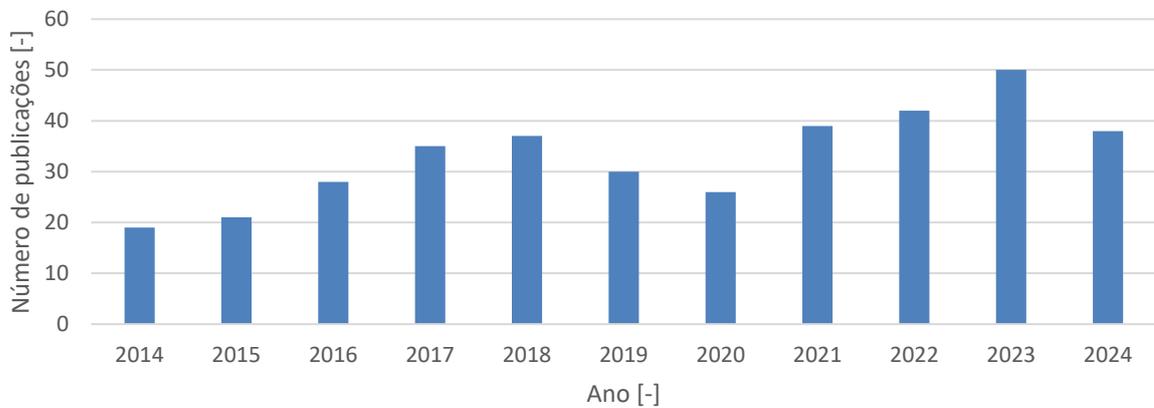
Empregando a plataforma de pesquisa ScienceDirect, foi realizada uma análise sobre o número de publicações científicas com o termo R-1234yf. O Gráfico 1 mostra um aumento progressivo no número de publicações entre 2014 e maio de 2024, indicando o aumento do interesse da comunidade científica sobre este fluido refrigerante.

Gráfico 1 – Número de publicações atreladas ao termo R-1234yf.



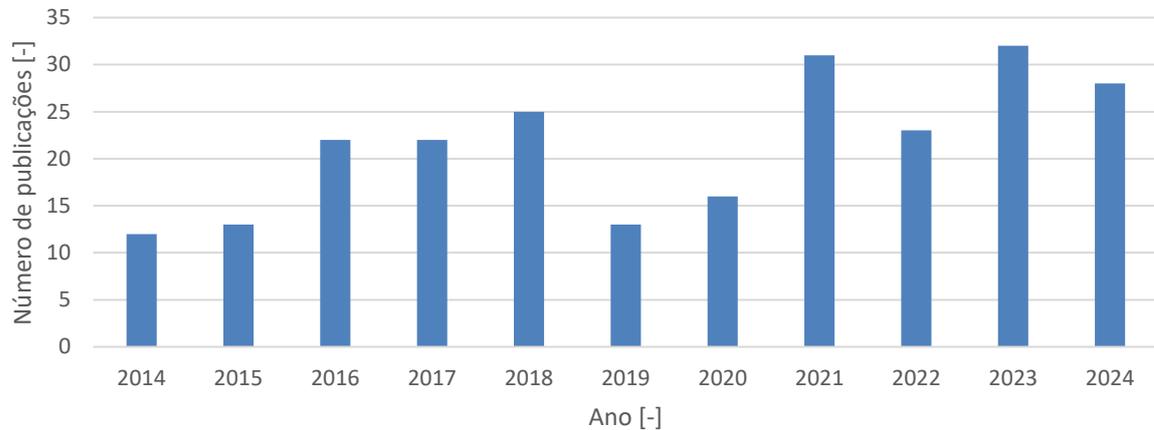
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Na mesma pesquisa foi incluso o termo “*automotive*”. No Gráfico 2 é possível observar que houve uma redução nas publicações no ano de 2019 e 2020, mas considerando o número de publicações de 2014 a maio de 2024, é possível observar o interesse da comunidade científica nos estudos relacionados a este fluido refrigerante, bem como da indústria automotiva.

Gráfico 2 – Número de publicações atreladas aos termos R-1234yf e *Automotive*.

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Posteriormente, foi realizada pesquisa na mesma plataforma com os termos “*simulation*”, “R-1234yf” e “*Automotive*”. O Gráfico 3 apresenta o número de publicações com esses termos, indicando que em relação ao total de trabalhos publicados sobre o R-1234yf, ainda são poucos os trabalhos relacionados com aplicações automotivas.

Gráfico 3 – Número de publicações atreladas aos termos R-1234yf, *Automotive e Simulation*.

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Entretanto, ao observar os Gráficos 1, 2 e 3 é possível observar que existe um crescimento no número de publicações atreladas ao fluido refrigerante R-1234yf ultrapassando 300 publicações no ano de 2022, chegando a 373 publicações em 2023 e evidenciando a importância e o impacto que acontecerá com as trocas de fluido refrigerante de R-134a para R-1234yf, devido à Emenda de Kigali que foi acordada em 2016 no Protocolo de Montreal, reforçando o Protocolo de Kyoto firmado em 1997, que possui o objetivo de controlar o uso de substâncias com elevado valor de Potencial de Aquecimento Global (GWP), como o R-134a, cujo GWP é equivalente a 1430 (Pabon *et al.*, 2020). Apesar disso, observa-se uma carência de estudos vinculados à indústria automotiva, principalmente envolvendo simulação computacional. Também não foram encontrados na literatura bases de dados experimentais obtidas em um veículo de passeio testado em túnel de vento climático com condições reais de operação, o que reforça a necessidade do presente trabalho.

3 DESCRIÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

O modelo proposto foi desenvolvido com base em fundamentos da termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Além disso, o equacionamento proposto requer a utilização de propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, que definem o estado termodinâmico em função da condição de operação investigada. Para o desenvolvimento do modelo matemático, foram adotadas as seguintes simplificações (Da Silva; Cordova, 2017):

- (i) operação em regime permanente;
- (ii) o comportamento do dispositivo de expansão e do evaporador são dados de entrada do modelo;
- (iii) coeficientes médios de transferência de calor no condensador;
- (iv) utilização de modelos semiempíricos para o compressor;
- (v) processo de compressão politrópico;
- (vi) vazão de ar uniforme no condensador;
- (vii) desconsiderada a perda de carga nos trocadores de calor.

Adicionalmente, o modelo matemático emprega equações para descrever os efeitos da operação do compressor e do condensador do sistema de condicionamento de ar, enquanto os efeitos do dispositivo de expansão e do evaporador são considerados como dados de entrada, impondo a pressão de sucção e o superaquecimento ao sistema.

3.1 COMPRESSOR

Para a modelagem matemática foi utilizado um compressor da marca Subros modelo 10SL09, conforme exposto na Figura 4. Esse modelo de compressor é do tipo placa oscilante, que possui 10 pistões e um deslocamento fixo de 90 cm³.

Figura 4 – Compressor Subros 10SL09.



Fonte: Subros (2023).

O modelo matemático do compressor foi desenvolvido com base em Li (2013), utilizando dados de capacidade de refrigeração e potência consumida fornecidos pelo fabricante do compressor. Dessa forma, a eficiência volumétrica (η_v) do compressor pode ser expressa por

$$\eta_v = 1 - \frac{V_m}{V_w} \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (1)$$

onde p_d é a pressão de descarga, p_s é a pressão de sucção, V_m é o volume morto, V_w é o volume de varrido do compressor e n é o coeficiente politrópico. Li (2013) apresentou a relação de dependência entre o coeficiente politrópico e a razão entre volume morto e volume varrido do compressor, tomando o coeficiente politrópico como um coeficiente isentrópico (κ) para procurar a melhor razão entre volume morto e volume varrido do compressor, utilizando dados experimentais. Dessa forma, a Equação 1 é reformulada e a eficiência volumétrica (η_v) do compressor é expressa por

$$\eta_v = b_1 + b_2 \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right], \quad (2)$$

onde b_1 e b_2 são parâmetros desconhecidos que são obtidos em função de dados experimentais. Adicionalmente, a vazão mássica de fluido refrigerante do compressor (\dot{m}_{comp}) é calculada por

$$\dot{m}_{comp} = \eta_v \rho_r V_w N, \quad (3)$$

onde N é a rotação por minuto do compressor e ρ_r é a densidade do fluido refrigerante na sucção do compressor.

Consequentemente, a eficiência isentrópica (η_{is}) e a potência consumida pelo compressor (\dot{W}_{comp}) podem ser expressas como

$$\eta_{is} = \frac{(i_{2s} - i_1)}{(i_2 - i_1)}, \quad (4)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{comp} (i_2 - i_1), \quad (5)$$

onde i_{2s} é a entalpia de descarga isentrópica do fluido refrigerante, i_2 é a entalpia real na descarga do compressor e i_1 é a entalpia na linha de sucção. Para a obtenção da entalpia de descarga (i_2), foram utilizados dados experimentais utilizando o método de Li (2013) mediante a um coeficiente isentrópico (κ) e a razão de pressão para reformular a Equação 4 e a nova eficiência isentrópica (η_{is}) do compressor é expressa por

$$\eta_{is} = c1 + c2 \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right], \quad (6)$$

onde $c1$ e $c2$ são parâmetros desconhecidos que necessitam de dados experimentais para o ajuste. Desta forma com a eficiência isentrópica (η_{is}) calculada pela Equação 6 é possível obter a entalpia de descarga (i_2) com a Equação 4.

Após o estado termodinâmico do fluido refrigerante ser determinado na descarga do compressor, é possível obter a temperatura de descarga (T_d) por meio da tabela termodinâmica do fluido refrigerante que é definido por uma função da pressão e entalpia de descarga, determinada por

$$T_d = f(p_d, i_2). \quad (7)$$

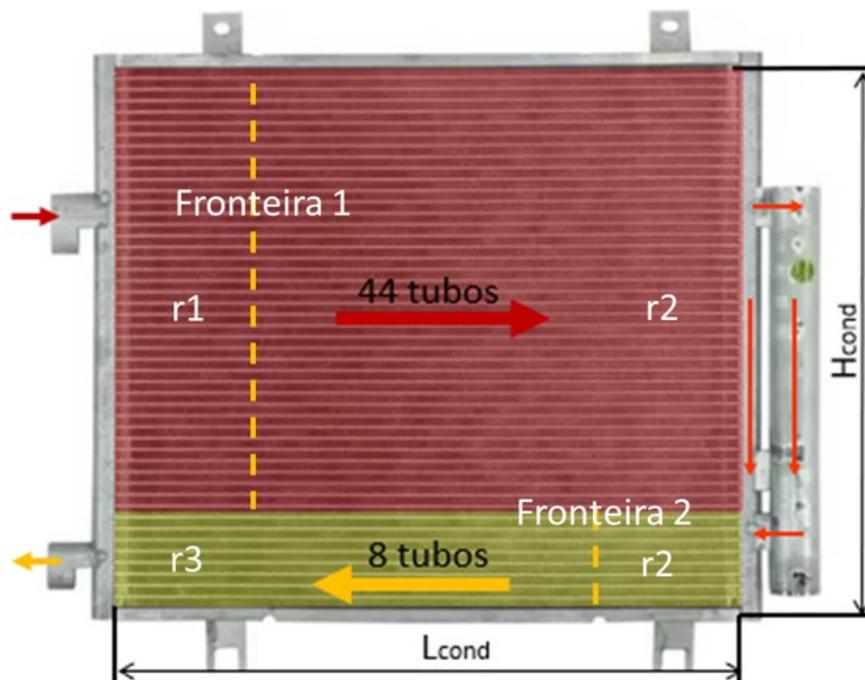
3.2 CONDENSADOR

Para a modelagem matemática foi utilizado um condensador de alumínio do tipo micro canal, conforme mostra a Figura 5. O condensador utilizado na modelagem possui dois passes,

sendo que no primeiro passe o fluido refrigerante entra pela lateral esquerda na região superior e se distribui por 44 tubos que atravessam o trocador de calor. Na sequência, parte do fluido refrigerante escoa por um filtro secador, que retira qualquer impureza ou umidade do sistema, e segue juntamente com a outra parte para o segundo passe. Este segundo passe possui apenas oito tubos pelos quais o fluido refrigerante escoa em direção a saída do trocador de calor, localizada no lado esquerdo inferior.

A modelagem do condensador é dividida em três regiões: resfriamento, condensação e sub-resfriamento. Na primeira região (r1), o fluido refrigerante superaquecido que deixa o compressor é resfriado até atingir o estado de vapor saturado. Na segunda região (r2), identificada como a região de condensação, o fluido continua o processo de rejeição de calor até atingir o estado de líquido saturado. Por fim, na terceira região (r3), o fluido é resfriado abaixo da temperatura de saturação, que neste ponto atinge o estado de líquido sub-resfriado (Da Silva e Cordova, 2017). A posição das duas fronteiras que separam estas três regiões faz parte da solução do modelo matemático.

Figura 5 – Condensador de alumínio do tipo micro canal.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

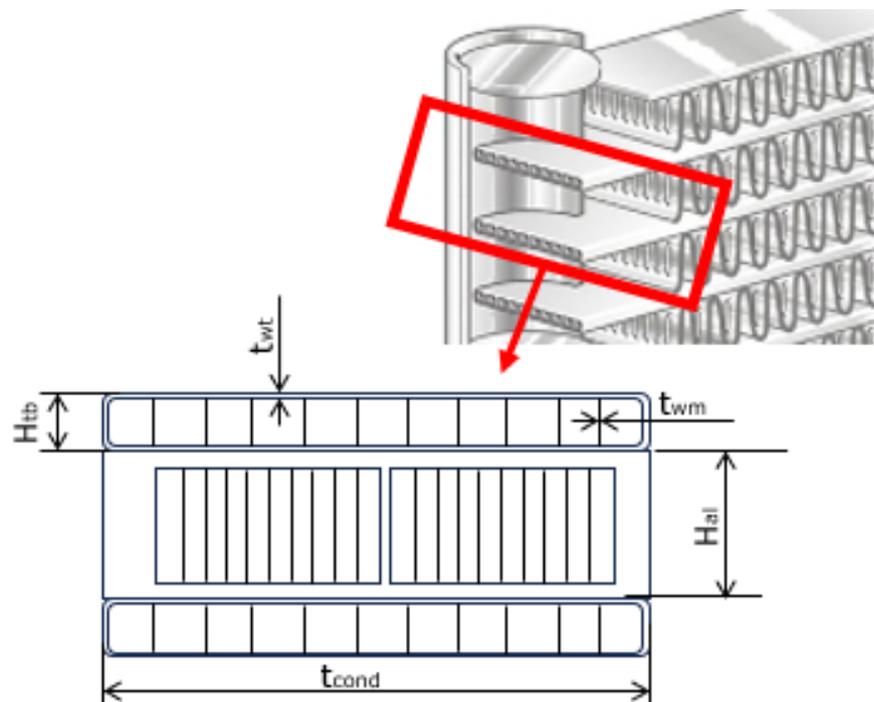
A Tabela 2 apresenta as dimensões do condensador, enquanto a Figura 6 mostra uma representação esquemática do condensador e dos microcanais.

Tabela 2 – Dimensões do condensador.

Comprimento do condensador (L_{cond})	0,3750 [m]
Altura do condensador (H_{cond})	0,3486 [m]
Espessura do condensador (t_{cond})	12,00 [mm]
Espessura da parede do tubo (t_{wt})	0,30 [mm]
Espessura da parede entre microcanais (t_{wm})	0,25 [mm]
Altura do tubo (H_{tb})	1,20 [mm]
Altura da aleta (H_{al})	5,40 [mm]
Espessura da aleta (t_{al})	0,7 [mm]
Densidade de aleta (ρ_{al})	1000 [fins/m]
Diâmetro hidráulico do microcanal (Dh_{mc})	0,50 [mm]
Número de microcanais por tubo (num_{mc_tb})	17,0 [-]

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Figura 6 – Representação esquemática do condensador e dos microcanais.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A Tabela 3 apresenta as áreas do condensador, obtidas a partir dos dados da Tabela 2, que são necessárias na elaboração do modelo matemático do componente.

Tabela 3 – Áreas do Condensador.

Área de face (A_{face})	0,13070 [m ²]
Área de face livre de passagem para o ar (A_{livre})	0,09981 [m ²]
Volume externo (V_{cond})	0,00157 [m ³]
Área externa dos tubos (A_{tb})	0,43520 [m ²]
Área externa das aletas (A_{al})	2,52700 [m ²]
Área externa total (A_{cond})	2,96200 [m ²]

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

A vazão do ar (\dot{m}_{ar}) que atravessa o condensador é representada na Equação 8, sendo dividida em três regiões e determinada por

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ar_r1} + \dot{m}_{ar_r2} + \dot{m}_{ar_r3}, \quad (8)$$

onde as três regiões são: refrigerante superaquecido (r1), refrigerante bifásico (r2) e refrigerante sub-resfriado (r3), avaliadas mediante um processo iterativo, uma vez que o comprimento de cada região não é conhecido inicialmente. Em seguida, o número de Reynolds do lado do ar (Re_{ar}) é apresentado como

$$Re_{ar} = \frac{v_{ar} \rho_{ar} Dh_{ar}}{\mu_{ar}}, \quad (9)$$

onde o Dh_{ar} é o diâmetro hidráulico do lado do ar, μ_{ar} é a viscosidade do ar, ρ_{ar} é a densidade do ar e v_{ar} é a velocidade do ar (Çengel; Ghajar, 2011). A correlação de Awf (1995) é utilizada para o cálculo do fator de Colburn (j_{ar}), determinado por

$$j_{ar} = 0,91(Re_{ar})^{-0,5}, \quad (10)$$

sendo que esta correlação foi desenvolvida especificamente para condensadores automotivos de tubos planos com microcanais e seu principal fator utilizado na equação se dá pelo número de Reynolds (Re_{ar}) evidenciado na Equação 9. O número de Nusselt é calculado por

$$Nu_{ar} = j_{ar} Re_{ar} Pr_{ar}^{\frac{1}{3}}, \quad (11)$$

que depende do número de Prandlt do ar (Pr_{ar}) e das equações 9 e 10. Dessa forma, é possível obter o coeficiente convectivo de transferência de calor do ar (h_{ar})

$$h_{ar} = \frac{Nu_{ar} k_{ar}}{Dh_{ar}}, \quad (12)$$

sendo este dependente do número de Nusselt (Nu_{ar}), da condutividade térmica do ar (k_{ar}) e do diâmetro hidráulico (Dh_{ar}).

Para o cálculo da eficiência da aleta (η_{al}), empregou-se a equação apresentada por Çengel e Ghajar (2011), que é expressa por

$$\eta_{al} = \frac{\tanh\left(\frac{H_{al}}{2} \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_{alm}t_{al}}}\right)}{\frac{H_{al}}{2} \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_{alm}t_{al}}}}, \quad (13)$$

onde t_{al} é a espessura da aleta, H_{al} é a altura da aleta e k_{alm} é a condutividade térmica do alumínio. Apesar das aletas do condensador não serem propriamente planas, no presente trabalho elas foram aproximadas como aletas retangulares planas. Desse modo, a eficiência global da superfície externa (η_{ext}) pode ser obtida como

$$\eta_{ext} = 1 - \frac{A_{al}}{A_{cond}} (1 - \eta_{al}), \quad (14)$$

onde, A_{al} é a área de superfície total das aletas, A_{cond} é a superfície total de troca de calor do lado do ar e η_{al} representa a eficiência de uma aleta.

Para o cálculo das capacidades térmicas do lado do ar (C_{ar}) e fluido refrigerante (C_r) do condensador foram utilizadas as seguintes equações

$$C_{ar} = cp_{ar} \dot{m}_{ar}, \quad (15)$$

$$C_r = cp_r \dot{m}_r, \quad (16)$$

sendo que os valores de capacidade térmica do ar e do fluido refrigerante serão calculados para cada uma das três regiões do condensador, para se determinar o C_{min} para cada uma delas.

Como as propriedades termo físicas do fluido refrigerante variam significativamente em cada uma das três regiões do condensador, na sequência será detalhado o equacionamento utilizado para cada uma delas.

3.2.1 Região de resfriamento

Nesta região, o fluido refrigerante escoava como vapor superaquecido. Para o cálculo do fator de atrito no fluxo turbulento considerando uma parede interna do tubo lisa, a primeira equação explícita de Petukhov (1970 apud Çengel; Ghajar, 2011) é apresentada por

$$f_{r1} = (0,790 \ln Re_{r1} - 1,64)^{-2}, \quad (17)$$

onde o número de Reynolds da região 1 (Re_{r1}) deve estar entre $3.000 < Re_{r1} < 5.000.000$. Segundo Çengel e Ghajar (2011), as relações numéricas de Nusselt referenciadas por Dittus e Boelter em 1930 são bastante simples, mas podem gerar erros de até 25 %. No entanto, o erro pode ser reduzido consideravelmente para menos de 10 por cento usando relações mais complexas, como a de Gnielinski (1976 apud Çengel; Ghajar, 2011)

$$Nu_{r1} = \frac{(f/8)(Re_{r1} - 1000) Pr_{r1}}{1 + 12,7(f/8)^{0,5} (Pr_{r1}^{2/3} - 1)}, \quad (18)$$

onde o número de Prandtl (Pr_{r1}) deve estar entre 0,5 e 2000 e o número de Reynolds (Re_{r1}) deve estar entre 3.000 e 5.000.000. Com o número de Nusselt definido é possível obter o coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante da região 1, como demonstrado na equação a seguir

$$h_{r1} = \frac{Nu_{r1} k_{r1}}{Dh_{mc}}, \quad (19)$$

onde k_r é a condutividade térmica do refrigerante. A efetividade da região de resfriamento pode ser expressa como

$$\varepsilon_{r1} = \frac{\dot{m}_r(i_{r,d} - i_{r,vs})}{C_{min}(T_{r,d} - T_{ar})}, \quad (20)$$

onde \dot{m}_r é a vazão mássica de fluido refrigerante, $i_{r,d}$ a entalpia do fluido refrigerante com a temperatura de descarga, $i_{r,d}$ é a entalpia do fluido refrigerante na fase de vapor saturado, $T_{r,d}$ é a temperatura do fluido refrigerante na região de descarga, T_{ar} é a temperatura do ar na entrada do condensador e no qual o C_{min} , será definido pelo menor valor calculado da solução das Equações 15 e 16. Após obtido o valor da efetividade, o número de unidades de transferência (NUT_{r1}) pode ser calculado numericamente por

$$\varepsilon_{r1} = 1 - Exp \left\{ \frac{1}{C_{min}/C_{max}} NUT_{r1}^{0,22} \left[Exp \left(-\frac{C_{min}}{C_{max}} NUT_{r1}^{0,78} \right) - 1 \right] \right\}, \quad (21)$$

sendo que a Equação 21 é válida para trocadores de calor em correntes cruzadas considerando fluidos não misturados. O coeficiente global de transferência de calor na região de resfriamento é definido como

$$\bar{U}_{r1} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r1}} + \frac{1}{h_{ar} \eta_{ext}}}, \quad (22)$$

onde o coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante é obtido pela Equação 19, o coeficiente de transferência de calor no lado do ar pela Equação 12 e a eficiência da superfície externa pela Equação 14. Uma vez determinado o NUT_{r1} , a área de troca de calor necessária é possível ser obtida por

$$A_{cond_{r1}} = \frac{NUT_{r1} C_{min}}{\bar{U}_{r1}}, \quad (23)$$

dessa forma, com a determinação da área de troca de calor necessária, é possível corrigir o valor da vazão de ar na região de resfriamento por

$$\dot{m}_{ar_{r1}} = \frac{A_{cond_{r1}} \dot{m}_{ar}}{A_{cond}}, \quad (24)$$

sendo este novo valor calculado e comparado com a vazão de ar inicialmente estimada ($\dot{m}_{ar_{r1}^*}$) respeitando a Equação 8. Este procedimento é repetido até que

$$\frac{|\dot{m}_{ar,r1*} - \dot{m}_{ar,r1}|}{\dot{m}_{ar,r1}} \leq 0,01 . \quad (25)$$

Depois de corrigido o valor da vazão de ar que atravessa a região de resfriamento, é reavaliado o valor do coeficiente global de transferência de calor pela Equação 22.

Utilizando o princípio de conservação de energia no lado do refrigerante, a capacidade de transferência de calor na região de resfriamento é apresentada como

$$\dot{Q}_{r1} = \dot{m}_r c p_{r1} (T_d - T_{c,r1}) . \quad (26)$$

Aplicando o mesmo princípio, porém para o lado do ar, obtêm-se a temperatura de saída do ar na região de resfriamento ($T_{ar,r1}$)

$$T_{ar,r1} = T_{ar} + \frac{\dot{Q}_{r1}}{\dot{m}_{ar,r1} c p_{ar}} . \quad (27)$$

3.2.2 Região de condensação

Quando o fluido refrigerante chega na região de condensação, ele inicia o processo de mudança de fase. Dessa forma, a efetividade da troca de calor nesta região pode ser definida por

$$\varepsilon_{r2} = \frac{\dot{m}_r (i_{ve,r2} - i_{le,r2})}{C_{min} (T_{cond} - T_{ar})} \quad (28)$$

onde a $i_{ve,r2}$ é a entalpia do fluido refrigerante na região de vapor saturado e $i_{le,r2}$ é a entalpia do fluido refrigerante na região de líquido saturado. Com a efetividade definida é possível obter o número de unidades de transferência para a região 2

$$NUT_{r2} = -\ln(1 - \varepsilon_{r2}) \quad (29)$$

o qual, depende exclusivamente da efetividade definido na Equação 28. O número de Nusselt foi definido por meio da correlação expressa por Klimenko (1988)

$$Nu_{r2} = 0,05 Re_{r2}^{0,5} Pr_{r2}^{0,33}, \quad (30)$$

onde a correlação depende Reynolds e Prandlt. Com o número de Nusselt definido é possível obter o coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante da região 2, este é apresentado por

$$h_{r2} = \frac{Nu_{r2} k_{r2}}{Dh_{mc}}, \quad (31)$$

onde k_{r2} é a condutividade térmica do fluido refrigerante na região 2. Para o cálculo da vazão de ar que atravessa a região de condensação, é assumido um valor inicial de 70 % da vazão mássica (\dot{m}_{ar}) e deve-se utilizar um processo iterativo similar ao utilizado na região de resfriamento. Com a vazão mássica do ar calculada na região 2 (\dot{m}_{ar_r2}), pode-se obter o valor do coeficiente global de transferência de calor

$$\bar{U}_{r2} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r2}} + \frac{1}{h_{ar} \eta_{ext}}}. \quad (32)$$

Sendo definido pelo coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante da região 2, coeficiente de transferência de calor do lado do ar e a eficiência da superfície externa. Com a definição do coeficiente global de transferência de valor e o número de unidades de transferência é possível obter a área de troca de calor necessária, sendo esta obtida por

$$A_{cond_{r2}} = \frac{NUT_{r2} C_{min}}{\bar{U}_{r2}}, \quad (33)$$

por consequência da Equação 33, é possível obter a vazão de ar na região de condensação

$$\dot{m}_{ar_r2} = \frac{A_{cond_{r2}} \dot{m}_{ar}}{A_{cond}}, \quad (34)$$

sendo definido este novo valor de vazão mássica do lado do ar na região 2, foi verificado o erro do valor estimado e calculado da mesma forma exposta na Equação 25. Após corrigido o valor

da vazão de ar que atravessa a região de condensação, é reavaliado o valor do coeficiente global de transferência de calor (ver Equação 32).

Ao aplicar a conservação de energia do lado do refrigerante, obtém-se a capacidade de troca de calor da região de condensação por

$$\dot{Q}_{2c} = \dot{m}_r (i_{ve_r2} - i_{le_r2}), \quad (35)$$

onde a i_{ve_r2} é a entalpia do fluido refrigerante na região de vapor saturado e i_{le_r2} é a entalpia do fluido refrigerante na região de líquido saturado. No lado do ar é possível obter a temperatura do ar na saída da região de condensação, sendo está expressa como

$$T_{ar_r2} = T_{ar} + \frac{\dot{Q}_{r2}}{\dot{m}_{ar_r2} c_{p_{ar}}}, \quad (36)$$

onde (T_{ar}) é a temperatura do ar na entrada do condensador.

3.2.3 Região de sub-resfriamento

Quando o fluido refrigerante chega nesta região, ele encontra-se como líquido saturado e começa a resfriar, reduzindo a temperatura abaixo da temperatura de saturação. Como as áreas de troca de calor e vazão de ar da região 1 e região 2 já estão definidas pelas equações apresentadas nas seções 3.2.1 e 3.2.2, o cálculo da vazão de ar e área de troca de calor na região 3 é definida por

$$\dot{m}_{ar_r3} = \dot{m}_{ar} - \dot{m}_{ar_r1} - \dot{m}_{ar_r2}, \quad (37)$$

$$A_{cond_r3} = A_{cond} - A_{cond_r2} - A_{cond_r1}, \quad (38)$$

onde a definição de vazão e área de troca de calor é dado simplesmente reduzindo os valores calculados para as vazões e áreas nas outras duas regiões. Para o cálculo do fator de atrito no fluxo turbulento a primeira equação explícita de Petukhov (1970 *apud* Çengel; Ghajar, 2011) é apresentada por

$$f_{r3} = (0,790 \ln Re_{r3} - 1,64)^{-2}, \quad (39)$$

sendo definida para a região 3 que depende exclusivamente do número de Reynolds (Re_{r3}). O número de Nusselt da região 3 é definido por

$$Nu_{r3} = \frac{(f_{r3}/8)(Re_{r3} - 1000) Pr_{r3}}{1 + 12,7(f_{r3}/8)^{0,5} (Pr_{r3}^{2/3} - 1)}, \quad (40)$$

onde o número de Nusselt é definido pelo fator de atrito, Reynolds e Prandtl. Com o número de Nusselt definido, é possível obter o coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante da região 3, evidenciado por

$$h_{r3} = \frac{Nu_{r3} k_{r3}}{Dh_{mc}}, \quad (41)$$

onde k_r é a condutividade térmica do fluido refrigerante. O coeficiente global de transferência de calor na região de sub-resfriamento é definido como

$$\bar{U}_{r3} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r3}} + \frac{1}{h_{ar} \eta_{ext}}}, \quad (42)$$

onde o coeficiente de transferência de calor no lado do refrigerante é obtido pela Equação 41, o coeficiente de transferência de calor no lado do ar pela Equação 12 e a eficiência da superfície externa pela Equação 14. Como a área de troca de calor na região 3 já foi definida pela Equação 38, o número de unidades de transferência pode ser obtido por

$$NUT_{r3} = \frac{A_{cond,r3} C_{min}}{\bar{U}_{r3}}, \quad (43)$$

onde coeficiente global de transferência de calor foi definido anteriormente pela Equação 42. Com o número de unidades de transferência obtido, é possível calcular a efetividade da região 3, sendo apresentada como

$$\varepsilon_{r3} = 1 - \text{Exp} \left[\frac{1}{C_{min}/C_{max}} NUT_{r3}^{0,22} \left(\text{Exp} \left(-\frac{C_{min}}{C_{max}} NUT_{r3}^{0,78} \right) - 1 \right) \right], \quad (44)$$

onde C_{min} e C_{max} foram definidos utilizando as Equações 15 e 16 para a região 3. Aplicando a conservação de energia do lado do refrigerante, é possível obter capacidade de troca de calor na região 3

$$\dot{Q}_{r3} = \dot{m}_r (i_{lsr3} - i_{lSr3}), \quad (45)$$

por consequência é possível avaliar a mudança de temperatura no escoamento de ar e obter a temperatura do ar na saída da região

$$T_{ar_r3} = T_{ar} + \frac{\dot{Q}_{r3}}{\dot{m}_{r3} c p_{ar}}, \quad (46)$$

com as capacidades de cada região determinada é possível calcular a capacidade de troca de calor total do condensador com a soma das capacidades de cada região

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{r1} + \dot{Q}_{r2} + \dot{Q}_{r3}. \quad (47)$$

3.3 EVAPORADOR

Os dados obtidos experimentalmente do evaporador neste trabalho foram utilizados como dados de entrada do modelo. A modelagem matemática do evaporador será realizada na última parte do roteiro de cálculo para a definição da capacidade de refrigeração do evaporador, sendo apresentada como

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (i_{evap_{sai}} - i_{evap_{ent}}), \quad (48)$$

onde a vazão mássica de refrigerante foi definida na modelagem do compressor pela Equação 3, a entalpia na entrada do evaporador é obtida pela entalpia na saída do condensador assumindo um processo isentalpico e a entalpia na saída do evaporador é obtida pelos dados experimentais.

3.4 PROCEDIMENTO PARA SOLUÇÃO DO MODELO

Na Figura 7 têm-se o fluxograma para solução do modelo. O início trata dos parâmetros de entrada do modelo, sendo eles temperatura e umidade relativa do ar, velocidade do veículo, temperatura de sub-resfriamento e superaquecimento, pressão de sucção, rotação do compressor e vazão de ar do evaporador. Na sequência, uma estimativa para a pressão do fluido refrigerante no condensador também é fornecida ao modelo.

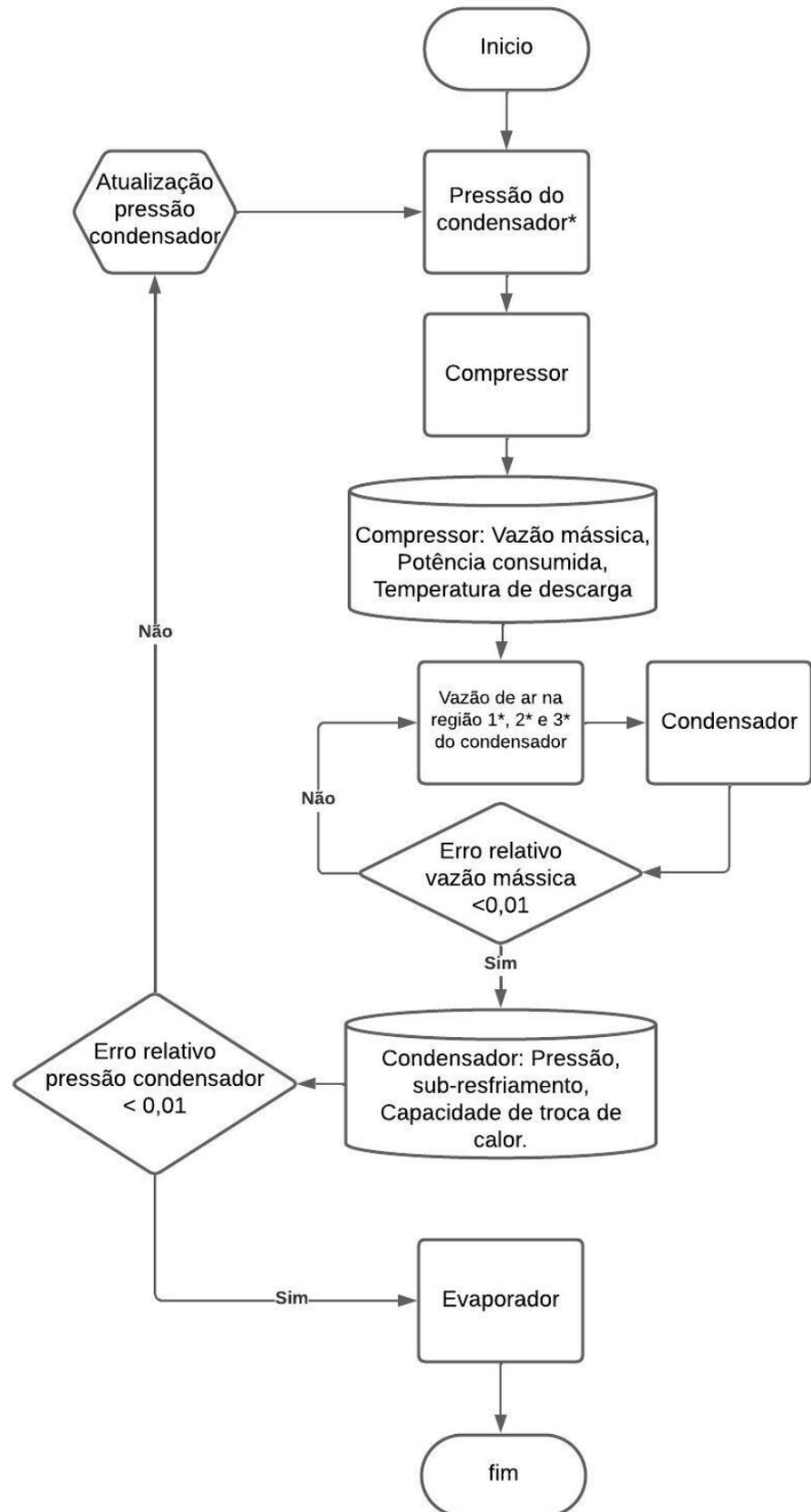
Em seguida, o procedimento de cálculo avança para o modelo do compressor para obtenção da vazão mássica de fluido refrigerante (ver Equação 3), potência consumida (ver Equação 5) e a temperatura de descarga (ver Equação 7).

No condensador, o modelo matemático calcula a temperatura do fluido refrigerante na sua saída conforme a Equação 45 e a capacidade de troca de calor conforme a Equação 47. Adicionalmente, emprega-se o método computacional Newton-Raphson para determinar a vazão mássica de ar nas duas primeiras regiões do condensador (Burden; Faires, 2011).

Após a pressão do condensador ser determinada, o procedimento de cálculo segue para o evaporador, para determinação da capacidade de refrigeração do sistema, que ao ser comparada com o consumo de potência do compressor, permite o cálculo do coeficiente de performance do sistema, expresso por

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}}. \quad (49)$$

Figura 7 – Fluxograma do modelo matemático desenvolvido.



*estimada

3.4.1 Implementação do modelo computacional

A implementação do modelo computacional foi realizada no programa *EES-Engineering Equation Solver* (F-chart, 2024). O primeiro motivo para optar por esse programa computacional se deu pela sua capacidade para resolver sistemas de equações algébricas não lineares presentes no modelo. O segundo fator que foi decisivo na escolha se deu devido a sua base de dados de propriedades termodinâmicas de fluidos refrigerantes. Tal base de dados foi obtida por diferentes grupos de pesquisa, incluindo o *National Institute of Standards and Technology* (NIST).

Dessa forma, foi possível desenvolver um modelo matemático com a utilização das propriedades do fluido refrigerante R-134a, validar o modelo utilizando dados experimentais de um sistema de condicionamento de ar automotivo e por meio das propriedades termofísicas do fluido refrigerante fornecidas pela NIST, alterar o fluido refrigerante e avaliar seu comportamento de capacidade, e, inclusive, aplicar o fluido refrigerante R-1234yf, que apresenta uma GWP menor em relação ao R-134 (Pabon *et al.*, 2020).

4 ATIVIDADE EXPERIMENTAL

A atividade experimental foi fundamental para a validação do modelo matemático. Nesta atividade foi utilizado um veículo compacto nacional, equipado com um sistema de condicionamento de ar que possui o fluido refrigerante R-134a. Foram realizados os ensaios experimentais em um túnel de vento climático, apresentado pela Figura 8, o qual possui um bocal para a saída de ar (a) que está correlacionado com o dinamômetro de rolo (c), em contato com as rodas dianteiras do veículo. O veículo fica preso a quatro cabos de aço (b) e possui um travamento nas rodas traseiras (d), também possui um duto para a sucção dos gases do escapamento (f) e um painel de carga solar (e).

Figura 8 – Túnel de vento climático.

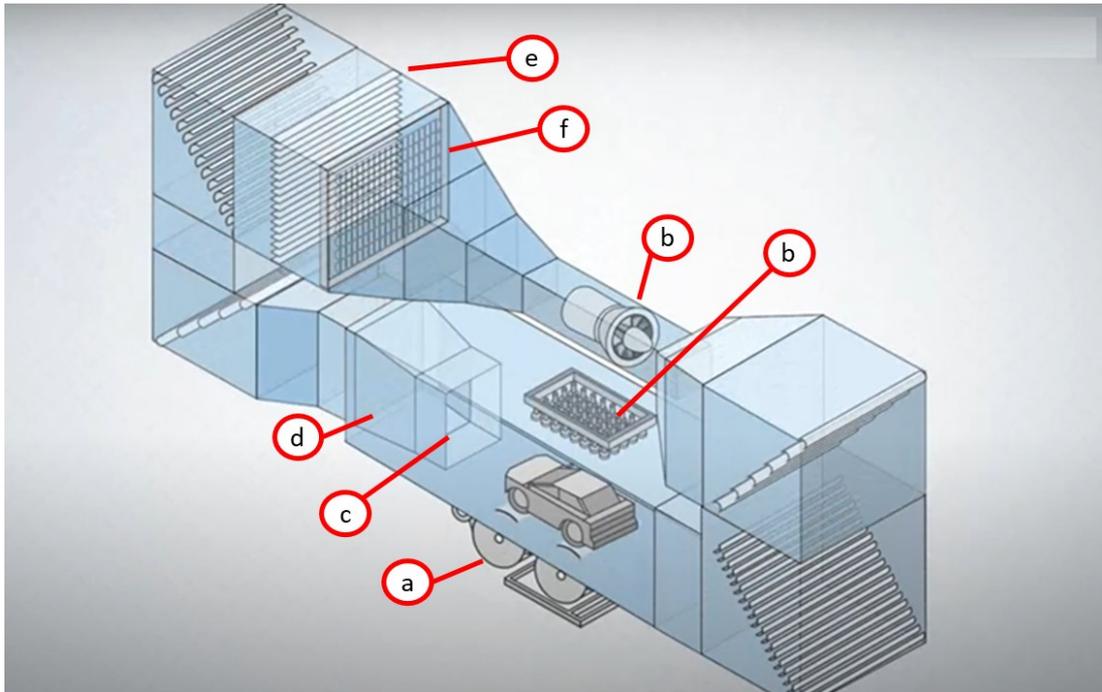


Fonte: Adaptada de Denso do Brasil Ltda. (2023).

A Figura 9 apresenta um esquema do túnel de vento climático, no qual o túnel possui um piso subterrâneo, local onde se encontra o dinamômetro de rolo (a) que está em contato com às rodas dianteiras do veículo no túnel. A velocidade do dinamômetro é correlacionada de 0 a 180 km/h com o ventilador (b) que está no andar acima do túnel que direciona o ar na velocidade correlacionada pelo bocal (d) que está em frente ao veículo, a velocidade do ventilador (b) é controlada por um tubo de pitot (c). No andar acima estão os trocadores de calor (f) e umidificadores de ar (e), sendo possível controlar a temperatura do túnel de -20°C a 50°C e a

umidade relativa de 30 % a 80 %. No túnel também existe um painel solar (b) que simula a radiação do sol de 200 W/m² a 1200 W/m². Esse painel foi desligado nos ensaios experimentais, pois a avaliação estava apenas no sistema de condicionamento de ar e não na temperatura do habitáculo no interior do veículo.

Figura 9 – Esquema do túnel de vento climático.



Fonte: Denso do Brasil Ltda. (2023).

Antes de levar o veículo ao túnel de vento, foram realizadas as atividades de instrumentação dos principais componentes. A Tabela 4 expõe as características metrológicas dos equipamentos utilizados na instrumentação do veículo, as incertezas de medição calculadas são apresentadas no Apêndice A.

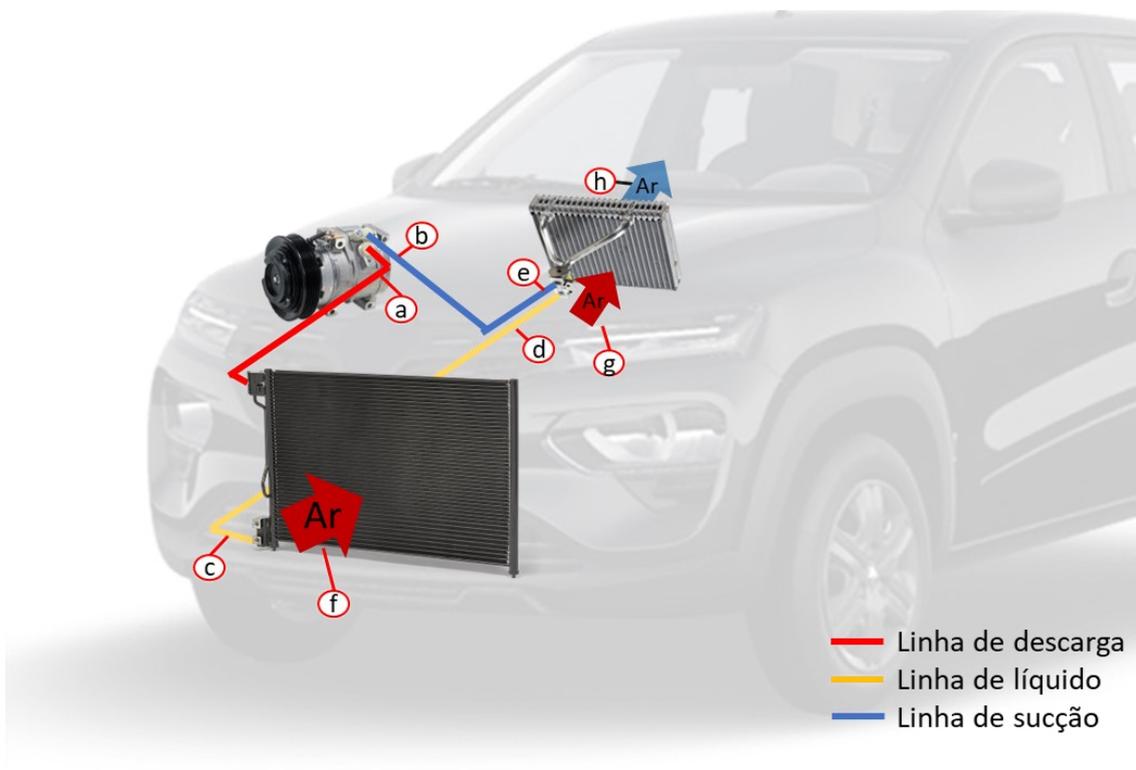
Tabela 4 – Características metrológicas e incertezas dos instrumentos de medição.

Sensor	Marca/Modelo	Faixa de medição	Incerteza de medição
Termopar do tipo K	Omega/tipo K	-20 a 400°C	±1,0°C
Transdutor de pressão manométrica	Gems/3100S	0 a 16 bar	0,25 %
Transdutor de pressão manométrica	Gems/3100S	0 a 40 bar	0,25 %
Transdutor de umidade relativa	Omega/HX71	0 a 100 % 15 a 85 %	±4 %

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

A Figura 10 traz os pontos para medição de temperatura que foram instrumentados no veículo. As temperaturas de superfície externa nos tubos são indicadas pelas letras dispostas na Figura 10, conforme indicado: descarga (a), sucção (b), linha de líquido pós condensador (c), entrada da válvula termostática (d) e saída da válvula termostática (e). As temperaturas do ar na entrada e saída dos trocadores de calor são indicadas por: entrada no condensador (f), entrada do evaporador (g) e saída do evaporador (h).

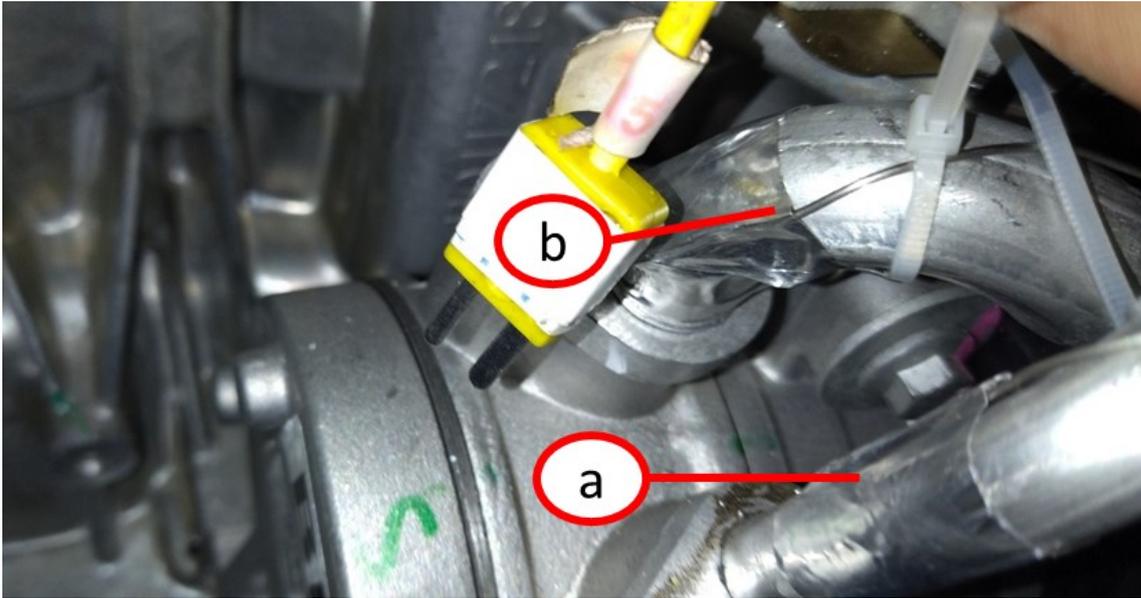
Figura 10 – Esquema dos pontos de instrumentação do veículo.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

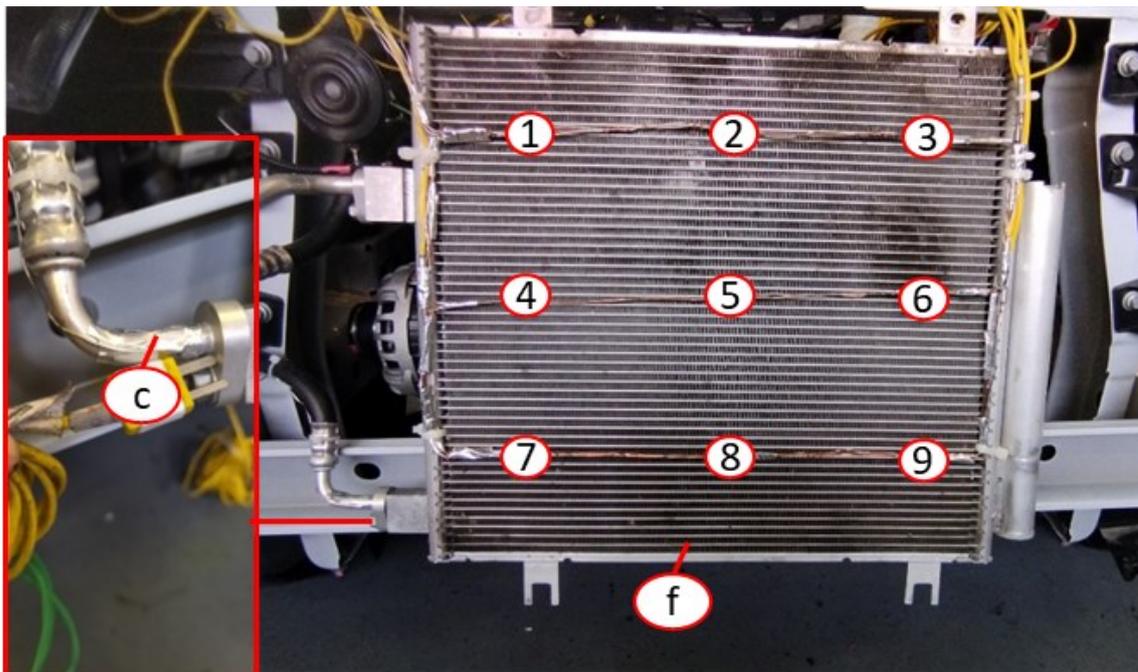
A Figura 11 apresenta os pontos de instrumentação dos termopares na superfície da tubulação, entre elas estão a temperatura de descarga (a) e na sequência a temperatura de sucção (b) na entrada do compressor. Em seguida, a Figura 12 traz os pontos de instrumentação dos termopares no condensador. Para a temperatura do fluido refrigerante na fase líquida podemos estimar mensurando a temperatura da superfície da tubulação na saída do condensador (c). A fim de garantir a temperatura do ar na entrada do condensador (f) foram instrumentados nove pontos de temperatura em frente ao condensador para checar se a temperatura que está saindo do bocal do túnel é a mesma que está entrando no condensador.

Figura 11 – Instrumentação nas tubulações do compressor.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

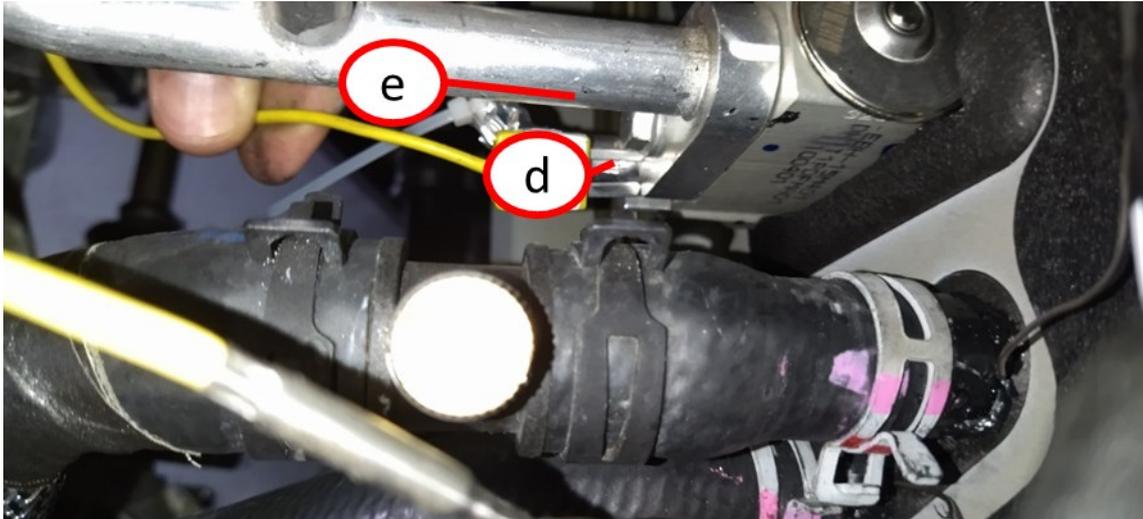
Figura 12 – Instrumentação dos pontos de temperatura no condensador.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Para a medição da temperatura do fluido refrigerante que entra na válvula termostática e sai do evaporador, foram instrumentados dois pontos conforme indica a Figura 13. Essas temperaturas podem ser estimadas a partir da medição na superfície da linha de líquido que vem do condensador (d) e na saída do evaporador que é definida pela temperatura de sucção (e) que segue para o compressor.

Figura 13 – Instrumentação nas tubulações da válvula termostática.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

A Figura 14 apresenta a grade plástica que está localizada abaixo dos para-brisas, na qual estão fixados os limpadores do para-brisa e logo embaixo dessa grade plástica está localizada a admissão de ar externo para a unidade de climatização (HVAC). Foi adicionado um termopar (g) no meio do local onde passa o ar externo que é admitido para dentro do sistema de climatização.

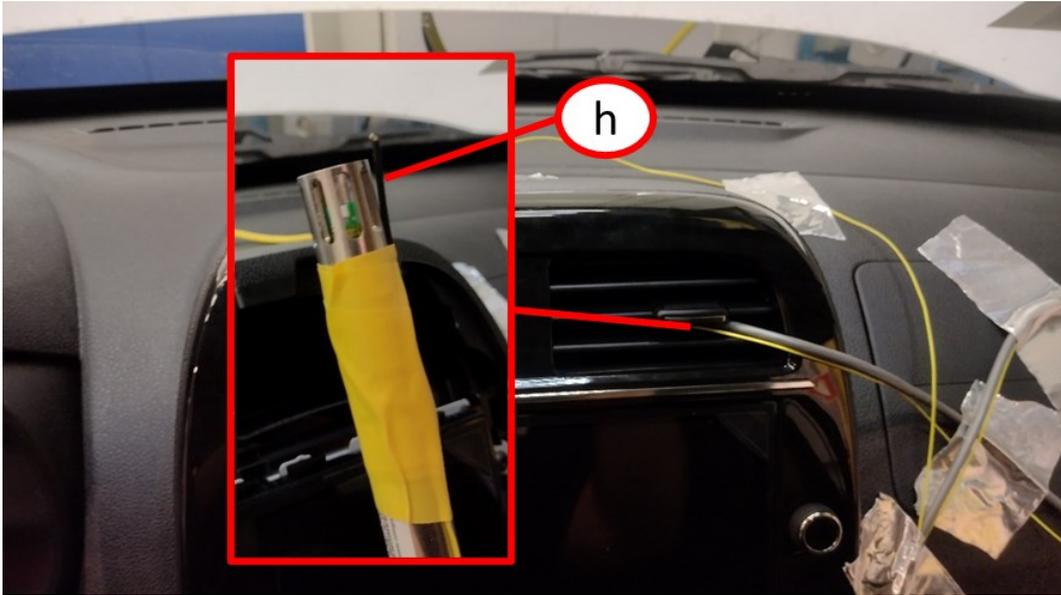
Figura 14 – Temperatura do ar na admissão externa para a unidade HVAC.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Na Figura 15 pode-se ver parte do painel frontal do veículo com o aerador central localizado acima da multimídia. Nesse aerador foi introduzido um termopar e um transdutor de umidade relativa (h). Os dois sensores foram introduzidos no interior do duto para mensurar a temperatura e umidade relativa do ar na saída da unidade HVAC.

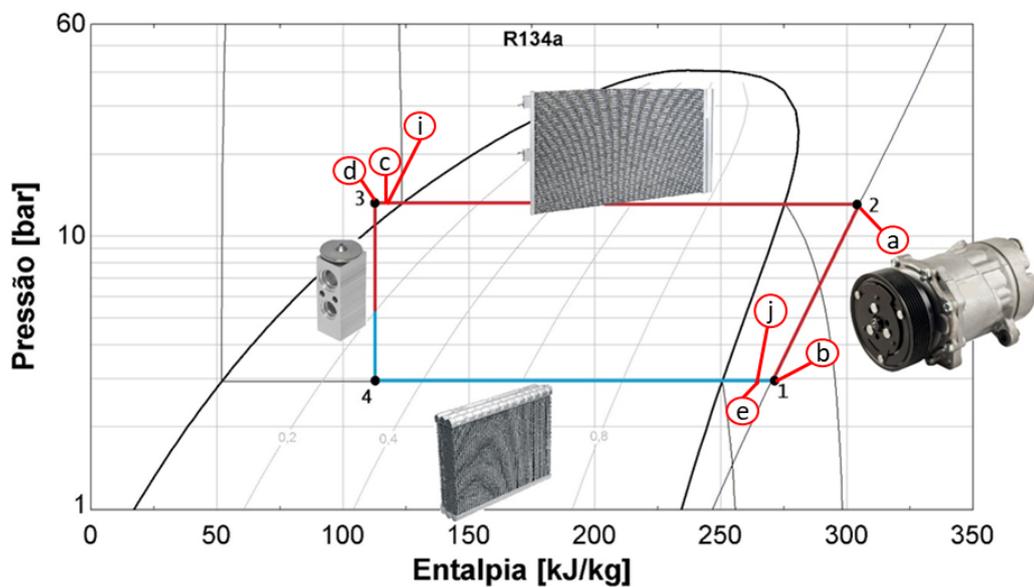
Figura 15 – Temperatura e umidade relativa na saída do evaporador.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

A Figura 16 mostra uma representação esquemática do ciclo de refrigeração com sub-resfriamento, indicado pelo estado termodinâmico 3, no qual foi mensurada a temperatura na saída do condensador (c), a pressão na linha líquido (i) e entrada da válvula termostática (d). O superaquecimento é indicado pelo estado termodinâmico 1, onde foi mensurada a temperatura da superfície do tubo na saída do evaporador (e), a pressão de sucção (j) e na entrada do compressor (b). O estado termodinâmico 2 é definido pela descarga do compressor, em que foi medida a respectiva temperatura (a).

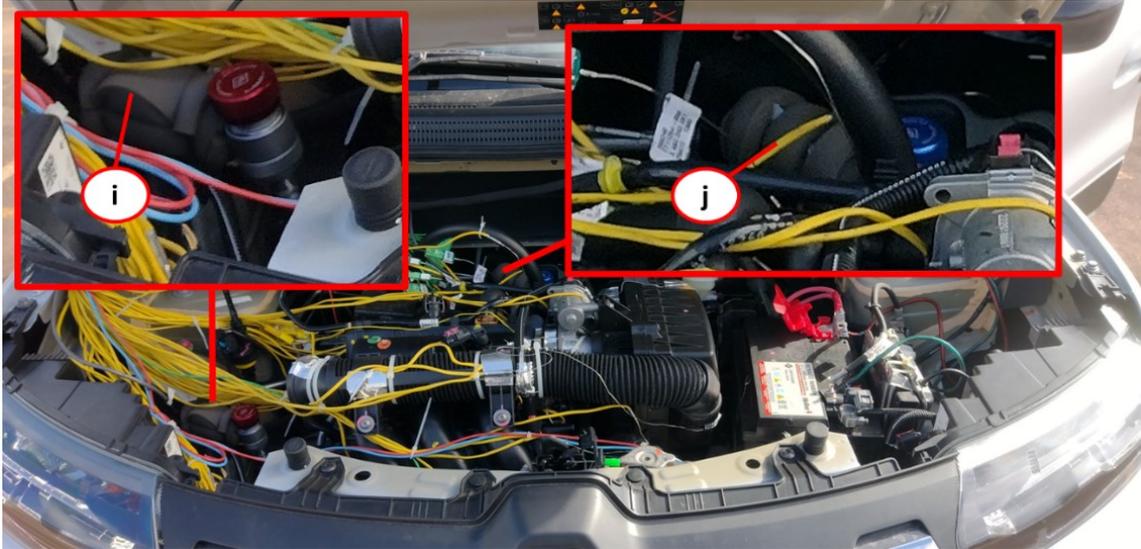
Figura 16 – Diagrama de pressão por entalpia com os principais componentes.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Para os dois pontos de pressão foram utilizados dois transdutores de pressão, conforme indicado na Figura 17. A pressão de alta (i) e a pressão de baixa (j) foram mensuradas utilizando as válvulas de carga de fluido refrigerante.

Figura 17 – Instrumentação dos transdutores de pressão.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

A Figura 18 apresenta o painel de comando do sistema de climatização do veículo. No painel de comando foi configurado o sistema de climatização para as condições pré-estabelecidas nos testes, além disso, alguns dos comandos foram fixados, conforme mostra a Figura 18. A regulagem da temperatura (I) foi fixada em frio máximo, dessa forma, a pá interna da unidade HVAC ficou configurada, para que todo o ar que atravessava o evaporador seguisse diretamente para o duto de distribuição dos aeradores. O botão de ajuste de intensidade da velocidade (II) define a velocidade do ventilador radial que fica dentro da unidade HVAC que vai de desligado 0 a velocidade máxima 4. Para o ajuste da posição dos aeradores (III) foi fixada a posição de apenas aeradores frontais, dessa maneira todo ar que saia da unidade HVAC passava diretamente pelos nossos sensores de temperatura e umidade relativa. No sistema de climatização automotivo, é possível escolher a admissão de ar do sistema que entra na unidade HVAC (IV). Sendo assim, a escolha fica entre o ar de dentro da cabine ou o ar externo. Nesse caso, foi fixado o comando para admissão de ar externo, visto que o ar externo estava sendo controlado pelo túnel de vento climático.

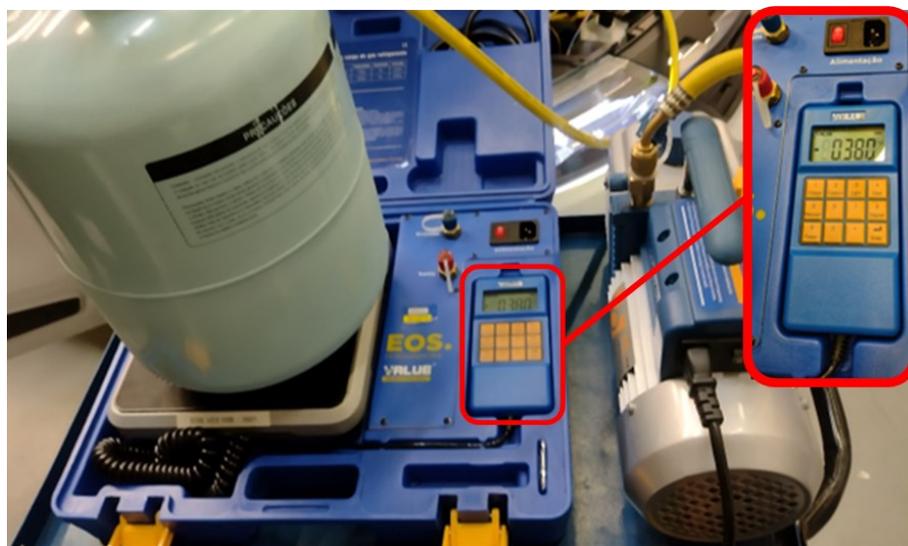
Figura 18 – Sistema de controle do ventilador da unidade HVAC.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

A carga de fluido refrigerante foi introduzida no sistema antes de enviar o veículo ao túnel de vento, garantindo a conformidade do teste. Foram introduzidas 380g de fluido refrigerante R-134a conforme recomendação do fabricante (Figura 19). Foi utilizada uma balança da marca EOS modelo VES-50B com capacidade de até 50 kg, resolução de $\pm 2g$ e incerteza de $\pm 0,05\%$.

Figura 19 – Carga de R-134a introduzida no sistema.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

A Tabela 5 apresenta as 14 condições experimentais que foram realizadas no presente trabalho. Para as condições de ensaio experimental do sistema de condicionamento de ar, o sistema de climatização foi configurado para captação de ar externo. Dessa maneira, foi possível atingir a condição de regime permanente de ar sendo admitido no habitáculo. A velocidade do veículo foi testada nos valores de 40 a 80 km/h para não haver o risco de

recirculação de ar do cofre motor para a entrada de ar no condensador. Tal estratégia, garante que a temperatura insuflada pelo túnel de vento seja a mesma que entra no condensador. A temperatura do túnel variou de 45°C a 30°C e a umidade relativa variou de 35 % a 60 %. Outro fator escolhido para variação do sistema refere-se à velocidade do ventilador radial que fica dentro da unidade HVAC, sendo esse variado da intensidade de velocidade 4 a 1, exposto na Figura 18. No Apêndice B é apresentado a correlação entre a intensidade do ventilador definida no painel de instrumentos com a vazão mássica de ar que atravessa o evaporador.

Tabela 5 – Ensaios experimentais programados.

Teste	Temperatura ambiente	Umidade relativa	Velocidade veículo	Intensidade do ventilador do evaporador
1	45°C	35 %	40 km/h	3
2	45°C	35 %	40 km/h	2
3	45°C	35 %	40 km/h	1
4	45°C	35 %	80 km/h	3
5	45°C	35 %	80 km/h	2
6	45°C	35 %	80 km/h	1
7	40°C	40 %	40 km/h	4
8	40°C	40 %	40 km/h	3
9	40°C	40 %	40 km/h	2
10	40°C	40 %	80 km/h	4
11	35°C	50 %	40 km/h	4
12	35°C	50 %	80 km/h	4
13	30°C	60 %	80 km/h	4
14	30°C	60 %	40 km/h	4

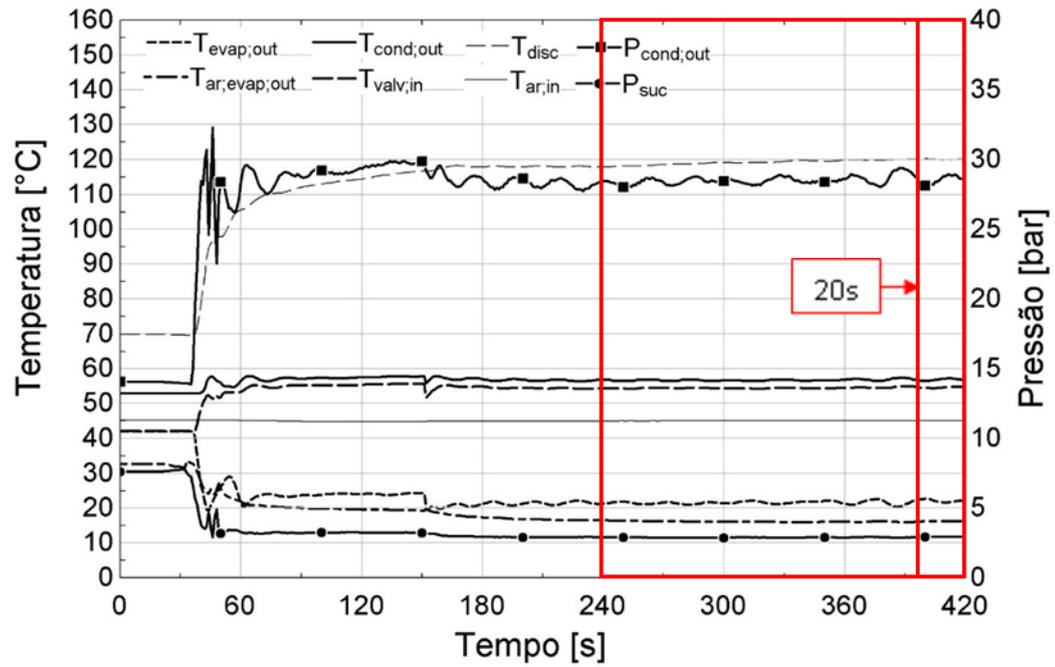
Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Para a obtenção dos resultados experimentais foi criada uma estratégia para cada condição da Tabela 5, buscando um regime permanente. Dessa maneira, foram observados os valores de pressão e as principais temperaturas medidas. Assim que os valores medidos apresentaram uma diferença média na variação abaixo dos 3 %, foi considerado que sistema estava em regime permanente e na sequência realizada a coleta de dados de 3 minutos, com aquisições de 1 em 1 segundo. Com os dados medidos, foi realizada a média das últimas 20 aquisições para cada uma das 14 condições testadas.

O Gráfico 4 apresenta a primeira condição do teste, no qual é possível verificar que o sistema entra em regime constante e é realizada uma aquisição de 180 segundos. Desses 180 segundos é retirada a média dos últimos 20 segundos para ser analisada no seguinte parágrafo

dos resultados experimentais. Em cada uma das 14 condições foram realizados os mesmos procedimentos de média dos últimos 20 segundos.

Gráfico 4 – Primeira condição de teste para aquisição dos 20 segundos.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

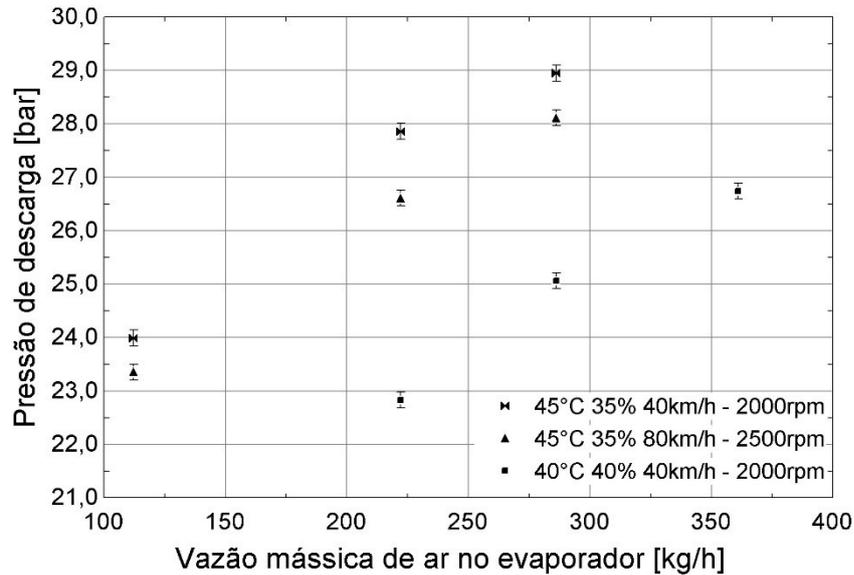
5 RESULTADOS

O capítulo de resultados está dividido em três partes: a primeira traz a análise dos resultados experimentais realizados no túnel de vento climático; a segunda parte aborda a validação do modelo computacional por meio de uma comparação dos resultados do modelo com os experimentais; e a terceira parte é dedicada a análise dos resultados obtidos por meio do modelo computacional, empregando os fluidos refrigerantes R-134a e R-1234-yf.

5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

No Gráfico 5 observa-se o efeito na pressão de descarga devido à variação da vazão mássica de ar que atravessa o evaporador. A rotação apresentada na figura abaixo é definida pela rotação do motor do veículo. O compressor do sistema de condicionamento de ar é acoplado ao motor do veículo por uma polia. A definição da velocidade do ar na entrada do condensador é correlacionada com a velocidade do veículo, no entanto, quando o veículo estava em 40 km/h a taxa de rotação do motor era de 2000 rpm, quando estava em 80 km/h a rotação do motor estava em 2500 rpm, devido ao escalonamento das marchas. A vazão mássica de ar que atravessa o evaporador é definida pela intensidade do ventilador no painel do veículo conforme indicado na Figura 18. Mantendo-se fixa a vazão de ar em 222 kg/h, observa-se que ocorre um aumento da pressão de descarga quando a velocidade é reduzida de 80 para 40 km/h, o que se justifica pela redução da vazão de ar no condensador que não compensa a redução de rotação do compressor. Adicionalmente, para uma vazão de ar de 286 kg/h, observa-se que o aumento da temperatura ambiente de 40°C para 45°C impacta em um aumento de 22,0 % na pressão de descarga sob a mesma condição de velocidade em 40 km/h. Isso é explicado, pois conforme aumenta a temperatura ambiente, aumenta a dificuldade de se rejeitar calor para o ambiente, sendo assim, a pressão do condensador aumenta para compensar a diferença de temperatura do fluido refrigerante em relação a temperatura do ambiente. Outro fator observado se dá no aumento da vazão mássica de 222 kg/h de ar que atravessa o evaporador para 361 kg/h a 40°C. Este aumento implica em um acréscimo de 17,1 % na pressão de descarga. A explicação desse fenômeno se dá pelo aumento de absorção de calor realizado no evaporador que necessitou de um aumento na necessidade de expurgar calor pelo condensador.

Gráfico 5 – Vazão mássica de ar no evaporador por pressão de descarga.

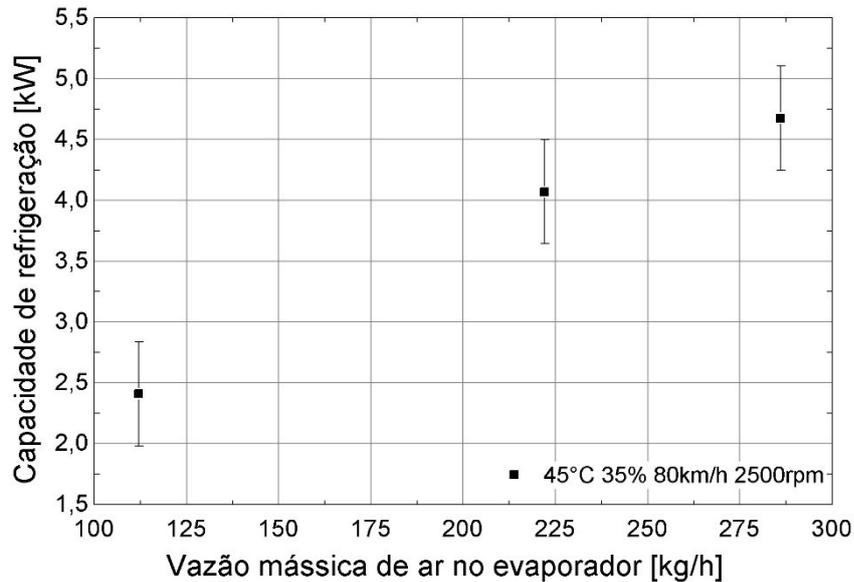


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O Gráfico 6 mostra o efeito da variação da vazão mássica de ar que atravessa o evaporador sobre a capacidade de refrigeração. A temperatura do túnel de vento climático foi fixada em 45°C com uma umidade relativa de 35 %, o veículo ficou estável em 80 km/h com uma rotação do motor em 2500 rpm. É possível observar que ao aumentar a velocidade do ventilador interno no painel de comando de 112,0 kg/h de vazão mássica do ar que atravessa o evaporador para 361,0 kg/h, obtém-se um impacto no aumento de 38,25 % da capacidade de refrigeração. Esse fenômeno acontece devido à quantidade maior de calor que é absorvida pelo evaporador. Dessa forma, quanto maior a massa de ar que atravessa o evaporador, maior será o aumento no coeficiente global de transferência de calor, sendo este diretamente proporcional à capacidade de refrigeração.

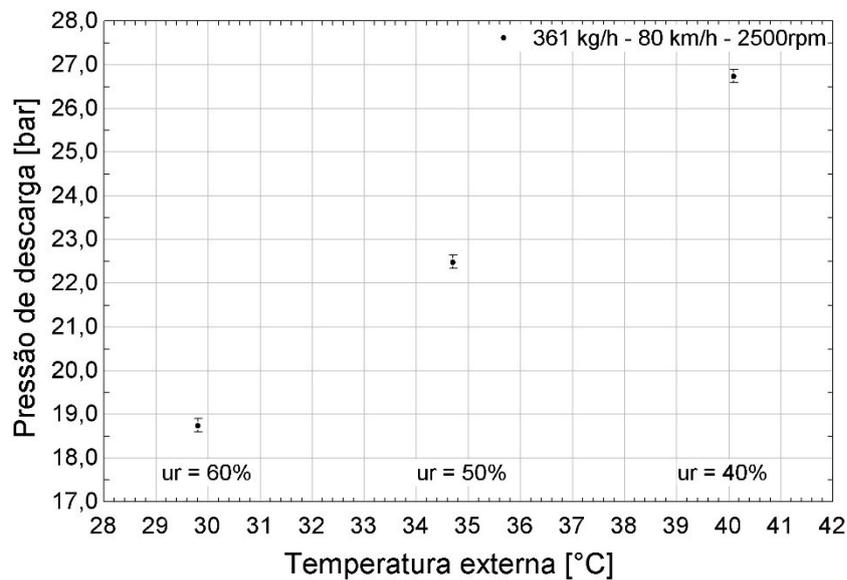
O Gráfico 7 apresenta o comportamento da pressão de descarga decorrente do aumento da temperatura ambiente de ar que escoava através do condensador. Para esse teste, foi fixada a vazão mássica do ar que escoava no evaporador em 361,0 kg/h, combinada com uma velocidade do automóvel de 80 km/h. Por sua vez, durante o experimento, foi variada a temperatura ambiente, como observado no Gráfico 7. Conforme a temperatura ambiente aumenta, a necessidade de manter um diferencial de temperatura entre o fluido refrigerante e o ambiente externo faz com que o sistema se eleve a pressão de descarga. Ao aumentar a temperatura ambiente em 10°C, passando de 30°C com 60% de umidade relativa para 40°C com 40% de umidade relativa, observa-se um aumento de 42,6 % na pressão de descarga.

Gráfico 6 – Vazão mássica de ar no evaporador por capacidade de refrigeração.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Gráfico 7 – Temperatura ambiente por pressão de descarga.

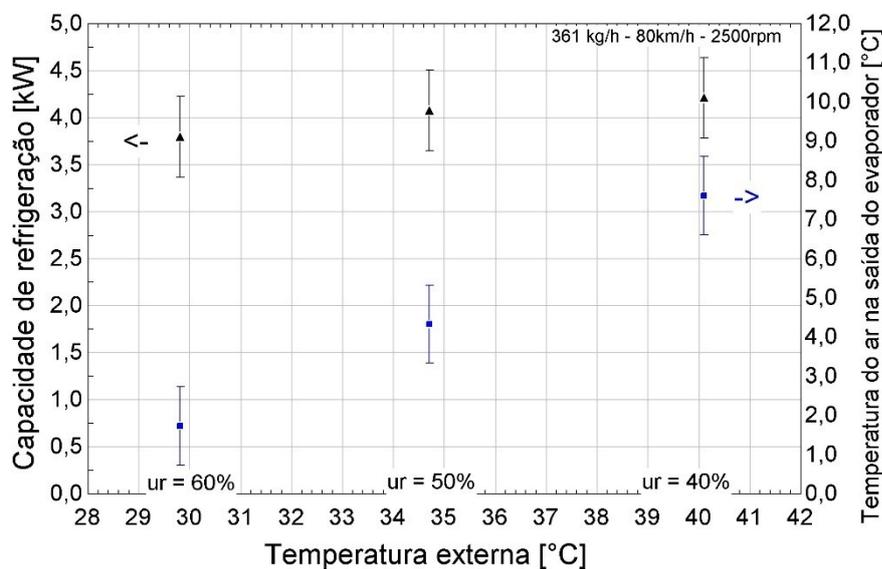


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O Gráfico 8 evidencia no eixo y esquerdo o comportamento da capacidade de refrigeração, devido ao aumento da temperatura de ar que escoava no evaporador. No eixo y direito, observa-se o impacto da temperatura ambiente sobre a temperatura do ar na saída do evaporador. Para esse teste, foi fixada a vazão mássica do ar no evaporador em 361,0 kg/h, considerando uma velocidade de 80 km/h no veículo. Por sua vez, foi variada a temperatura

ambiente do ar para avaliar o seu efeito sobre a capacidade de refrigeração do sistema. Observa-se que o aumento de 30°C para 35°C na temperatura ambiente resultou em um aumento de 3,3 % na capacidade de refrigeração, enquanto ao aumentar a temperatura de 35°C para 40°C, o aumento na capacidade de refrigeração foi de 7,4 %. Adicionalmente, no eixo y direito é possível observar o impacto na temperatura do ar na saída do evaporador. Observa-se que o aumento da temperatura do ar externo provoca um aumento linear da temperatura do ar na saída do evaporador. Este comportamento se justifica pelo fato do evaporador do sistema de condicionamento de ar estar operando com captação de ar externo durante os experimentos.

Gráfico 8 – Temperatura ambiente por capacidade de refrigeração.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

5.2 VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

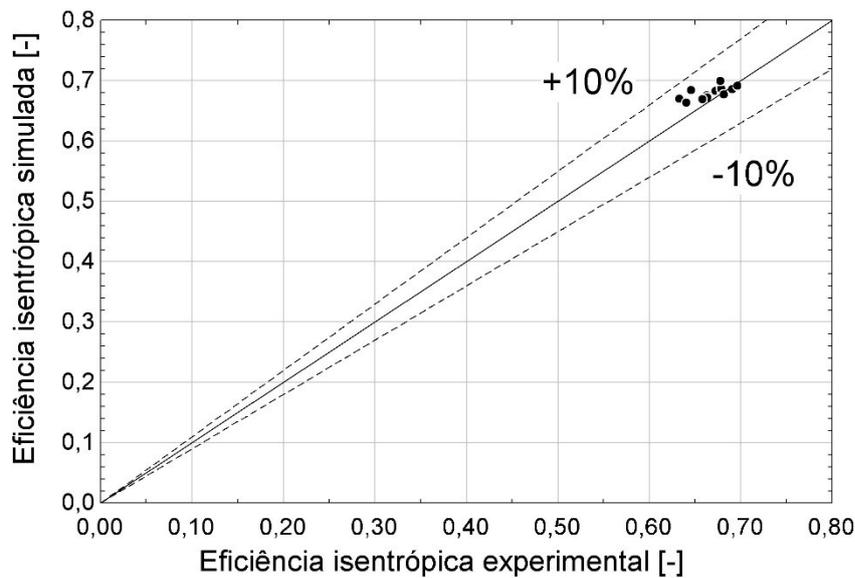
Por meio dos resultados experimentais indicados na Tabela 5, foi realizado um comparativo entre os resultados experimentais com os resultados obtidos pelo modelo matemático.

Inicialmente, a base de dados foi empregada para ajustar os coeficientes da Equação 6, que calcula a eficiência isentrópica do compressor e é empregada no modelo para estimar a potência consumida pelo compressor em função das condições operacionais do sistema. Para ajustar tais coeficientes, foi empregado o método dos mínimos quadrados (Li, 2013), resultando em $c_1 = 0,9134$ e $c_2 = -0,02406$.

O Gráfico 9 exibe um comparativo entre a eficiência isentrópica obtida

experimentalmente no eixo x e a eficiência isentrópica calculada pelo modelo matemático no eixo y nas mesmas condições. Como pode ser observado, todos os resultados previstos pelo modelo apresentaram erros menores que 10,0 % em relação aos dados experimentais. Para resultados abaixo de 65,0 %, o modelo apresentou uma leve tendência em superestimar os resultados com uma margem menor que 10,0 %.

Gráfico 9 – Eficiência isentrópica experimental e simulada.

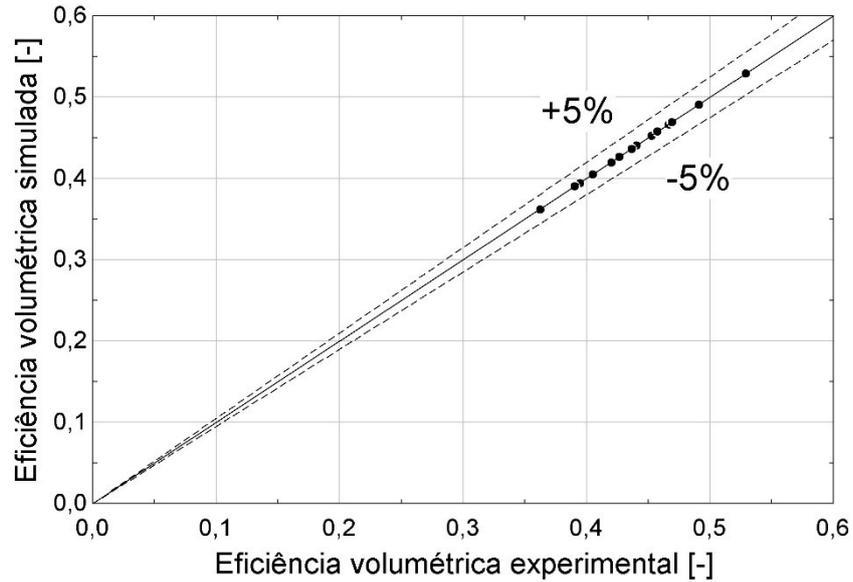


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

De forma semelhante, também empregou-se a base de dados experimental para ajustar os coeficientes da Equação 2, que calcula a eficiência volumétrica do compressor e é empregada no modelo para estimar a vazão mássica do compressor em função das condições operacionais do sistema. Neste caso, os coeficientes obtidos foram $b_1 = 1,0835$ e $b_2 = -0,1113$.

O Gráfico 10 apresenta um comparativo entre a eficiência volumétrica obtida experimentalmente no eixo x e a eficiência volumétrica simulada pelo modelo matemático e no eixo y. Os resultados simulados evidenciaram valores muito próximos dos resultados experimentais com erros menores que 5,0 %.

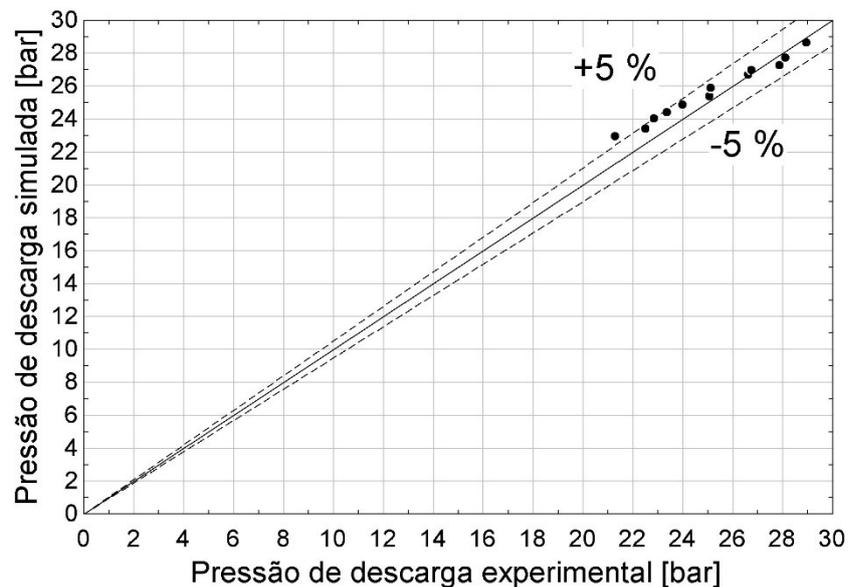
Gráfico 10 – Eficiência volumétrica experimental e simulada.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Após a obtenção dos coeficientes das Equações 2 e 6, empregou-se o modelo computacional para prever a pressão de descarga. O Gráfico 11 apresenta um comparativo entre pressão de descarga obtida experimentalmente no eixo x e no eixo y a pressão de descarga obtida por meio do modelo computacional. Observa-se que apenas 1 dos pontos analisados ficou fora da banda de erro de $\pm 5,0\%$.

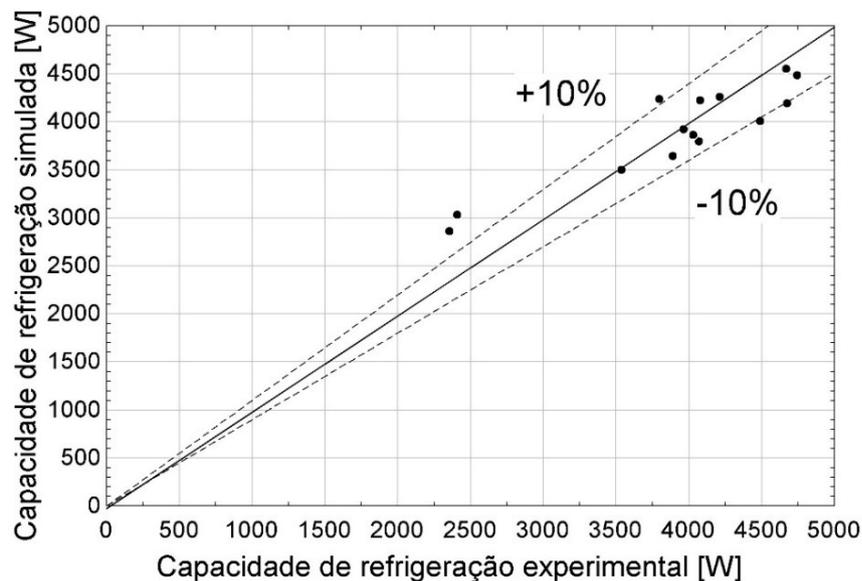
Gráfico 11 – Pressão de descarga experimental e simulada.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O Gráfico 12 apresenta um comparativo entre a capacidade de refrigeração obtida experimentalmente no eixo x e no eixo y e a capacidade de refrigeração obtida por meio do modelo matemático nas mesmas condições da Tabela 5. Observa-se que o modelo foi capaz de prever a capacidade de refrigeração com diferenças menores que $\pm 10,0\%$ para a maior parte das condições experimentais. Apenas dois pontos com capacidades menores, próximos a 2500 watts, apresentaram valores com erros acima de $10,0\%$ e menores que $20,0\%$.

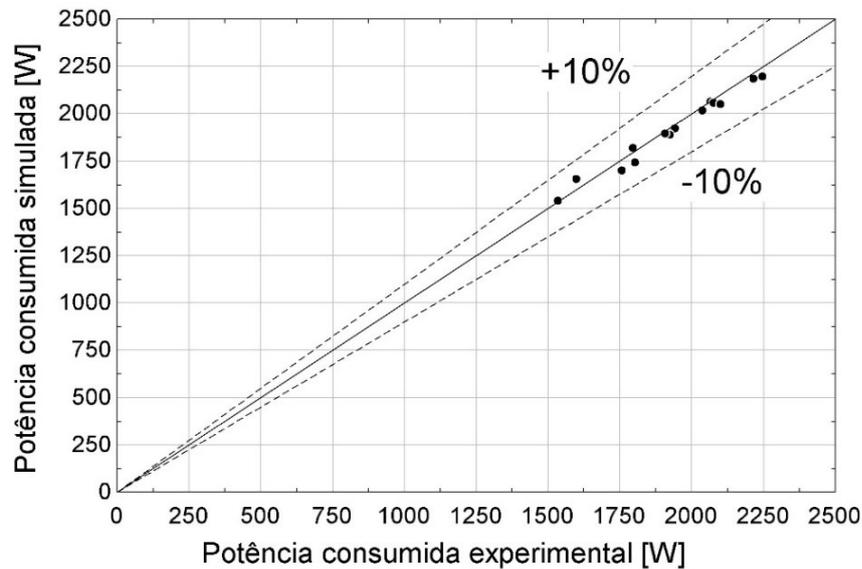
Gráfico 12 – Capacidade de refrigeração experimental e simulada.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Um comparativo entre a potência consumida pelo compressor obtida experimentalmente no eixo x e no eixo y e a potência consumida pelo compressor obtida por meio do modelo matemático nas mesmas condições é apresentada no Gráfico 13. Dentro da faixa de valores analisados, observa-se que os resultados do modelo expressaram valores muito próximos a linha de centro com erros menores que $10,0\%$.

Gráfico 13 – Potência consumida experimental e simulada.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

5.3 RESULTADOS DO MODELO COMPUTACIONAL

Após a validação do modelo com a base de dados experimental, o mesmo foi empregado para realização da análise de sensibilidade. Nesta etapa, empregou-se a condição operacional de referência apresentada na Tabela 6. Para realização da análise de sensibilidade, variou-se uma das variáveis da Tabela 6 por vez, enquanto as demais foram mantidas fixas. Desta forma, foi possível identificar o efeito das principais variáveis de entrada do modelo sobre o desempenho termodinâmico do sistema de condicionamento de ar analisado. Cada avaliação foi feita alterando apenas uma das condições de contorno, como se demonstra a seguir.

Tabela 6 – Condição de referência para análise de sensibilidade.

Temperatura ambiente	40°C
Umidade relativa	40 %
Velocidade do veículo	40 km/h
Rotação do motor	2000 rpm
Pressão de sucção	2,2 bar
Temperatura de superaquecimento	10°C
Temperatura de sub-resfriamento	15°C

Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

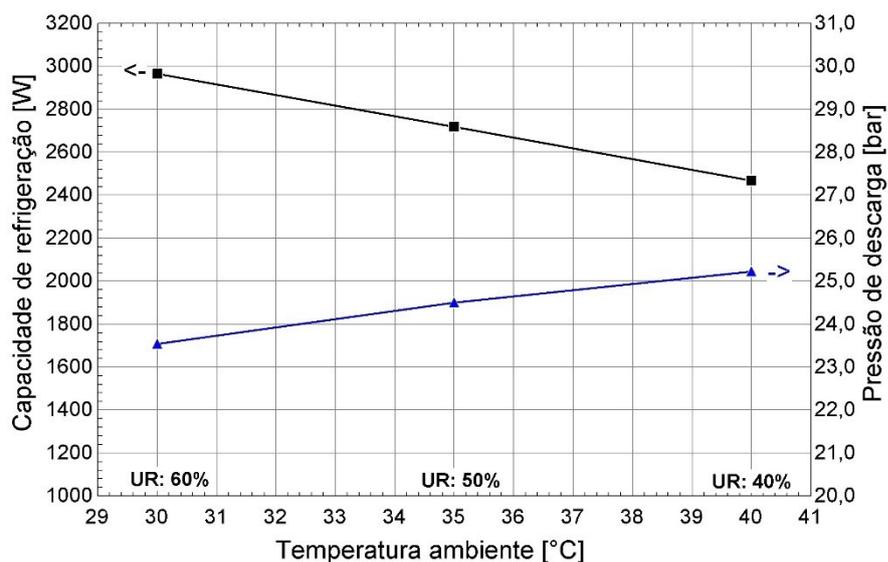
5.3.1 Temperatura ambiente

O Gráfico 14 expõe no eixo y esquerdo a capacidade de refrigeração em função da temperatura ambiente e no eixo y direito a pressão de descarga em função da temperatura ambiente. Conforme a temperatura ambiente aumenta de 30°C com 60 % de umidade relativa para 40°C com a umidade relativa de 40 %, observa-se que a capacidade de refrigeração cai 16,7 % ao mesmo tempo em que a pressão de descarga aumenta 7,2 %. Conforme previsto pela Equação 2, tal aumento da pressão de descarga reduz a vazão mássica do compressor, o que justifica a queda observada na capacidade de refrigeração.

O efeito da temperatura ambiente sobre a potência consumida pelo compressor e a vazão mássica de fluido refrigerante é apresentada no Gráfico 15, no qual observa-se redução destas duas variáveis com o aumento da temperatura ambiente.

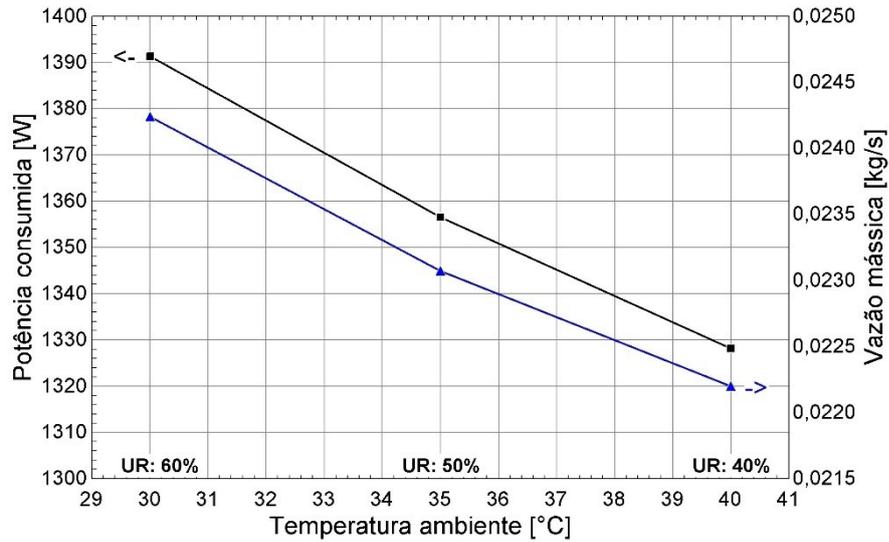
Por sua vez, o Gráfico 16 mostra o efeito da temperatura ambiente sobre o COP do sistema. Como pode ser observado, a redução do COP com o aumento da temperatura ambiente mostra uma redução na eficiência energética do sistema de condicionamento de ar com a elevação da temperatura ambiente. Por exemplo, esta análise mostrou que o aumento na temperatura ambiente de 30°C para 40°C provocou a redução de 16,7 % na capacidade de refrigeração e apenas 4,5 % na potência consumida, de modo que o coeficiente de performance fosse reduzido em 12,8 %.

Gráfico 14 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura ambiente.



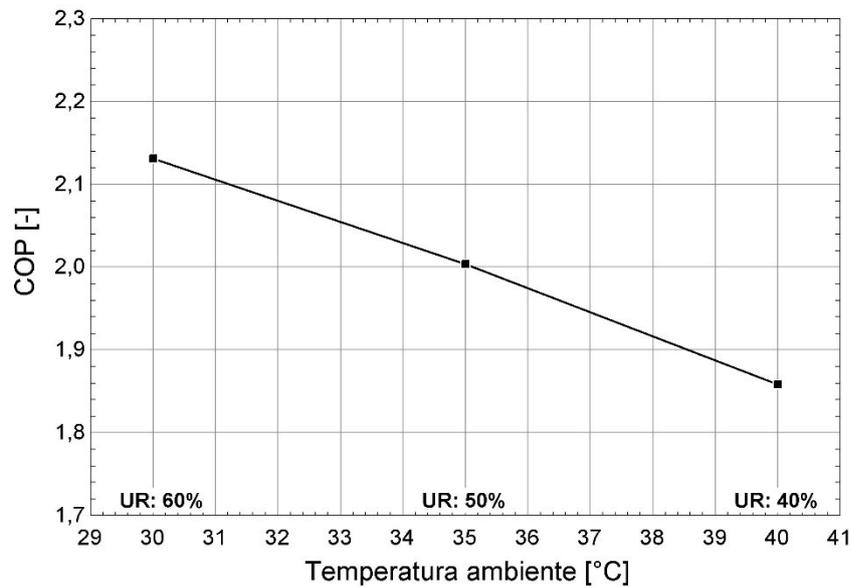
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Gráfico 15 – Potência consumida em função da temperatura ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Gráfico 16 – COP em função da temperatura ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

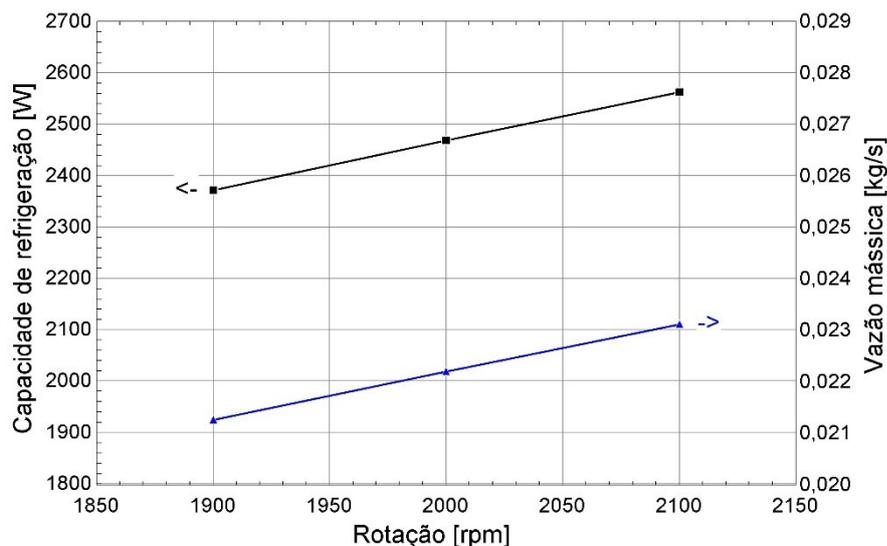
5.3.2 Rotação do compressor

Como qualquer máquina rotativa, é de se esperar que ao aumentar a rotação da máquina pode-se aumentar a potência fornecida, o consumo e a temperatura de operação. Quando se foca em um compressor alternativo, a expectativa não é diferente.

O Gráfico 17 apresenta no eixo y esquerdo a capacidade de refrigeração em função da

rotação exibida no eixo x e no eixo y direito a vazão mássica de fluido refrigerante em função da rotação. Ao aumentar a rotação de 1900 rpm para 2100 rpm há um aumento de 8,0 % na capacidade de refrigeração, que ocorre devido à vazão de mássica de fluido refrigerante ter um efeito proporcional sobre a capacidade de refrigeração. Dessa forma, para a mesma condição de aumento de rotação, a vazão mássica apresentou um aumento de 8,8 %.

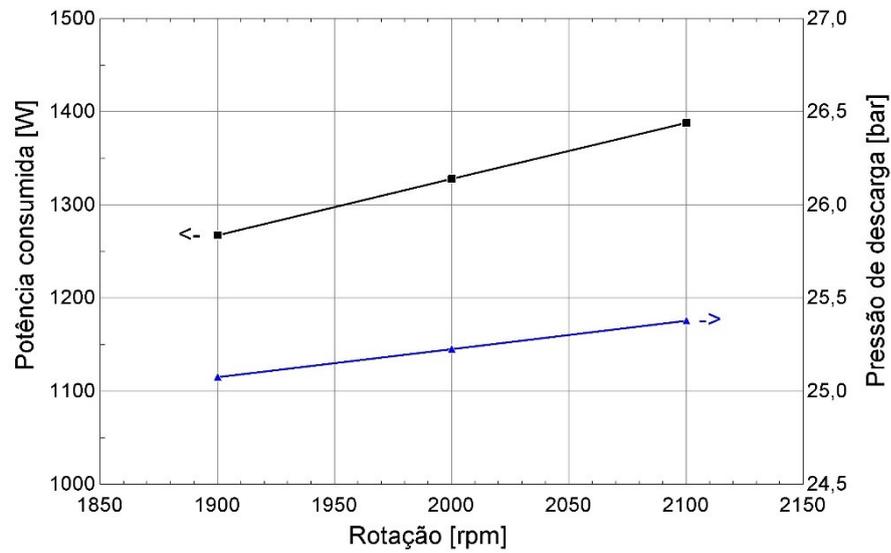
Gráfico 17 – Capacidade de refrigeração em função da rotação.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

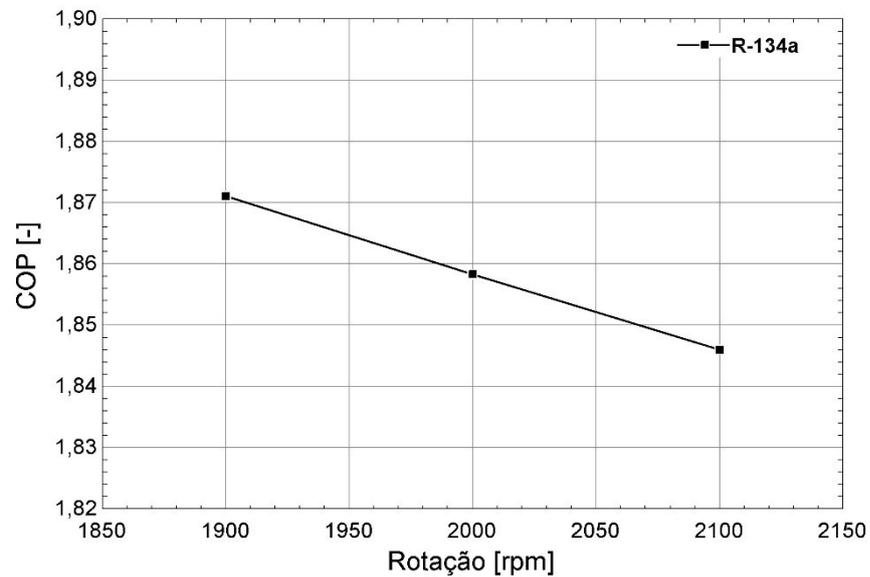
O Gráfico 18 mostra no eixo y esquerdo a potência consumida em função da rotação e no eixo y direito a pressão de descarga em função da rotação. Ao aumentar a rotação de 1900 rpm para 2100 rpm observa-se um aumento do consumo de energia utilizado pelo compressor igual a 9,5 %, necessário para comprimir o fluido refrigerante. Esse comportamento pode ser explicado em razão de uma maior sucção de massa de fluido refrigerante com um leve aumento na pressão de descarga que, nesse caso, foi de 1,2 %. Adicionalmente, o Gráfico 19 apresenta o comportamento do coeficiente de performance no eixo y em função da rotação do compressor no eixo x. É possível observar que ao aumentar a rotação de 1900 rpm para 2100 rpm há uma queda no coeficiente de performance de 1,1 %. Isso é justificado, pois nesse aumento de rotação a capacidade de refrigeração, que é diretamente proporcional ao COP, aumentou apenas 8,0 %, enquanto a potência consumida, que é inversamente proporcional, aumentou 9,5 %. Dessa forma, houve um aumento da capacidade de refrigeração, mas também um consumo de energia ainda maior, levando o sistema a operar de maneira menos eficiente.

Gráfico 18 – Potência consumida em função da rotação.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Gráfico 19 – COP em função da rotação.



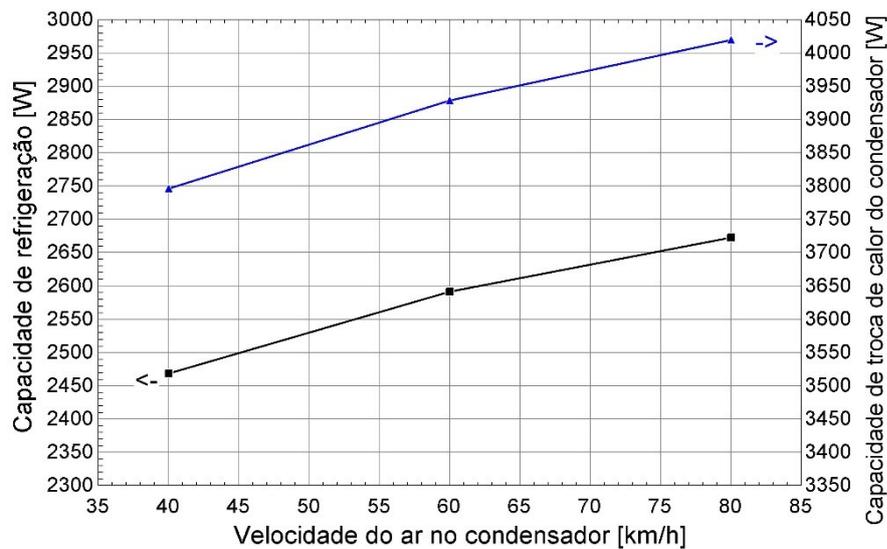
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

5.3.3 Velocidade do ar no condensador

Nesta análise foram fixados os valores apresentados anteriormente na Tabela 6, com exceção à velocidade do ar que entra no condensador.

O Gráfico 20 exibe no eixo y esquerdo a capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar na entrada do condensador e no eixo y direito a capacidade de troca de calor no condensador. É possível observar que ao aumentar a velocidade do ar de 40 km/h para 80 km/h, a capacidade de troca de calor no condensador aumenta em 6,0 %. Esse aumento se justifica pelo aumento do coeficiente convectivo de transferência de calor do lado do ar.

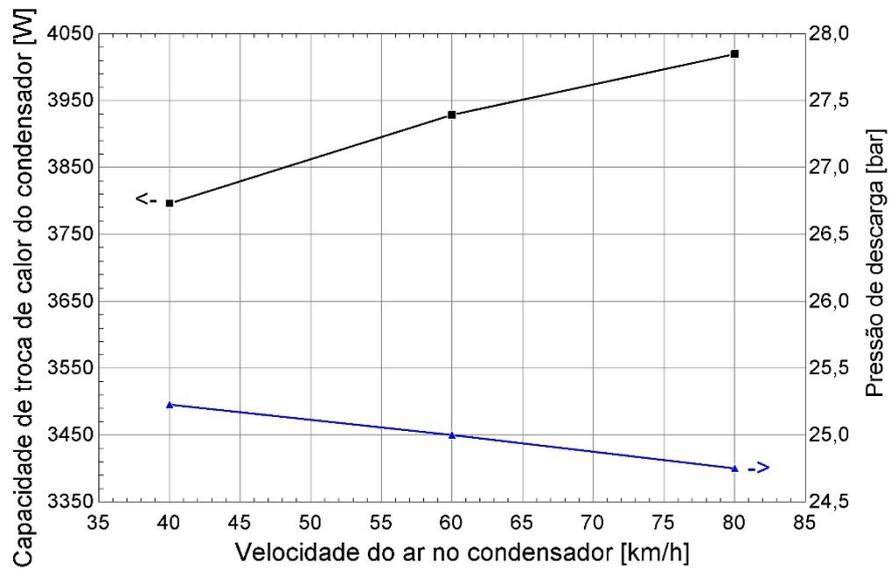
Gráfico 20 – Capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar no condensador.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O Gráfico 21 apresenta no eixo y esquerdo a capacidade de troca de calor no condensador em função da velocidade do ar na entrada do condensador e no eixo y direito a pressão de descarga. Conforme se aumenta a velocidade do ar de 40 km/h para 80 km/h, observa-se uma redução na pressão de descarga justificada pelo aumento da capacidade de rejeição de calor do condensador. Na análise realizada, a redução de pressão de descarga no aumento de velocidade de 40 km/h para 80 km/h foi de 2,0 %.

Gráfico 21 – Capacidade de troca de calor do condensador em função da velocidade do ar no condensador.

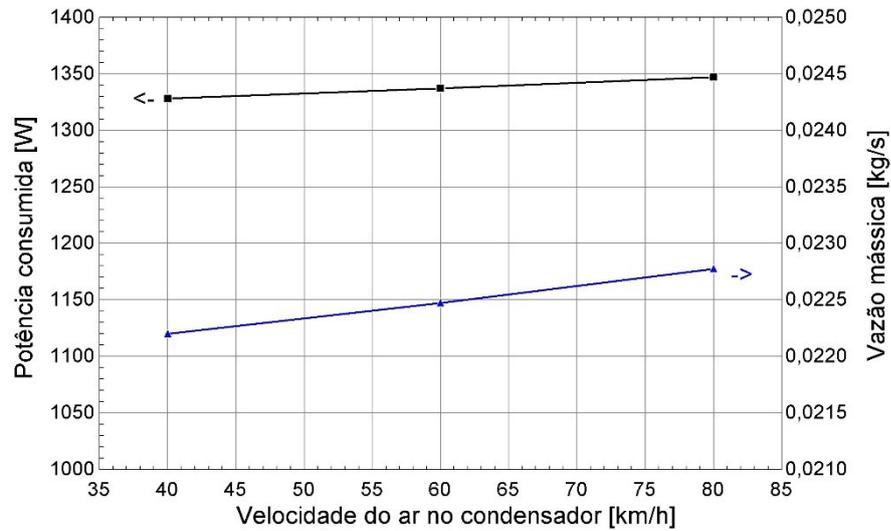


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O Gráfico 22 indica no eixo y esquerdo a potência consumida em função da velocidade do ar na entrada do condensador e no eixo y direito a vazão mássica de fluido refrigerante.

Nesta análise, a potência consumida pelo compressor apresentou um comportamento praticamente constante, mesmo com o aumento de velocidade do ar passando pelo condensador de 40 km/h para 80 km/h. Isto pode ser explicado pelo fato do aumento da velocidade do ar reduzir a razão de compressão em 2,0 %, conforme abordado anteriormente, mas também provocar um aumento da vazão mássica de fluido refrigerante em 2,5 %. Estes dois efeitos contrários, ao serem combinados, mantém o consumo do compressor praticamente constante.

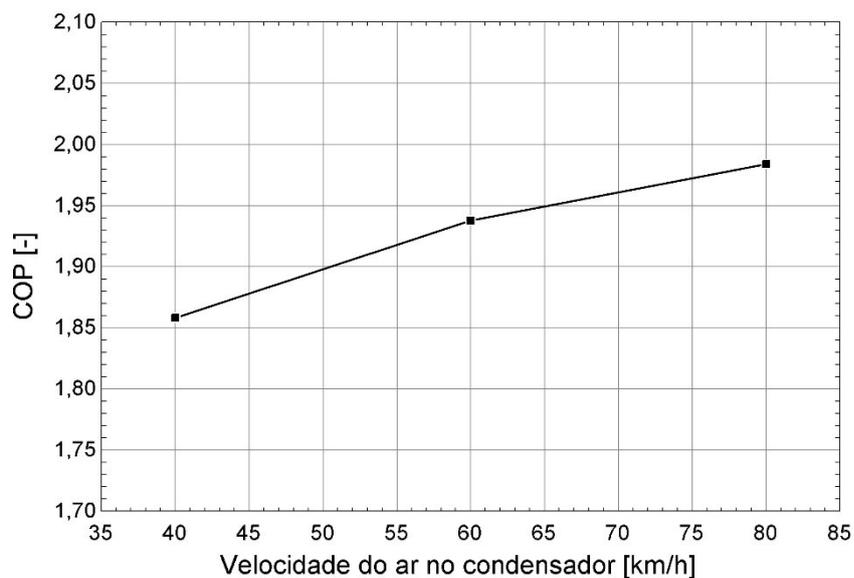
Gráfico 22 – Potência consumida em função da velocidade do ar no condensador.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Conforme apontado anteriormente, como a potência consumida se manteve constante e a capacidade de refrigeração aumentou é esperado um aumento no valor do coeficiente de performance. O Gráfico 23 apresenta o efeito do coeficiente de performance em função da velocidade do ar que atravessa o condensador. Conforme esperado, o aumento de velocidade de 40 km/h para 80 km/h impactou em um aumento de 6,5 % no coeficiente de performance.

Gráfico 23 – COP em função da velocidade do ar no condensador.



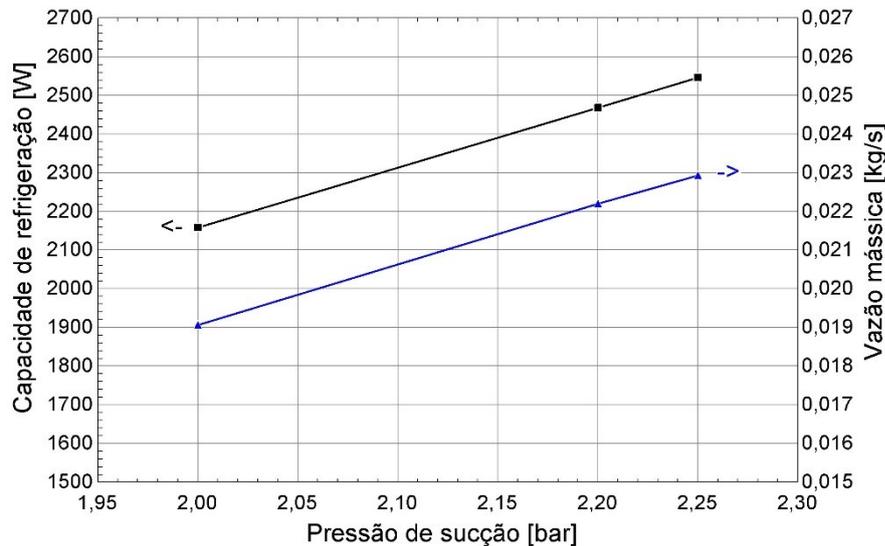
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

5.3.4 Pressão de sucção

Nesta etapa foram fixados os valores demonstrados anteriormente na Tabela 6, considerando a variação apenas na pressão de sucção.

O Gráfico 24 revela no eixo y esquerdo a capacidade de refrigeração em função da pressão de sucção e no eixo y direito a vazão mássica de fluido refrigerante R-134a. Ao aumentar a pressão de sucção de 2,0 bar para 2,25 bar a vazão mássica aumenta em 20,3 % e conseqüentemente, observa-se o aumento na capacidade de refrigeração, que neste caso foi de 17,8 %.

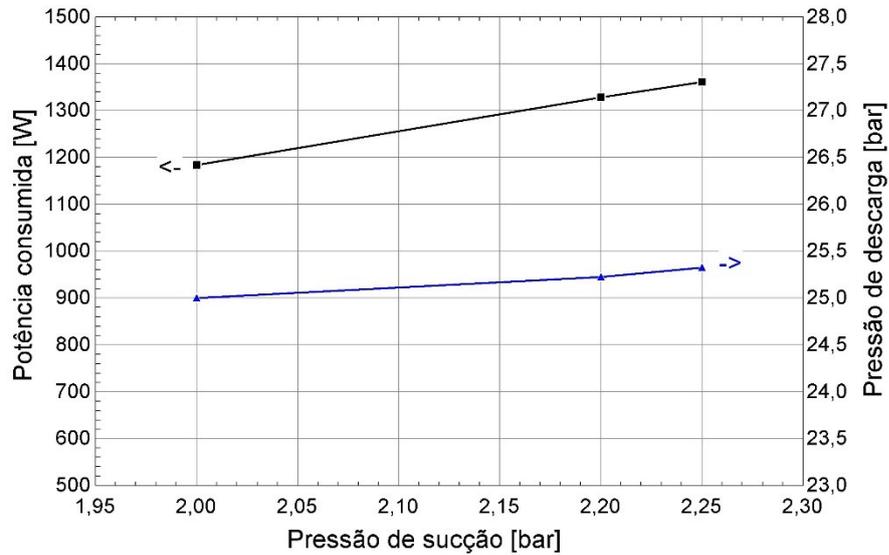
Gráfico 24 – Capacidade de refrigeração em função da pressão de sucção.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O Gráfico 25 apresenta no eixo y esquerdo a potência consumida pelo compressor em função da pressão de sucção e no eixo y direito a pressão de descarga. Ao aumentar a pressão de sucção de 2,00 bar para 2,25 bar a potência consumida aumentou 15,0 %, o que pode ser justificado pelo aumento da vazão mássica de fluido refrigerante, que foi de 20,3 %. Outro ponto que chama a atenção se deve ao fato de que esse aumento não foi maior, pois a pressão de descarga teve um pequeno aumento de 1,3 %, dado ao aumento de 12,5 % na pressão de sucção. Portanto, houve uma redução 9,9 % na razão de compressão, o que impacta diretamente na potência consumida pelo compressor.

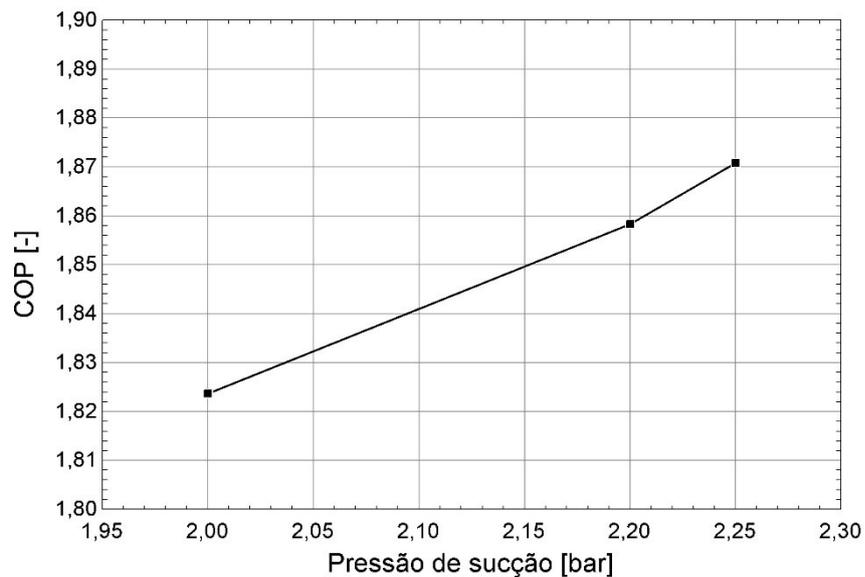
Gráfico 25 – Potência consumida em função da pressão de sucção.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O Gráfico 26 indica o coeficiente de performance em função da pressão de sucção. Conforme ocorre um aumento na pressão de sucção de 2,00 bar para 2,25 bar, aumenta o COP para 2,5 %, o que se justifica, pois houve um aumento maior na capacidade de refrigeração do que na potência consumida.

Gráfico 26 – COP em função da pressão de sucção.

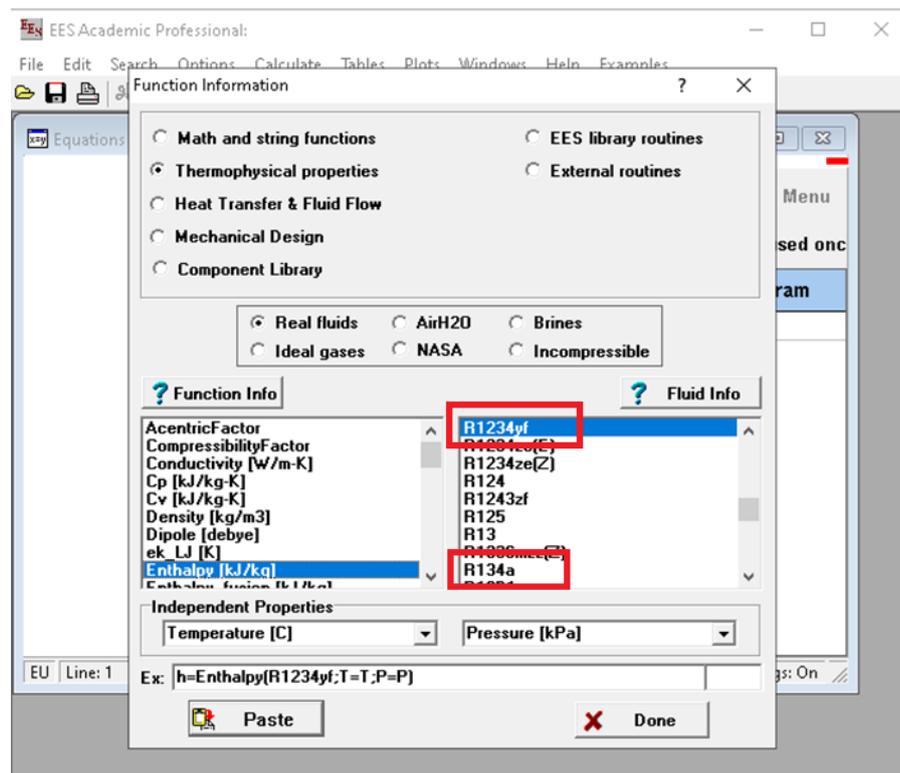


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

5.4 ANÁLISES COMPARATIVAS ENTRE OS FLUIDOS REFRIGERANTES R-134A E R-1234YF

As análises apresentadas a seguir foram realizadas empregando o modelo validado no capítulo anterior, mas realizando a troca do fluido refrigerante R-134a pelo R-1234yf. A Figura 20 traz a interface do programa computacional EES, que mostra a interface gráfica pela qual são selecionados os diferentes fluidos refrigerantes. A base de dados presente no programa computacional EES foi obtida pelo *National Institute of Standards and Technology* (NIST), que garante propriedades termofísicas de alta precisão para refrigerantes puros e suas misturas (F-chart, 2024).

Figura 20 – Interface do programa computacional EES.

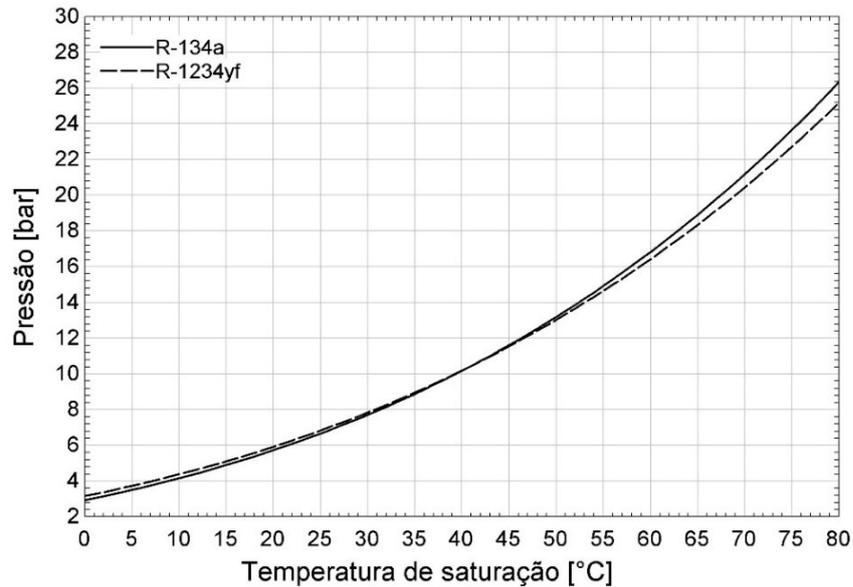


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O Gráfico 27 fornece um comparativo entre o fluido refrigerante R-134a com o R-1234yf onde o eixo y apresenta a pressão de saturação do fluido refrigerante em função da temperatura. Observa-se que temperaturas e pressões de saturação os dois fluidos refrigerantes analisados são semelhantes, apresentando diferenças menores que 1 bar. Esta característica

viabiliza a utilização do modelo computacional validado com o R-134a, para analisar o comportamento do fluido R-1234yf.

Gráfico 27 – Pressão em função da temperatura de saturação.

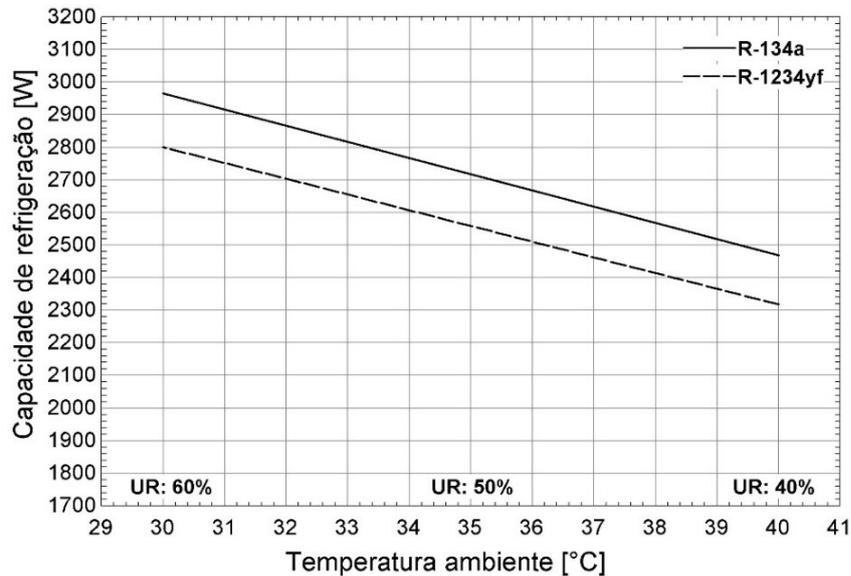


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

5.4.1 Temperatura ambiente

As condições da Tabela 6 também foram utilizadas para analisar o comportamento do modelo computacional com o fluido refrigerante R-1234yf e realizar comparações com os resultados do fluido R-134a apresentados na seção 5.3. O Gráfico 28 mostra no eixo y a capacidade de refrigeração em função da temperatura do ambiente, representada no eixo x. O efeito da queda da capacidade de refrigeração conforme o aumento da temperatura ambiente é apresentado como esperado e justificado na seção 5.3.1. Ao comparar a capacidade de refrigeração dos dois fluidos refrigerantes, observa-se que o fluido R-1234yf apresentou uma redução de 5,8 %. Essa queda na capacidade de refrigeração do R-1234yf é coerente com o trabalho realizado por Pabon *et al.* (2020), o qual conclui que os resultados apresentados com a troca de fluido refrigerante R-134a para R-1234yf sem nenhuma alteração nos componentes obtiveram uma redução de 4 a 8 % na capacidade de refrigeração.

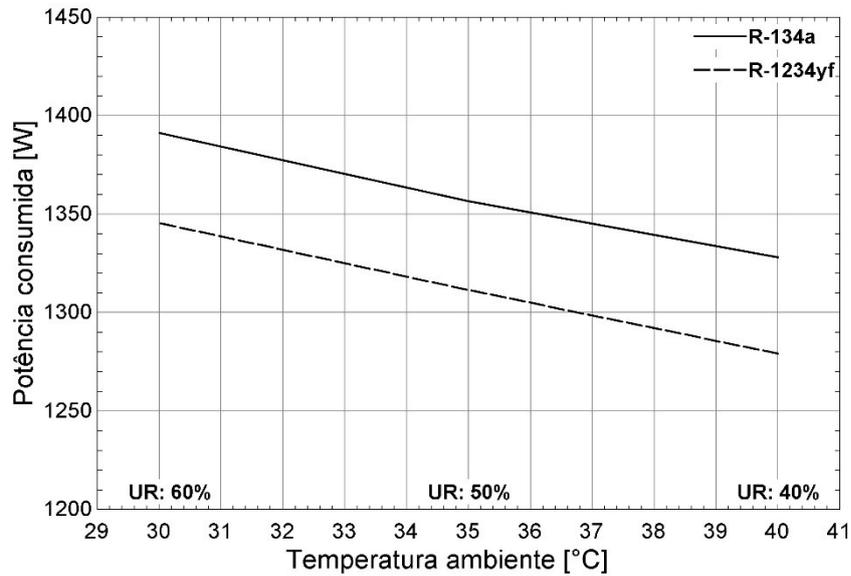
Gráfico 28 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

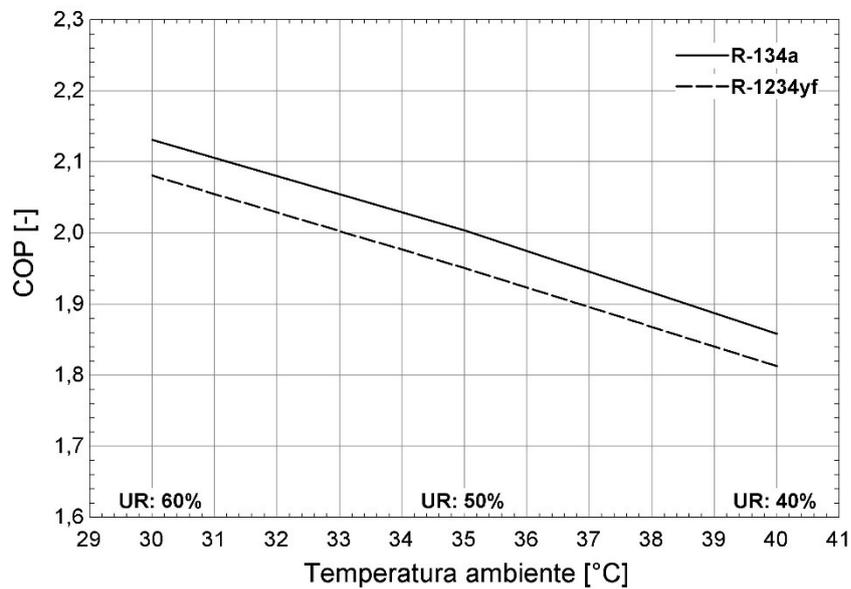
O Gráfico 29 apresenta o efeito da potência consumida no eixo y e em função da temperatura ambiente, representada no eixo x. Ao longo de toda a faixa de temperatura analisada, observou-se uma redução na potência consumida do fluido refrigerante R-1234yf de 3,3 % comparado ao R-134a. A partir dos resultados de capacidade de refrigeração e potência consumida, obteve-se o Gráfico 30 que expressa o COP em função da temperatura ambiente. Observa-se que o coeficiente de performance do fluido refrigerante R-1234yf apresentou uma queda média de 2,6 % em relação ao fluido R-134a. Um valor coerente e próximo com o trabalho de Lee e Jung (2012), que realizaram ensaios experimentais em uma bancada com os componentes de um sistema de condicionamento de ar automotivo para comparar os resultados entre o R-134a e o R-1234yf com os mesmos componentes e as mesmas condições de ensaios, chegando a uma conclusão de que em seus testes o COP do R-1234yf foi de 0,8 a 2,7 % menor que o R-134a.

Gráfico 29 – Potência consumida em função da temperatura ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Gráfico 30 – COP em função da temperatura ambiente.



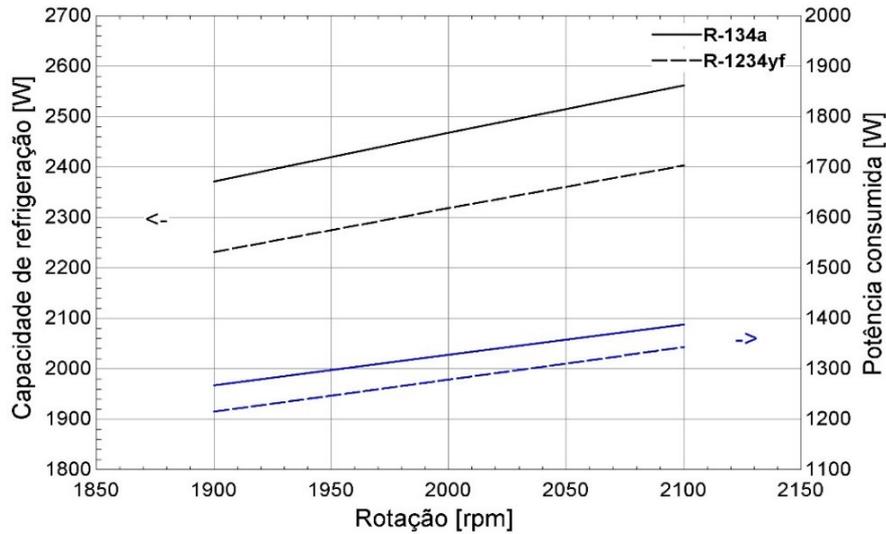
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

5.4.2 Rotação do compressor

O Gráfico 31 apresenta um comparativo entre a capacidade de refrigeração dos fluidos refrigerantes R-134a e R-1234yf em função da rotação do compressor. Adicionalmente, no eixo y direito é exposta uma comparação entre a potência consumida pelo compressor para os dois

fluidos refrigerantes. Ao fixar a rotação do compressor em 2000 rpm é possível observar uma redução na capacidade de refrigeração do R-1234yf de 6,0 % em comparação ao R-134a. Já a potência consumida pelo compressor apresentou uma queda de 3,7 % no fluido refrigerante R-1234yf em comparação ao R134a.

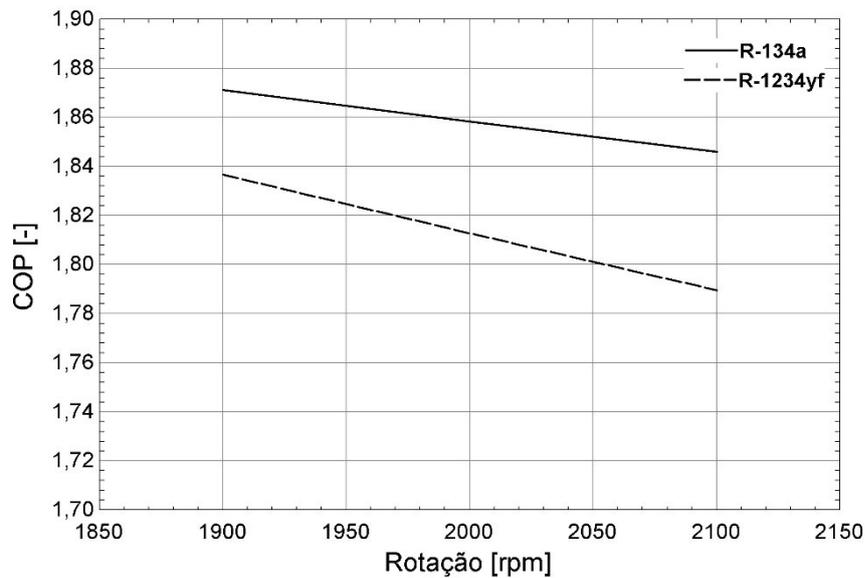
Gráfico 31 – Capacidade de refrigeração em função da rotação.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

O Gráfico 32 apresenta a comparação do coeficiente de performance dos fluidos refrigerantes em função da rotação. Com base na inclinação das retas, é possível verificar uma redução mais acentuada no COP do fluido refrigerante R-1234yf se comparada a do R-134a. Este resultado indica um menor desempenho energético relativo do fluido R-1234-yf, que se acentua com o aumento da rotação do compressor. Tal comportamento é justificado por um maior aumento na potência consumida do R-1234yf em relação ao R-134a, que é evidenciado pelo paralelismo entre as retas do Gráfico 32 que representam a potência consumida destes fluidos.

Gráfico 32 – COP em função da rotação.



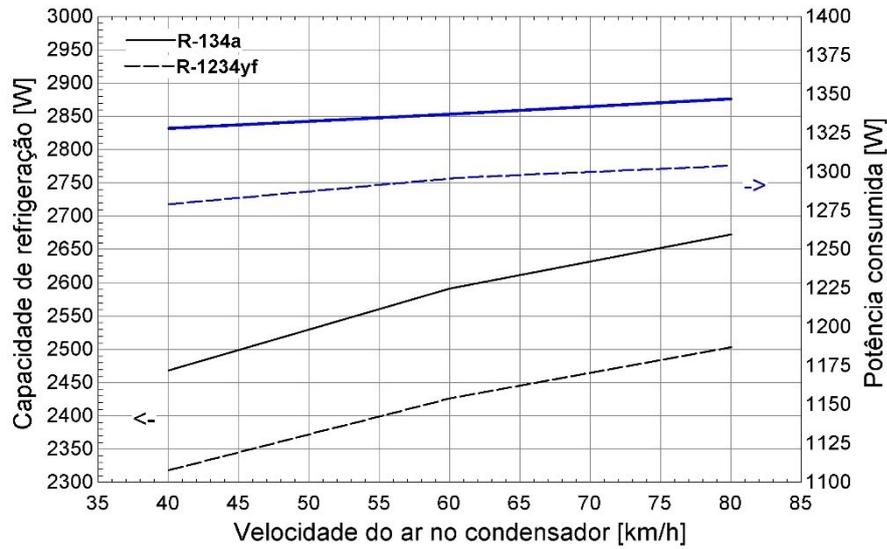
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

5.4.3 Velocidade do ar no condensador

O Gráfico 33 traz um comparativo entre a capacidade refrigeração dos fluidos refrigerantes R-134a e R-1234yf em função da velocidade do ar no condensador. Adicionalmente, no eixo y direito é exposta uma comparação entre a potência consumida pelo compressor para os dois fluidos refrigerantes. Ao fixar a velocidade do ar no condensador em 60 km/h, é possível verificar que o fluido refrigerante R-1234yf apresentou uma capacidade de refrigeração 6,3 % menor que a capacidade de refrigeração do R-134a. Já a potência consumida pelo compressor nesta mesma condição, apresentou uma queda de 3,1 % no fluido refrigerante R-1234yf em comparação ao R134a.

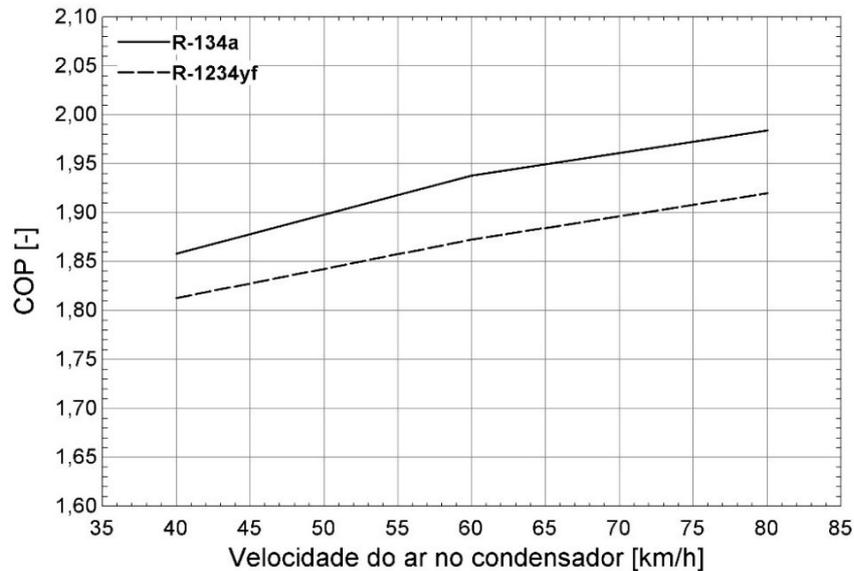
O Gráfico 34 retrata a comparação do coeficiente de performance dos fluidos refrigerantes em função da velocidade do ar no condensador. Ao fixar a velocidade do ar no condensador em 60 km/h verifica-se que o fluido refrigerante R-1234yf apresentou um COP 3,4 % menor que o COP do R-134a.

Gráfico 33 – Capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar no condensador.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Gráfico 34 – COP em função da velocidade do ar no condensador.



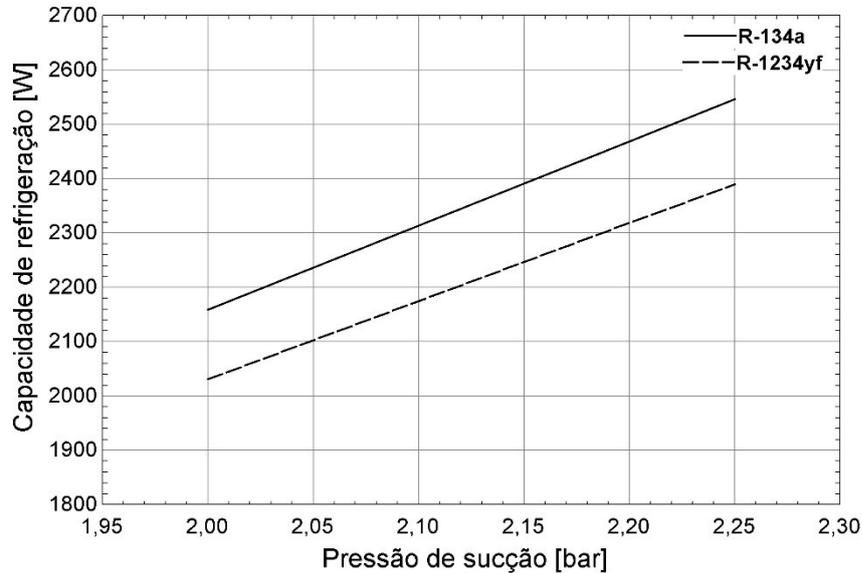
Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

5.4.4 Pressão de sucção

O Gráfico 35 apresenta um comparativo entre a capacidade refrigeração dos dois fluidos refrigerantes em função da pressão de sucção. Ao se fixar a pressão de sucção em 2,00 bar, é possível verificar que o fluido refrigerante R-1234yf apresentou uma capacidade de refrigeração 5,9 % menor que a capacidade de refrigeração do R-134a. Ao fixar a pressão de

sucção em 2,25 bar, verifica-se que o fluido refrigerante R-1234yf apresentou uma capacidade de refrigeração 6,1 % menor que a capacidade de refrigeração do R-134a.

Gráfico 35 – Capacidade de refrigeração em função da pressão de sucção.

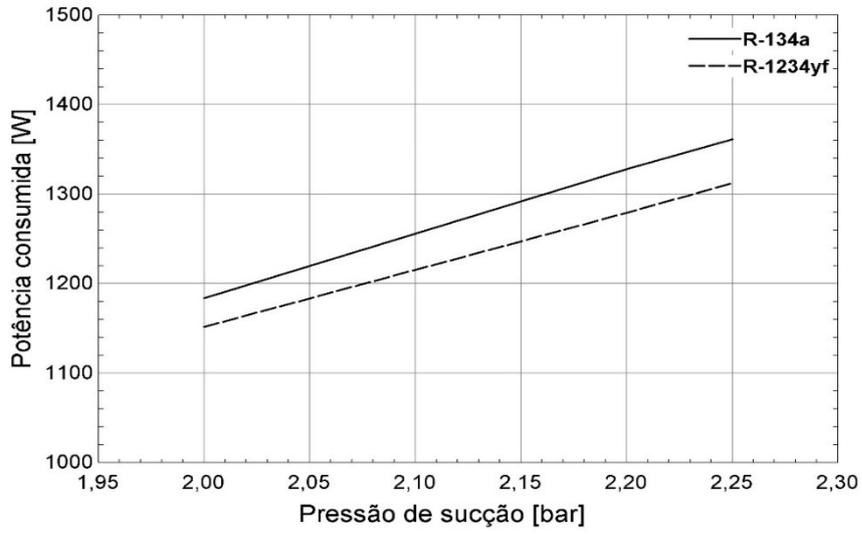


Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

No Gráfico 36 têm-se um comparativo entre a potência consumida dos dois fluidos refrigerantes em função da pressão de sucção. Ao fixar a pressão de sucção em 2,25 bar foi possível verificar que o fluido refrigerante R-1234yf apresentou uma potência consumida de 3,6 % menor que a potência consumida do R-134a. Esses valores de potência consumida e capacidade de refrigeração impactam diretamente no COP do sistema.

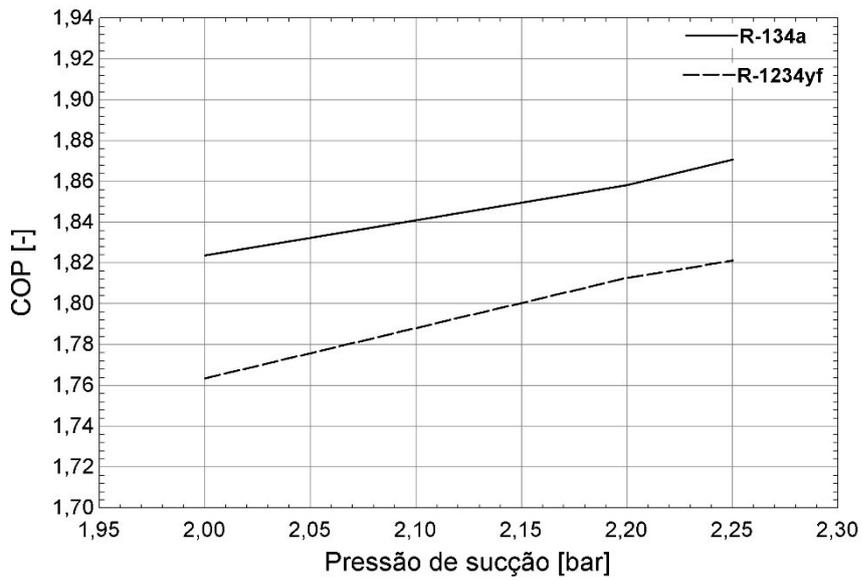
Por final, o Gráfico 37 apresenta uma comparação entre o COP do R134a e R-1234yf em função da pressão de sucção. Apesar do COP de ambos os fluidos aumentar com a pressão de sucção, observou-se novamente que o COP do fluido refrigerante R-1234yf demonstrou um valor de 2,4 %~2,5 % menor que o COP do R-134a.

Gráfico 36 – Potência consumida em função da pressão de sucção.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

Gráfico 37 – COP em função da pressão de sucção.



Fonte: Elaborado pelo autor (2024).

6 CONCLUSÕES

Esta dissertação apresentou uma análise sobre o desempenho térmico de um sistema de condicionamento de ar automotivo operando com os fluidos refrigerantes R-134a e R-1234yf. As conclusões extraídas deste trabalho são detalhadas a seguir.

Frente experimental

Foi utilizado um automóvel compacto de cinco lugares, que possui sistema de condicionamento de ar utilizando o fluido refrigerante R-134a. Esse veículo foi instrumentado com termopares e transdutores de pressão e umidade relativa, para testar em um túnel de vento climático diversas condições. Durante os testes foram variadas a temperatura ambiente entre 30°C a 45°C, a umidade relativa do ambiente entre 30 % e 60 %, a velocidade do veículo entre 40 km/h e 80 km/h e a velocidade do ventilador do evaporador. No total, foram testadas 14 condições de ensaios que deram origem à base de dados experimental.

Frente computacional

Foi desenvolvido um modelo computacional em regime permanente considerando o equacionamento do compressor e do condensador do sistema de condicionamento de ar analisado. A implementação do modelo matemático foi realizada no programa computacional Engineering Equation Solver (EES).

O modelo computacional desenvolvido com o fluido refrigerante R-134a foi validado contra os dados experimentais obtidos e exibiram erros máximos na faixa de ± 10 %. Uma análise de sensibilidade foi realizada explorando os efeitos de operação de um sistema de condicionamento de ar automotivo.

O modelo matemático foi então adaptado para considerar as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante R-1234yf. As pressões e a temperatura de saturação dos fluidos refrigerantes apresentaram comportamentos muito semelhantes. Dessa forma, foi possível aplicar as mesmas condições feitas na análise de sensibilidade do fluido refrigerante R-134a no R-1234yf e comparar o impacto da troca de fluido refrigerante. Apesar dos fluidos refrigerantes apresentarem as mesmas tendências em relação às variáveis de entrada do modelo, os resultados do fluido R-1234yf mostrou uma redução na capacidade de refrigeração na faixa de 6 %, uma redução na capacidade de troca de calor do condensador em torno de 5 % e uma

redução de coeficiente de performance de aproximadamente 2,6 %.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante a realização desta pesquisa foram identificados alguns tópicos que permitem dar continuidade ao estudo de avaliação da troca do fluido refrigerante R-134a para o R-1234yf, quais sejam:

- a) Investigação do impacto no uso de um trocador de calor interno na tubulação para reduzir a diferença na capacidade de refrigeração entre R-134a e R-1234yf;
- b) A utilização de ventiladores do tipo sem escova para aumentar a ventilação dos trocadores de calor com uma redução no ruído produzido pelo ventilador;
- c) A investigação do aumento na densidade de aleta ou da largura do tubo do condensador para aumentar a coeficiente de transferência calor no lado do ar.
- d) Incluir o equacionamento completo do evaporador no modelo computacional do sistema de condicionamento de ar.

REFERÊNCIAS

- ALKAN, A.; KOLIP, A.; HOSOZ, M. Energetic and exergetic performance comparison of an experimental automotive air conditioning system using refrigerants R-1234yf and R-134a. **Journal of Thermal Engineering**, v. 7, p. 1163–1173, 2021. Disponível em: <https://jten.yildiz.edu.tr/storage/upload/pdfs/1627986849-en.pdf>. Acesso em: 20 out. 2023.
- ANFAVEA – Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores, Dados estatísticos para download. **Dados Estatísticos para Download**. São Paulo/SP, 2024. Disponível em: <https://anfavea.com.br/site/edicoes-em-excel/>. Acesso em: 10 abr. 2024.
- AWF, R. A. **Modelado de condensadores, evaporadores y del ciclo global en sistemas de aire acondicionado de automoción**. 1995. Tese (Doutorado) - Universidad de Valladolid, ETSII, 1995).
- BHATTI, M. S. Riding in comfort, Part II: evolution of automotive air conditioning, **ASHRAE Journal**, v. 41, p. 51–57, 1999. Disponível em: <https://www.ashrae.org/file%20library/about/mission%20and%20vision/ashrae%20and%20in%20dustry%20history/evolution-of-automotive-heating-riding-in-comfort-part-ii.pdf>. Acesso em: 20 out. 2023.
- BANDARRA FILHO, E. P.; MENDONZA, O. S. H. Alternative Refrigerants to be used in air-conditioning systems in replace the R-134a. *In*: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING (ENCIT, 2010), 13., 5–10 Dec. 2010, Uberlandia, MG. **Anais [...]**. Uberlandia, MG: ABCM, 2010. Disponível em: <https://www.abcm.org.br/anais/encit/2010/PDF/ENC10-0703.pdf>. Acesso em: 20 out. 2023.
- BURDEN, R. L.; FAIRES, J. D. **Análise Numérica**. 8. ed. São Paulo: CENGAGE Learning, 2011.
- CÂMARA DOS DEPUTADOS. **Câmara aprova redução de consumo de gás que provoca aquecimento global** Brasília/DF, 2022. Disponível em: <https://www.camara.leg.br/noticias/880386-camara-aprova-reducao-de-consumo-de-gas-que-provoca-aquecimento-global/>. Acesso em: 10 mai. 2024.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda, 2013.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A.J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2011. 902 p
- DA SILVA, D. L.; MELO, C. A perspective on R&D&I activities in the Brazilian mobile air conditioning market. *In*: BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING (ENCIT, 2016), 16., 7–10 Dec. 2016, Vitória, ES. **Anais [...]**. Vitoria, ES: ABCM, 2016. Disponível em: <https://www.sistema.abcm.org.br/articleFiles/download/999>. Acesso em: 20 out. 2023.
- DA SILVA, D.L.; CORDOVA, G. M. Mathematical modeling of an automotive air-conditioning system under steady-state conditions. *In*: ABCM INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 24., 3–8 Dec. 2017, Curitiba, PR. **Anais**

[...]. Curitiba, PR: ABCM, 2017. Disponível em: https://ldrv.paginas.ufsc.br/files/2017/12/MAC-Cobem-2017_vf.pdf. Acesso em: 20 out. 2023.

DA SILVA, D. L.; DE OLIVEIRA, I. S.; JULIANI, A.D.P.; FISCHER, F.; CORDOVA, G.M. Experimental thermal performance evaluation of an automotive air conditioning system. *In: ABCM INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING*, 27., 4–8 Dec. 2023, Florianópolis, SC. **Anais [...]**. Curitiba, PR: ABCM, 2023. Disponível em: <https://eventos.abcm.org.br/cobem2023/program/prize-sections/>. Acesso em: 20 out. 2023.

DAVIRAN, S.; KASAEIAN, A.; GOLZARI, S.; MAHIAN, O.; NASIRIVATAN, S.; WONGWISES, S. A comparative study on the performance of HFO-1234yf and HFC-134a as an alternative in automotive air conditioning systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 110, p. 1091-1100, 2017.

DENSO DO BRASIL LTDA. **Sobre a Denso**. 2023. Disponível em: <https://www.denso.com.br/pt/about-us/company-information/dnbr/>. Acesso em: 26 fev. 2023.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. **University of California Publications in Engineering**, v. 2, p. 443–461, 1930. Disponível em: <https://www.scirp.org/reference/referencespapers?referenceid=2279571>. Acesso em: 26 fev. 2023.

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções**. São Paulo: Hemus, 2004.

F-CHART SOFTWARE. **EES_REFPROP Interface**. 2024. Disponível em: <https://fchartsoftware.com/ees/ees-refprop.php>. Acesso em: 08 abr. 2024.

INMETRO GUM, 2008. **Guia para a Expressão de Incerteza de Medição - GUM - Avaliação de Dados de Medição**. Disponível em: https://www.gov.br/inmetro/pt-br/centrais-de-conteudo/publicacoes/documentos-tecnicos-em-metrologia/gum_final.pdf/view. Acesso em: 10 mai. 2024.

JABARDO, J. M. S.; MAMANI, W. G.; IANELLA, M. R. Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 1157–1172, 2002. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700702000026>. Acesso em: 26 fev. 2023.

JANKOVIĆ, Z.; ATIENZA, J. S.; SUÁREZ, J. A. M. Thermodynamic and heat transfer analyses for R1234yf and R1234ze(E) as drop-in replacements for R134a in a small power refrigerating system. **Applied Thermal Engineering**, v. 80, p. 42-54, 2015. Doi 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.041

KIGALI. **Emenda de Kigali**. 2024. Disponível em: <https://kigali.org.br/emenda-de-kigali/>. Acesso em: 31 mai. 2024.

KLIMENKO, V. V. A generalized correlation for two-phases forced flow heat transfer: second assessment. **International Journal of heat and mass transfer**, v. 31, p. 541–552,

1988. Disponível em: <https://iifir.org/en/fridoc/a-generalized-correlation-for-two-phase-forced-flow-heat-transfer-90546>. Acesso em: 26 fev. 2023.

KULKARNI, S.; CHAVALI, S.; DIKSHIT, S. A review on analysis of Vapour Compression Refrigeration System (VCRS) for its performance using different ecofriendly refrigerants and Nanofluids. **Materials Today: Proceedings**, v. 72 p. 878–883, 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2214785322058953>. Acesso em: 26 fev. 2023.

KUWAR, Y. V.; NARASIMHAM G. S. V. L. Performance of Automotive Air Conditioning System with R-134a and R-1234yf. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**, v. 28, 2020. Disponível em: <https://www.kci.go.kr/kciportal/ci/sereArticleSearch/ciSereArtiView.kci?sereArticleSearchBean.artiId=ART002602534>. Acesso em: 26 fev. 2023.

LEE, T.; SHIN, K.H.; KIM, J.; JUNG, D.; KIM, J.H. Design optimization of external variable displacement compressor with R-1234yf for vehicle air conditioning system. **Applied Thermal Engineering**, v. 198, 117493, nov. 2021. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S135943112100925X>. Acesso em: 26 fev. 2023.

LEE, Y; JUNG, D. A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 35, march 2012, p. 240-242. Doi <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.004>

LI, H.; TANG, K. A comprehensive study of drop-in alternative mixtures for R134a in a mobile air-conditioning system. **Applied Thermal Engineering** v. 203, 2022. Doi [10.1016/j.applthermaleng.2021.117914](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117914)

LI, W. Simplified steady-state modeling for variable speed compressor. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, 2013. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431112005649>. Acesso em: 26 fev. 2023.

MOTOR1. **Duster Oroch e Saveiro são os últimos carros sem ar-condicionado**. 2022. Nicolas Tavares. Disponível em: <https://motor1.uol.com.br/news/562155/dusteroroch-saveiro-sem-arcondicionado-brasil/>. Acesso em: 26 set. 2022.

MINOR, B; SPATZ, M. **HFO-1234yf Low GWP Refrigerant Update**. In: INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE, Purdue, USA, 2008. Disponível em: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/937/>. Acesso em: 26 set. 2022.

PABON, J. J. G.; KHOSRAVI, A.; FLORES, J.M.B; MACHADO, L.; REVELLIN, R. Applications of refrigerant R-1234yf in heating, air conditioning and refrigeration systems: a decade of researches. **International Journal of Refrigeration**, v. 118, p. 104–113, 2020. Doi <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.06.014>

PARSONS, K. **Human Thermal Environments: The effects of hot, moderate, and cold environments on human health, comfort and performance**. 3. ed. Boca Raton, Fl: Taylor & Francis Group, 2002. 626 p. Doi <https://doi.org/10.1201/b16750>

SHAH, R. K. Compact heat exchangers. *In*: BERGLES, A. E.; ROSENOW, W. M. **Techniques to augment heat transfer reading**: handbook of heat transfer applications. New York: McGraw-Hill, 1985. Cap. 4.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar-condicionado**. São Paulo, SP: McGraw Hill do Brasil Ltda.,1985.

VASHISHT, S.; RAKSHIT, D. Recent advances and sustainable solutions in automobile air conditioning systems. **Jornal of Cleaner Production**, v. 329, 129754, 2021. Doi 10.1016/j.jclepro.2021.129754

YANG, C.Y.; WEBB, R.L., Friction pressure drop of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without micro-fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 39, n. 4, p. 801–809, 1996. Doi [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(95\)00151-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00151-4)

ZHANG, Z.; WANG, J.; FENG, X.; CHANG, L.; CHEN, Y.; WANG, W. The solutions to electric vehicle air conditioning systems: a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 91, p. 443–463, Aug. 2018. Doi <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.005>

ZONG, S.; WANG, W.; YIN, X.; SONG, Y.; HUANG, L.; CAO, F.; ZHANG, Z.; WANG, B. Evaluation of energy-saving potential and cabin thermal comfort for automobile CO₂ heat pump. **Applied Thermal Engineering**, v. 228, 120339, June 2023. Doi <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120339>

APÊNDICE A – Estimativa das incertezas de medição

Este apêndice apresenta o procedimento utilizado conforme o Guia para Expressão da Incerteza de Medição (2008), onde a estimativa da incerteza padrão combinada $u_c(y)$ é a raiz quadrada positiva da variância combinada $u_c^2(y)$, que é dada por

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\delta f}{\delta x_i} \right)^2 u^2(x_i). \quad (50)$$

Conforme apresentada na Tabela 4, os valores de incertezas medidos foram extrapolados aos valores calculados que estão apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Incerteza padrão combinada

Variável	Incerteza calculada
Temperatura de saturação condensador	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
Temperatura de saturação evaporador	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
Temperatura de super aquecimento	$\pm 1,0^\circ\text{C}$
Temperatura de sub-resfriamento	$\pm 1,0^\circ\text{C}$
Capacidade de refrigeração	$\pm 430 \text{ W}$

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

APÊNDICE B – Correlação entre a intensidade do ventilador e a vazão mássica

A Tabela 8 apresenta os valores fornecidos pelo fabricante da correlação entre a intensidade do ventilador do evaporador conforme apresentado na Figura 18 com a vazão mássica de ar que atravessa o evaporador.

Tabela 8 – Intensidade do ventilador e a vazão mássica de ar

Intensidade da velocidade do ventilador	Vazão mássica de ar do ventilador do evaporador
1	112 kg/h
2	222 kg/h
3	286 kg/h
4	361 kg/h

Fonte: Elaborado pelo autor (2023).