



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Leonardo Toigo Caron

**ANÁLISE NUMÉRICA DE SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR VEICULAR
COM MÚLTIPLOS EVAPORADORES**

Florianópolis
2023

Leonardo Toigo Caron

**ANÁLISE NUMÉRICA DE SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR VEICULAR
COM MÚLTIPLOS EVAPORADORES**

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

Orientador: Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr. Eng

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

Florianópolis

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Caron, Leonardo Toigo

Análise numérica de sistema de condicionamento de ar
veicular com múltiplos evaporadores / Leonardo Toigo
Caron ; orientador, Christian Johann Losso Hermes,
coorientador, Diogo Lôndero da Silva, 2023.

98 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Análise numérica de sistema
de condicionamento de ar veicular com múltiplos
evaporadores. I. Hermes, Christian Johann Losso. II.
Silva, Diogo Lôndero da. III. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
IV. Título.

Leonardo Toigo Caron

**ANÁLISE NUMÉRICA DE SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR VEICULAR
COM MÚLTIPLOS EVAPORADORES**

O presente trabalho em nível de Mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Saulo Güths, Dr.
UFSC

Prof. Enio Pedone Bandarra Filho, Dr.
UFU

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 Mecânica.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Prof. Christian Johann Losso Hermes, Dr. Eng
Orientador

Prof. Diogo Lôndero da Silva, Dr. Eng
Coorientador

Florianópolis, 2023.

Dedico este trabalho à minha família.

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal de Santa Catarina, ao Departamento de Engenharia Mecânica e à todos os professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela infraestrutura e formação durante toda a trajetória.

Aos laboratórios POLO pela infraestrutura, auxílio e conhecimentos concedidos ao longo do desenvolvimento do trabalho.

Aos meus orientadores Christian Hermes e Diogo Lôndero pela oportunidade, os conhecimentos transmitidos e a objetividade, os quais possibilitaram a realização do trabalho.

Aos meus pais Augustinho Caron e Léia Caron, à minha irmã Bianca Caron e ao meu afilhado Guilherme Aiolfi Caron, pelo apoio e incentivo incondicional nesta trajetória, o suporte de toda a família foi essencial pois sem eles nada seria possível.

Aos amigos e colegas Eduardo Benczik, Bhertrand Gomes, Fábio Melo, Gustavo Ardigó, Rodolfo Espindola, Guilherme Senger, Luiz Braun, Márcio Demetrio e Diego Marchi por todo o apoio, conhecimento, suporte, risadas e dores compartilhadas durante todo o ciclo do mestrado.

À todos os demais colegas, pesquisadores e engenheiros do POLO que compartilharam experiências e conhecimentos que contribuíram de alguma forma com a finalização do trabalho de mestrado e com meu crescimento como engenheiro, pesquisador e profissional.

*"Faça o teu melhor, nas condições que você tem,
enquanto não tem condições melhores para fazer melhor ainda"*

Mario Sergio Cortella

RESUMO

O condicionamento de ar veicular exerce um papel essencial na economia e desenvolvimento da sociedade atual. Estima-se que 1 bilhão de unidades estão em operação globalmente. Um sistema de condicionamento de ar de um veículo é responsável pelo conforto térmico e segurança dos passageiros. Isto significa manter uma temperatura controlada durante períodos de verão e inverno, além de remover umidade, promover a circulação de ar e o desembaçamento dos vidros do veículo. O projeto do sistema deve levar em consideração a eficiência energética, o volume ocupado e a massa total dos componentes utilizados. Para o veículo, o consumo de energia do sistema de condicionamento de ar é resultante não só da potência consumida pelos componentes, mas também da massa adicional que o veículo precisa movimentar. Nesse contexto, o objetivo do presente trabalho consiste em analisar numericamente um sistema de condicionamento de ar veicular com múltiplos evaporadores promovendo melhorias tanto para os trocadores de calor como para o compressor. Modelos matemáticos foram desenvolvidos para cada componente, os quais foram integrados para permitir a simulação do desempenho termodinâmico do sistema. Uma base de dados experimental de um sistema com dois evaporadores foi utilizada para a validação do modelo. O projeto de um novo condensador e dois evaporadores do tipo microcanal, em substituição aos trocadores de calor do tipo tubo-aleta originalmente empregados, foi realizado com o intuito de aumentar a eficiência e de reduzir massa. Da mesma forma, o compressor original foi substituído por um compressor elétrico de corrente contínua. Como resultado, foi obtido um sistema equivalente que fornece a mesma capacidade de refrigeração do sistema original, mas com uma massa total 56 % menor e um COP 43 % maior. Um inventário de massa de fluido refrigerante foi realizado para verificação do impacto da alteração do volume interno do sistema sobre a carga de refrigerante, onde uma redução de 10 % foi obtida.

Palavras-chave: Condicionamento de ar veicular, trocador microcanal, eficiência energética, compressor elétrico, análise numérica.

ABSTRACT

Automotive air conditioning plays an essential role in the economy and development of today's society. It is estimated that 1 billion units are in operation globally. A vehicle's air conditioning system is responsible for the thermal comfort and safety of passengers. This means maintaining a controlled temperature during summer and winter periods, as well as removing humidity, promoting air circulation, and defogging the vehicle's windows. The design of the system must take into account energy efficiency, occupied volume, and the total mass of the components used. For the vehicle, the energy consumption of the air conditioning system results not only from the power consumed by the components but also from the additional mass that the vehicle needs to carry. In this context, the objective of this study is to numerically analyze a vehicle air conditioning system with multiple evaporators, promoting improvements for both heat exchangers and the compressor. A mathematical model was developed for each component, which were integrated to allow the simulation of the system's thermodynamic performance. An experimental database of a system with two evaporators obtained in the laboratory was used to validate the model. The design of a new microchannel condenser and two evaporators, replacing the originally used tube-fin heat exchangers, was performed with the aim of increasing efficiency and reducing mass. Similarly, the original compressor was replaced by a direct current electric compressor. As a result, an equivalent system was obtained that provides the same cooling capacity as the original system but with a 56 % lower total mass and a 43 % higher COP (Coefficient of Performance). A refrigerant mass inventory was conducted to verify the impact of the change in the system's internal volume on the refrigerant charge, where a 10 % reduction was observed.

Keywords: Automotive air conditioning, microchannel heat exchanger, energy efficiency, electric compressor, numerical analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação do ciclo refrigeração padrão	21
Figura 2 – Condicionamento de ar em veículos a combustão	21
Figura 3 – Soluções para sistema com bomba de calor	23
Figura 4 – Trabalhos e citações, palavras chave (palavras chave: <i>vehicle air conditioning</i>)	25
Figura 5 – Condicionamento de ar em veículos elétricos - modelo proposto por Suzuki e Ishii (1996)	28
Figura 6 – Comparativo entre R-12 e mistura R-290/R-600a	29
Figura 7 – Representação esquemática do modelo com múltiplos evaporadores avaliado por Zhu <i>et al.</i> (2013)	29
Figura 8 – Representação esquemática do sistema avaliado por Ko, Thu e Miyazaki (2021)	30
Figura 9 – Sistema Nissan Leaf adaptado por Feng e Hrnjak (2016b)	31
Figura 10 – Composição das eficiências do sistema de refrigeração	31
Figura 11 – Circuito de refrigeração para resfriamento da bateria	32
Figura 12 – Representação geométrica - (a) Trocador de calor e (b) elemento do tubo do trocador de calor	35
Figura 13 – Fluxograma do modelo numérico do condensador	37
Figura 14 – Fluxograma do modelo numérico do evaporador	43
Figura 15 – Balanço de energia no compressor	46
Figura 16 – Ciclo com dois evaporadores	48
Figura 17 – Fluxograma do modelo numérico do sistema	50
Figura 18 – Sistema com evaporadores em paralelo	52
Figura 19 – Diagrama p-h do sistema com evaporadores em paralelo	53
Figura 20 – Bancada calorimétrica	53
Figura 21 – Esquema da bancada calorimétrica	54
Figura 22 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - (a) vazão mássica deslocada e (b) potência consumida pelo compressor	57
Figura 23 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - (a) calor trocado pelo compressor e (b) temperatura na descarga	58
Figura 24 – Calor dissipado condensador	58
Figura 25 – Perda de carga condensador	59
Figura 26 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - calor total evaporador (a) <i>cockpit</i> e (b) cabine	59
Figura 27 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - calor sensível evapora- dor (a) <i>cockpit</i> e (b) cabine	60
Figura 28 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - calor latente evapora- dor (a) <i>cockpit</i> e (b) cabine	60
Figura 29 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - queda de pressão evaporador (a) <i>cockpit</i> e (b) cabine	61
Figura 30 – Resíduos do balanço de energia (a) global e do (b) condensador	61

Figura 31 – Resíduos dos evaporadores da (a) cabine e (b) <i>cockpit</i>	62
Figura 32 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - (a) vazão mássica e (b) capacidade de refrigeração	62
Figura 33 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - capacidade de refrigeração evaporador (a) <i>cockpit</i> e (b) cabine	63
Figura 34 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - (a) Coeficiente de Performance (COP) e (b) potência	63
Figura 35 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - pressão de (a) condensação e (b) sucção	64
Figura 36 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - pressão de evaporação do (a) <i>cockpit</i> e (b) cabine	64
Figura 37 – Sensibilidade da pressão de condensação por temperatura do ar no condensador	65
Figura 38 – Sensibilidade da (a) vazão mássica de fluido refrigerante e (b) razão de pressão por temperatura do ar no condensador	65
Figura 39 – Sensibilidade da pressão de sucção por temperatura do ar no condensador .	66
Figura 40 – Sensibilidade da pressão de (a) condensação e (b) sucção por vazão de ar no condensador	67
Figura 41 – Sensibilidade da (a) vazão mássica de fluido refrigerante e (b) razão de pressão por vazão de ar no condensador	67
Figura 42 – Sensibilidade da pressão de (a) condensação e (b) sucção por vazão de ar no evaporador	68
Figura 43 – Sensibilidade da (a) vazão mássica e (b) razão de pressão por vazão de ar no evaporador	68
Figura 44 – Sensibilidade da (a) pressão de sucção e (b) razão de pressão por umidade relativa	69
Figura 45 – Sensibilidade das (a) temperaturas e (b) transferência de calor por umidade relativa	69
Figura 46 – Comparativo entre sistemas - (a) pressão de condensação e (b) calor	72
Figura 47 – Comparativo entre sistemas - (a) Vazão mássica e (b) pressão de sucção . .	73
Figura 48 – Comparativo entre sistemas - (a) Potência e (b) capacidade de refrigeração .	73
Figura 49 – Comparativo entre sistemas - Pressão de evaporação (a) cabine e (b) <i>cockpit</i>	74
Figura 50 – Comparativo entre sistemas - (a) Pressão de sucção e (b) vazão mássica . . .	75
Figura 51 – Comparativo entre sistemas - Capacidade de refrigeração (a) cabine e (b) <i>cockpit</i>	75
Figura 52 – Comparativo entre sistemas - Capacidade de refrigeração (a) cabine e (b) <i>cockpit</i>	77
Figura 53 – Comparativo entre sistemas - (a) Potência consumida e (b) capacidade total de refrigeração	77
Figura 54 – Distribuição de massa dos componentes por trocador de calor no sistema (a) referência e (a) microcanal	79

Figura 55 – Projeto do (a) evaporador <i>cockpit</i> , (b) evaporador cabine e (c) condensador microcanal	79
Figura 56 – Validação compressor elétrico DC para (a) vazão mássica de fluido refrigerante e (b) potência	80
Figura 57 – Comparativo entre sistemas - Capacidade de refrigeração evaporador (a) <i>cockpit</i> e (b) cabine	80
Figura 58 – Comparativo entre sistemas - (a) Capacidade de refrigeração e (b) potência consumida	81
Figura 59 – COP do sistema	81
Figura 60 – Massa dos trocadores de calor e compressor - Sistema de (a) referência e (b) microcanal com compressor elétrico	82
Figura 61 – Comparativo entre sistemas - Capacidade de refrigeração e potência consumida em função da (a) temperatura do ar do evaporador, (b) temperatura do ar do condensador, (c) vazão de ar do condensador e (d) umidade relativa do ar dos evaporadores	83
Figura 62 – Comparativo entre sistemas - Fator de calor sensível (FCS) e pressão de sucção em função da (a) temperatura do ar do evaporador, (b) temperatura do ar do condensador, (c) vazão de ar do condensador e (d) umidade relativa do ar dos evaporadores	84
Figura 63 – Validação do inventário de massa	85
Figura 64 – Inventário de massa - sistema referência	86
Figura 65 – Volume interno das mangueiras	86
Figura 66 – Sensibilidade das correlações - sistema microcanal	87
Figura 67 – Inventário de massa - sistema microcanal	87
Figura 68 – Inventário de massa trocadores de calor	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades dos fluidos refrigerantes	20
Tabela 2 – Trabalhos condicionamento de ar veicular	26
Tabela 3 – Correlações modelo numérico do condensador	37
Tabela 4 – Correlações modelo numérico do evaporador	44
Tabela 5 – Correlações utilizadas para fração de vazio	51
Tabela 6 – Especificação técnica dos componentes instalados na bancada do laboratório de sistemas AVAC veiculares	54
Tabela 7 – Incerteza de medição	55
Tabela 8 – Coeficientes modelo compressor	57
Tabela 9 – Condição de teste sistema de referência	71
Tabela 10 – Parâmetros geométricos dos trocadores de calor referência tubo aleta	71
Tabela 11 – Parâmetros geométricos do condensador microcanal	72
Tabela 12 – Parâmetros geométricos dos evaporadores microcanal	74
Tabela 13 – Parâmetros geométricos dos evaporadores microcanal - reprojeto	76
Tabela 14 – Parâmetros geométricos dos evaporadores microcanal - reprojeto	78
Tabela 15 – Comparativo de massa entre os trocadores de calor	78
Tabela 16 – Comparativo de massa entre sistemas	82
Tabela 17 – Dados obtidos de catálogo de um compressor elétrico	98

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ACS	<i>Air conditioning system</i>
CAD	<i>Computer-aided design</i>
COP	Coeficiente de Performance
FCS	Fator de calor sensível
GWP	<i>Global warming potential</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	Área mínima de passagem	$[m^2]$
A	Área da superfície	$[m^2]$
Bo	Número de ebulição	[-]
C_r	Razão entre taxas de capacidade térmica	[-]
Co	Número de convecção	[-]
C	Fração de espaço morto	[-]
D_c	Diâmetro do colarinho	$[m]$
D_h	Diâmetro hidráulico do trocador de calor	$[m]$
D	Diâmetro do tubo	$[m]$
F_p	Espaçamento entre aletas	$[m]$
F_{st}	Parâmetro de correção	[-]
Fr	Número de Froude	[-]
G	Fluxo mássico	$[kg/m^2s]$
J_g	Velocidade adimensional do vapor	[-]
J	Parâmetro adimensional	[-]
Le	Número de Lewis	[-]
L	Comprimento do tubo	$[m]$
NF	Número de fileiras de tubos	[-]
NUT	Número de unidades de transferência	[-]
Nu	Número de Nusselt	[-]
N	Rotação do compressor	$[rps]$
P_l	Espaçamento horizontal entre tubos	$[m]$
P_r	Razão entre pressão do fluido e pressão crítica	[-]
P_t	Espaçamento vertical entre tubos	$[m]$
Pr	Número de Prandtl	[-]
P	Pressão	$[Pa]$
Re	Número de Reynolds	[-]
T	Temperatura	$[K]$
UA	Coefficiente global de transferência de calor	$[W/K]$
V_{sw}	Volume deslocado pelo compressor	$[m^3]$
We	Número de Weber	[-]
Z	Parâmetro adimensional	[-]
\bar{T}	Temperatura média	$[K]$
\dot{C}_{min}	Taxa de capacidade térmica mínima	$[W/K]$
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	$[W]$
\dot{V}_{sw}	Taxa de deslocamento volumétrico	$[m^3/s]$
\dot{W}_{loss}	Quarto coeficiente para ajuste - potência consumida	[-]
\dot{W}	Potência consumida	$[W]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$

\dot{h}_m	Coeficiente convectivo de transferência de massa	$[kg_{ar}/m^2s]$
\dot{h}	Coeficiente convectivo de transferência de calor	$[W/m^2K]$
a_1	Primeiro coeficiente para ajuste - potência consumida	[-]
a_2	Segundo coeficiente para ajuste - potência consumida	[-]
a_3	Terceiro coeficiente para ajuste - potência consumida	[-]
b_1	Primeiro coeficiente para ajuste - eficiência volumétrica	[-]
b_2	Segundo coeficiente para ajuste - eficiência volumétrica	[-]
c_1	Primeiro coeficiente para ajuste - temperatura da carcaça	[-]
c_2	Segundo coeficiente para ajuste - temperatura da carcaça	[-]
c_3	Terceiro coeficiente para ajuste - temperatura da carcaça	[-]
c_p	Calor específico à pressão constante	$[J/kgK]$
dp	Terceiro coeficiente para ajuste - eficiência volumétrica	[-]
f	Fator de atrito	[-]
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
h_{lv}	Entalpia de vaporização	$[J/kg]$
h	Entalpia específica	$[J/kg]$
j	Fator de Colburn	[-]
k	Coeficiente isentrópico	[-]
m	Massa	$[kg]$
q''	Fluxo de calor	$[W/m^2]$
r_d	Razão de deslocamento	[-]
v	Volume específico	$[m^3/kg]$
x	Título do escoamento	[-]

LETRAS GREGAS

Δ	Varição	[-]
Φ	Multiplicador bifásico	[-]
α	Fração de vazio	[-]
$\bar{\omega}$	Umidade absoluta média	[-]
δ	Espessura	[m]
η_g	Eficiência global	[-]
η_v	Eficiência volumétrica	[-]
η	Efetividade da superfície	[-]
κ	Condutividade térmica	[W/mK]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/ms]
ω	Umidade absoluta	[kg _{água} /kg _{ar,seco}]
ψ	Razão entre coeficiente de transferência de calor bifásico e monofásico	[-]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial ou fração de passagem do trocador de calor	[-]
θ	Ângulo do corrugado	[°]
ε	Efetividade do trocador de calor	[-]
φ	Parâmetro para correlação de perda de carga	[Pa/m]
ξ	Coefficiente de atrito	[-]
ζ	Coefficiente de atrito	[-]

SUBSCRITOS

() _{amb}	Ambiente
() _{bf}	Bifásico
() _{cb}	Cabine
() _{ck}	<i>Cockpit</i>
() _{cond}	Condensador
() _{cp}	Compressor
() _{des}	Descarga
() _{evap}	Evaporador
() _e	Entrada do volume de controle
() _f	Fluido refrigerante
() _{is}	Isentrópico
() _i	Superfície interna
() _{lat}	Latente
() _l	Líquido
() _{max}	Máximo
() _{mf}	Monofásico
() _{orv}	Orvalho
() _o	Superfície externa
() _{sec}	Seção transversal
() _{sen}	Sensível
() _{shell}	Carcaça
() _{suc}	Sucção
() _s	Saída do volume de controle
() _{total}	Total
() _{tub}	Tubulação
() _v	Vapor
() _w	Superfície do tubo
() _{ar}	Ar

SUMÁRIO

1	Introdução	19
1.1	CONTEXTO	19
1.2	OBJETIVOS	23
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	24
2	Revisão da literatura	25
2.1	SISTEMAS MULTI-ZONA	28
2.2	SÍNTESE DA REVISÃO DA LITERATURA	33
3	Metodologia	34
3.1	TRABALHO COMPUTACIONAL	34
3.1.1	Condensador	35
3.1.1.1	Correlações - modelo condensador	37
3.1.2	Evaporadores	41
3.1.2.1	Correlações - modelo evaporador	43
3.1.3	Compressor	45
3.1.4	Modelo matemático do sistema	47
3.1.5	Inventário de massa de fluido refrigerante	49
3.2	TRABALHO EXPERIMENTAL	52
3.3	SÍNTESE DA METODOLOGIA	55
4	Resultados	56
4.1	VALIDAÇÃO DO MODELO	56
4.2	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	64
4.3	REPROJETO DO SISTEMA	70
4.3.1	Condensador	72
4.3.2	Evaporadores	73
4.3.3	Compressor DC	79
4.4	COMPARATIVO DE DESEMPENHO	82
4.5	INVENTÁRIO DE MASSA DE FLUIDO REFRIGERANTE	85
5	Conclusões	89
	Referências Bibliográficas	91
	APÊNDICE A Dados compressor elétrico	98

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO

O condicionamento de ar veicular exerce um papel essencial na economia e desenvolvimento da sociedade atual. Estima-se que 1 bilhão de unidades de condicionamento de ar para tais aplicações estão em operação globalmente (IIR, 2019).

O sistema de condicionamento de ar de um veículo é responsável pelo conforto térmico e segurança dos passageiros. Isto significa manter uma temperatura controlada durante períodos de verão e inverno, além de remover umidade e promover a circulação de ar e o desembaçamento dos vidros do veículo. Além disso, o projeto do sistema deve levar em consideração a eficiência energética, o volume ocupado e a massa total dos componentes utilizados. Para o veículo, o consumo de energia do sistema de condicionamento de ar (ACS, do inglês *air conditioning system*) é resultante não só da potência consumida pelos componentes, mas também na massa adicional que o veículo precisa deslocar (DA SILVA; MELO, 2019).

O primeiro protótipo de veículo com ar condicionado foi apresentado pela empresa norte americana General Motors, e instalado em um Cadillac no ano de 1939. Ainda em 1939, a também norte americana Packard Motor Company foi a primeira montadora a oferecer um sistema de condicionamento de ar para resfriamento e aquecimento, a qual utilizava R-12 como fluido refrigerante. Na época, o sistema era instalado na traseira do veículo (BHATTI, 1999).

Apesar de ser considerado item de luxo na época, este tipo de sistema apresentava dois grandes problemas: o sistema não só funcionava apenas com ar recirculado, de modo que nenhum ar fresco era repostado na cabine, mas também operava sem qualquer tipo de controle, obrigando o condutor a sair do veículo para desconectar o sistema manualmente. Posteriormente, um modelo Cadillac foi desenvolvido com um sistema de controle acionado, mas posicionado no banco traseiro do carro, a quase 1,8 m do motorista (BHATTI, 1999).

Por volta de 1953, a Harrison Radiator Division da General Motors apresentou um sistema revolucionário, montado na parte dianteira e embaixo do capô do veículo, criando a patente americana nº 2.831.327 e eliminando a antiga tendência da acomodação do sistema no porta malas dos veículos (HOMES, 1955). A partir de 1957, praticamente todas as montadoras adotaram algum modelo de sistema semelhante àquele apresentado pela General Motors (BHATTI, 1999). No Brasil os sistemas de ar condicionado automotivo começaram a ser comercializados apenas na década de 1960, sendo o Willys Itamaraty considerado como o primeiro veículo com ar condicionado no país (DA SILVA; MELO, 2019).

Em 1974, pesquisas apresentaram as consequências do R-12 na depleção da camada de ozônio. Por volta de 1976, a indústria automotiva identificou o R-134a como substituto e, no ano seguinte, a Harrison Radiator realizou o primeiro teste com R-134a em um modelo Chevrolet. Apesar da identificação do fluido refrigerante substituto, a utilização do R-134a em sistemas de ar condicionado só começou a ser efetiva a partir da declaração do Protocolo de Montreal em 1987. A partir de então a primeira grande alteração nos sistemas deu início, necessitando a revisão de diversos componentes como condensador, compressor e válvulas de expansão (BHATTI, 1999).

A partir da implantação do Protocolo de Kyoto, a utilização do R-134a foi sendo gradativamente reduzida devido ao seu potencial de aquecimento global (GWP). Entre os substitutos do R-134a, pode-se destacar como principais o R-1234yf e R-152a, os quais apresentam inflamabilidade (ZHANG *et al.*, 2018a). A Tabela 1 mostra as principais propriedades dos fluidos refrigerantes utilizados na indústria de refrigeração e condicionamento de ar, nota-se que o R-134a possui GWP maior em relação aos seus possíveis substitutos, entretanto, esses são inflamáveis.

Tabela 1 – Propriedades dos fluidos refrigerantes

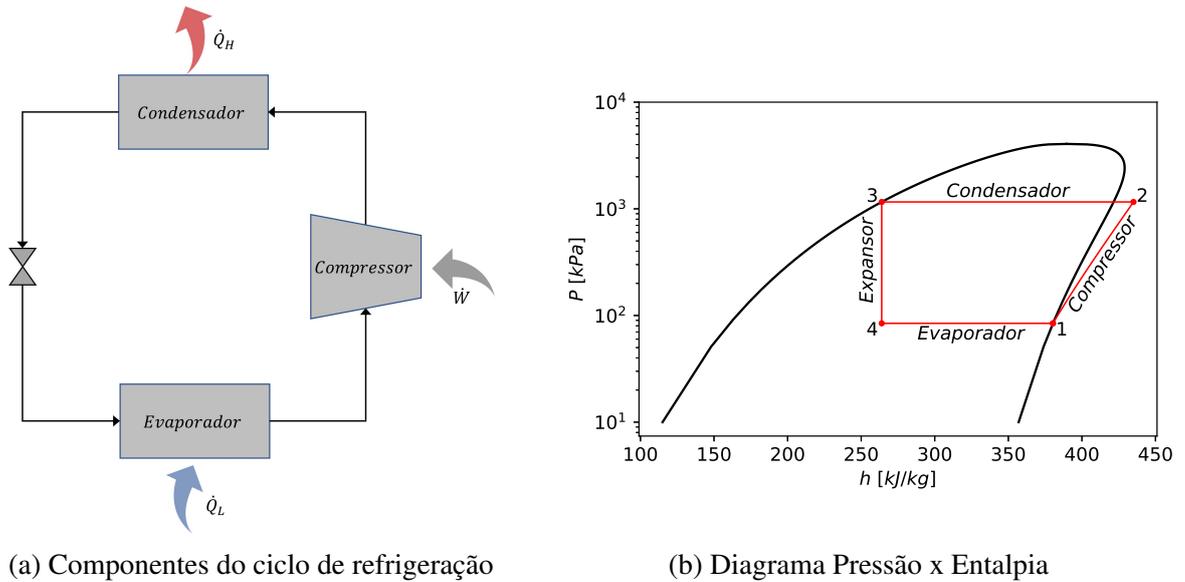
Fluido refrigerante	R134a	R152a	R1234yf	R290	R410A	R32	R744
Fórmula química	CF ₃ CH ₂ F	CHF ₂ CH ₃	CF ₃ CF = CH ₂	CH ₃ CH ₂ CH ₃	CH ₂ F ₂ (50%) + CF ₃ CHF ₂ (50%)	CH ₂ F ₂	CO ₂
Massa molecular (g/mol)	102,03	66,05	114,04	44,1	72,59	52,02	44,0
Temperatura crítica (°C)	101,1	113,3	95	96,7	72,5	78,1	31,1
Pressão crítica (MPa)	4,07	4,52	3,38	4,24	4,95	5,8	7,38
Ponto de ebulição (°C)	-26,1	-25	-30	-42,2	-51,6	-51,6	-78,5
GWP (100 years)	1430	124	4	3	2088	675	1
ODP	0	0	0	0	0	0	0
Grupo*	A1	A2	A2L	A3	A1	A2L	A1
Nível de inflamabilidade (LFL) (% de volume no ar)	-	3,9%	6,2%	2,2%	-	14%	-

*O índice A indica baixa toxicidade. Os índices 1, 2L, 2, e 3 indicam a não propagação de chamas, baixa inflamabilidade, moderada inflamabilidade e alta inflamabilidade, respectivamente.

Fonte: Adaptado de Wu, Zhou e Wang (2020)

Ao longo dos últimos anos, os sistemas de condicionamento de ar têm sido aperfeiçoados e otimizados com inclusões de componentes adicionais e sistemas de controle. Estudos visando a diminuição da carga térmica também têm sido propostos como outra forma de reduzir o consumo de energia dos sistemas atuais. Da Silva e Melo (2019) revisaram as principais tendências no desenvolvimento de condicionamento de ar na indústria brasileira. Neste trabalho, destacaram não só a utilização de trocadores de calor eficientes do tipo microcanal com alto coeficiente de transferência de calor, mas também o aumento do isolamento térmico contra a radiação solar para diminuição da carga térmica. Os autores também avaliaram alternativas para o ciclo de refrigeração com o uso da sucção intermediária, além do controle localizado da temperatura dentro do veículo, visto que em muitos casos os carros estão sendo ocupados por um ou dois passageiros, sem necessidade de manter toda a região da cabine na temperatura desejada.

O ciclo de refrigeração padrão é muitas vezes utilizado como referência para a descrição e análise de sistemas de condicionamento de ar veicular. A Figura 1 mostra o ciclo de refrigeração padrão e seus respectivos componentes. Este ciclo é formado por um processo isentrópico de compressão seguido por uma transferência de calor a pressão constante na região do condensador. Em seguida, há a expansão isentálpica e o ciclo é finalizado pelo processo de transferência de calor a pressão constante no evaporador. No ciclo padrão, o fluido refrigerante encontra-se no estado de líquido e vapor saturado nas saídas do condensador e do evaporador, respectivamente (STOECKER, 1998).



(a) Componentes do ciclo de refrigeração

(b) Diagrama Pressão x Entalpia

Figura 1 – Representação do ciclo refrigeração padrão

Adaptações a este ciclo são amplamente utilizadas na prática de forma a melhorar o desempenho do sistema. Por exemplo, a manutenção de um certo grau de superaquecimento do refrigerante na entrada do compressor é empregada para prevenir o succionamento de líquido na câmara do compressor. O subresfriamento de líquido na saída do condensador também é utilizado com a finalidade de aumentar o efeito refrigerante específico do ciclo.

Os sistemas de condicionamento de ar atualmente utilizados em veículos à combustão contam com arquiteturas simples, normalmente contendo dois trocadores de calor, uma válvula de expansão, um *receiver* e um compressor movido por uma polia acoplada ao motor do carro. Quando o condicionador de ar é acionado, uma embreagem acopla a polia no sistema do compressor, acionando-o. Este sistema acaba sendo dependente da rotação do motor à combustão e, portanto, há situações em que há excesso de capacidade de refrigeração devido a uma rotação alta do motor e baixa demanda térmica, e vice-versa. Para o aquecimento do veículo, o calor rejeitado pelo motor a combustão é utilizado para manter a temperatura da cabine em um patamar confortável (ZHANG *et al.*, 2018a). Componentes adicionais podem ser incluídos de forma a otimizar o circuito, conforme mostra a Figura 2.

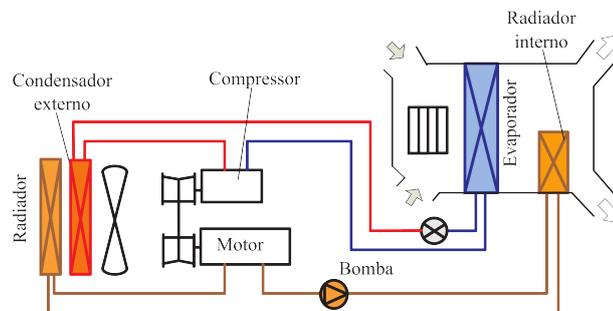


Figura 2 – Condicionamento de ar em veículos a combustão

Fonte: Adaptado de Zhang *et al.* (2018a)

Um aspecto importante deste sistema é a possibilidade do processo de desumidificação

do ar enquanto o aquecimento da cabine é realizado através do radiador interno. Este processo é necessário para evitar o embaçamento do para-brisa, causado pela umidade excessiva presente no veículo.

Nos últimos anos, a procura por veículos de acionamento elétrico se intensificou. Quando comparado aos motores a combustão, os motores elétricos têm baixa emissão de poluentes e gases de efeito estufa, além de possibilitar a utilização de fontes renováveis de produção de energia (QI, 2014). Embora pautado como uma forte alternativa para diminuição da poluição e consumo de combustíveis fósseis, os veículos elétricos apresentam questionamentos quanto à sua viabilidade em larga escala. Vonbun (2017) apresenta uma vasta revisão sobre os impactos econômicos e ambientais devido a utilização de veículos elétricos e híbridos. O estudo aponta que a tecnologia do setor de geração e distribuição de eletricidade influi decisivamente na avaliação do custo benefício deste tipo de veículo. Outro ponto discutido está relacionado às barreiras tecnológicas que afetam custo, durabilidade e autonomia das baterias.

O condicionamento de ar em veículos elétricos, apesar de possuir os mesmos requisitos de controle de temperatura e umidade, tem características diferentes em sua concepção. O compressor não é acoplado mecanicamente ao motor do veículo, mas alimentado pela bateria central do carro com auxílio de uma unidade de controle para o ajuste da rotação do compressor, o que permite reduzir ou aumentar a capacidade de refrigeração conforme a demanda térmica.

Para os veículos elétricos, a arquitetura do ciclo de refrigeração é semelhante àquela destacada anteriormente, uma vez que a mudança de motor não altera as características do processo de refrigeração. A principal diferença entre os dois modelos de veículo está no aquecimento da cabine. Uma vez que o calor dissipado pelo motor elétrico é baixo se comparado àquele produzido pelo motor a combustão, o aquecimento deve ser realizado de forma alternativa (QI, 2014).

Diferentemente dos veículos convencionais, o aquecimento do ar nos automóveis elétricos ainda é desafiador. Dentre as principais soluções para o aquecimento do ar observadas na literatura, a utilização de um sistema com bomba de calor se destaca como uma das principais. Este tipo de sistema é composto por uma arquitetura com múltiplos trocadores de calor. Durante determinadas condições de operação, o sistema utiliza dois evaporadores para realizar o aquecimento (ZHANG *et al.*, 2018a).

A Figura 3a apresenta um sistema com bomba de calor onde são utilizados dois trocadores de calor, compressor, dispositivo de expansão e válvulas adicionais para realizar a inversão do ciclo. Uma das principais vantagens da solução é a simplicidade na sua construção, pois utiliza os mesmos componentes de um ciclo de refrigeração. Entretanto, este circuito não permite realizar a desumidificação do ar enquanto o sistema está no modo aquecimento, inviabilizando a sua utilização (ZHANG *et al.*, 2018b).

De modo a viabilizar a utilização da bomba de calor, o modelo com três trocadores de calor foi desenvolvido, possibilitando a desumidificação do ar e o desembaçamento do para-brisa do veículo. Válvulas adicionais são também necessárias para o seu funcionamento. A inclusão de um terceiro trocador de calor torna a construção deste sistema mais complexa quando comparado ao modelo apresentado anteriormente (ZHANG *et al.*, 2018b). A Figura 3b mostra o circuito do

sistema.

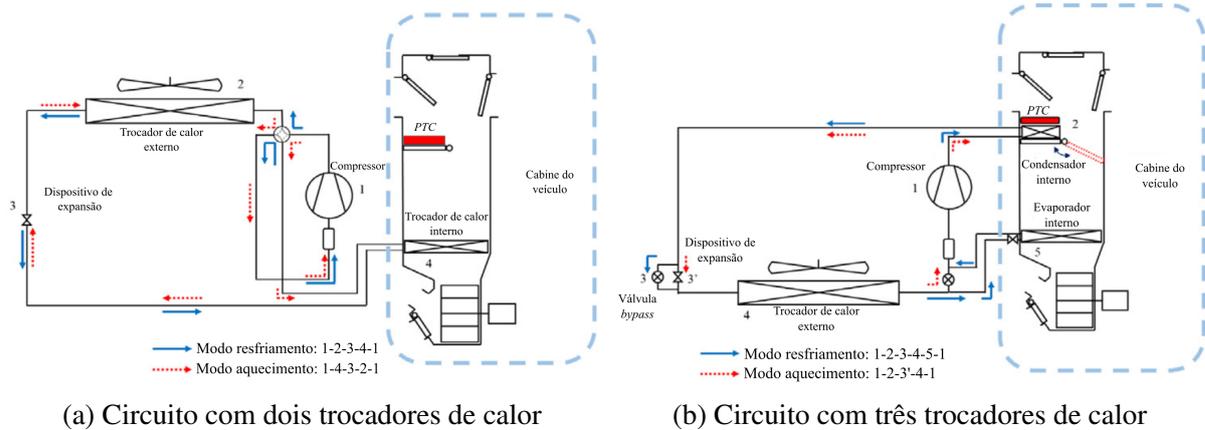


Figura 3 – Soluções para sistema com bomba de calor

Fonte: Adaptado de Zhang *et al.* (2018a)

A utilização de arquiteturas de ciclos de refrigeração com múltiplos evaporadores tem aplicação abrangente na indústria automotiva. A utilização destes ciclos auxilia no controle de temperatura para aplicações onde os ambientes refrigerados encontram-se separados ou apresentam demandas distintas em relação a carga térmica.

Além das melhorias relacionadas a arquitetura do ciclo termodinâmico, a indústria busca frequentemente alterações no sistema e componentes que consigam produzir benefícios relevantes ao projeto em questão. Compressores de velocidade variável, válvulas eletrônicas e controladores para o sistema refrigerado são exemplos frequentes de melhorias para o sistema. Além disso, a utilização de diferentes conceitos de trocadores de calor são também assuntos recorrentes em trabalhos desenvolvidos tanto pelo setor acadêmico quanto industrial.

De modo geral, o projeto de sistemas compactos e de baixo consumo para condicionamento de ar são desejados, uma vez que o sistema afeta diretamente o consumo e a autonomia dos veículos. Os projetos atuais são frequentemente realizados de forma puramente experimental, onde o custo e o tempo necessário são elevados. Por tais motivos, a otimização para estes sistemas é muitas vezes ignorada devido ao excessivo esforço e demanda de recursos. Além disso, observa-se que os estudos experimentais e numéricos que exploram arquiteturas de ciclos com múltiplos evaporadores são escassos na literatura. A aplicação deste tipo de sistema é ampla e, portanto, há oportunidades de melhorias para estas aplicações.

1.2 OBJETIVOS

Com base nestes fatos, o presente trabalho estabelece como objetivo geral analisar numericamente um sistema de condicionamento de ar veicular com múltiplos evaporadores. Para atingir o objetivo geral, são propostos os seguintes objetivos específicos:

- Desenvolver modelos matemáticos para os componentes do sistema em regime permanente;
- Considerar o processo de desumidificação no modelo dos evaporadores;

- Desenvolver um modelo matemático para o sistema de condicionamento de ar com dois evaporadores em regime permanente;
- Validar o modelo matemático com uma base de dados experimental que utilizam trocadores de calor tubo aletado;
- Projetar trocadores de calor do tipo microcanal que apresentem desempenho equivalente ao sistema referência;
- Quantificar a redução de massa do sistema com alteração dos trocadores de calor;
- Realizar o inventário de massa de fluido refrigerante;
- Utilizar o modelo matemático para identificar oportunidades de aumento de eficiência energética.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente documento foi estruturado em cinco capítulos. O primeiro aborda o contexto do trabalho, as motivações e os objetivos. O segundo capítulo apresenta uma revisão da literatura, onde são discutidos os principais estudos com foco em condicionamento de ar automotivo com múltiplos evaporadores. No terceiro capítulo, é detalhado a metodologia experimental e computacional, com uma descrição completa dos modelos numéricos utilizados ao longo de todo o trabalho, além de apresentar os túneis de vento utilizados para o levantamento da base de dados experimental. O quarto capítulo mostra os resultados do presente trabalho, contemplando a validação do modelo matemático, análise de sensibilidade do sistema, reprojeto de todos os trocadores de calor e alteração do compressor, comparativo entre o novo sistema e a referência além de realizar o inventário de massa de fluido refrigerante. Por fim, o capítulo final apresenta as conclusões do trabalho além de sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Publicações e estudos relacionados ao condicionamento de ar em veículos são recorrentes e crescem ano após ano (SCOPUS, 2022). A Figura 4 apresenta o número de publicações e as citações sobre trabalhos relacionados ao condicionamento de ar veicular, onde se nota que o número de publicações triplicou nos últimos dez anos.

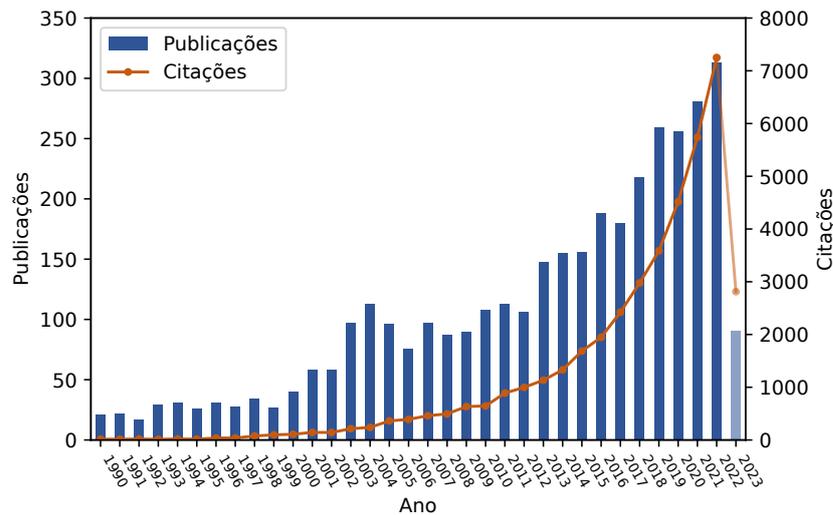


Figura 4 – Trabalhos e citações, palavras chave (palavras chave: *vehicle air conditioning*)

Fonte: Scopus (2022)

A Tabela 2 apresenta algumas publicações e patentes relacionadas ao condicionamento de ar veicular. Os estudos atuais focam, em sua maioria, no condicionamento de ar para veículos elétricos, visto que esta tecnologia tem crescido nos últimos anos. Ainda, como principais frentes de pesquisa estão a utilização do ciclo com bomba de calor para aquecimento e também o gerenciamento térmico da bateria. Para ambos os casos, sistemas com dois evaporadores são frequentemente utilizados.

Os estudos voltados para sistemas com múltiplos evaporadores são, em sua grande maioria, puramente experimentais. Nota-se também que a utilização deste tipo de sistema em aplicações envolvendo diferentes ambientes refrigerados são escassos.

Tabela 2 – Trabalhos condicionamento de ar veicular

Autor	Tema	Nº de evaporadores	Origem	Journal	Aplicação	Abordagem
Suzuki e Ishii (1996)	Condicionamento de ar com bomba de calor	2	EUA	SAE	Veículos elétricos	Experimental
Hotta e Tajiri (1996)	Condicionamento de ar com bomba de calor	1	EUA	Patente	Veículos elétricos	-
Lake, Ziehr e Tagliapietra (2000)	Condicionamento de ar com bomba de calor	1	EUA	Patente	Veículos elétricos	-
Joudi, Mohammed e Aljanabi (2003)	Condicionamento de ar - avaliação diferentes fluidos	1	Iraque	Energy Conversion & Management	Veículos convencionais	Experimental e numérico
Tian e Li (2005)	Simulação do sistema - compressor com deslocamento variável	1	China	Energy Conversion & Management	Veículos convencionais	Numérico
Zhu <i>et al.</i> (2013)	Simulação do sistema - múltiplos evaporadores	2	China	International Journal of Refrigeration	Geral	Numérico
Lee, Kang e Hong (2013)	Condicionamento de ar com bomba de calor	1	EUA	Patente	Veículos elétricos	-
Zou <i>et al.</i> (2014)	Condicionamento de ar com bomba de calor e Gerenciamento térmico da bateria	1	China	International Conference on Applied Energy	Veículos elétricos	Experimental
Ahn <i>et al.</i> (2015)	Simulação do sistema - múltiplos evaporadores e desumidificação	2	Coreia do Sul	Applied Energy	Veículos elétricos	Experimental
Ünal e Yilmaz (2015)	Simulação do sistema com ejetor	2	Turquia	Applied Thermal Engineering	Ônibus	Numérico
Feng e Hrnjak (2016b)	Condicionamento de ar com bomba de calor	1	EUA	SAE	Veículos elétricos	Experimental
Feng e Hrnjak (2016a)	Condicionamento de ar com bomba de calor	1	EUA	International Refrigeration and Air Conditioning Conference	Veículos elétricos	Experimental e numérico

Continua na próxima página...

Tabela 2 – Continuação

Autor	Tema	Nº de evaporadores	Origem	Journal	Aplicação	Abordagem
Kwon <i>et al.</i> (2017)	Condicionamento de ar com bomba de calor e sucção intermediária	1	Coreia do sul	International Journal of Refrigeration	Veículos elétricos	Experimental e numérico
Silva e Cordova (2017)	Condicionamento de ar veicular convencional	1	Brasil	COBEM	Veículos convencionais	Numérico
He <i>et al.</i> (2017)	Condicionamento de ar padrão para veículos elétricos	1	China	International Conference on Applied Energy	Veículos elétricos	Numérico
Yan <i>et al.</i> (2017)	Simulação do sistema para onibus	1	China	International Conference on Applied Energy	Ônibus	Numérico
Zhang <i>et al.</i> (2017)	Gerenciamento térmico da bateria	2	China	International Conference on Applied Energy	Veículos elétricos	Experimental
Cen, Li e Jiang (2018)	Gerenciamento térmico da bateria	2	China	Energy for Sustainable Development	Veículos elétricos	Experimental
Zhang <i>et al.</i> (2020)	Gerenciamento térmico da bateria	2	China	Journal of Thermal Science	Veículos elétricos	Experimental
Galvão (2020)	Condicionamento de ar aeronáutico	2	Brasil	Dissertação de mestrado	Aeronáutico	Experimental e numérico
Ko, Thu e Miyazaki (2021)	Simulação transiente do sistema para diferentes condições	1	Japão	Applied Thermal Engineering	Veículos elétricos	Numérico
Brüggemann, Podgaietsky e Hermes (2022)	Condicionamento de ar dual-zone	2	Brasil	ENCIT	Veículos convencionais	Experimental
Zeng <i>et al.</i> (2022)	Gerenciamento térmico da bateria	2	China	International Journal of Heat and Mass Transfer	Veículos elétricos	Experimental e numérico
Caron, Hermes e Silva (2022)	Simulação do sistema para veículos híbridos	1	Brasil	ENCIT	Veículos elétricos	Numérico

2.1 SISTEMAS MULTI-ZONA

O modelo com três trocadores proposto por Suzuki e Ishii (1996) conta com diversas válvulas de expansão bem como uma válvula de 4 vias para direcionar a vazão de refrigerante. Com esses componentes, o sistema é capaz de resfriar, aquecer e desumidificar o ar além de prover o desembaçamento do vidro dianteiro do veículo. Dependendo das condições de temperatura externa e interna, o trocador de calor externo pode atuar como um condensador ou evaporador. A arquitetura proposta também é capaz de diminuir a carga térmica do veículo, uma vez que o ar fresco pode ser direcionado exclusivamente para o para-brisa, enquanto o ar do interior do veículo entra no sistema de recirculação. O sistema, apresentado na Figura 5, tem sido reconhecido como um dos primeiros trabalhos publicados na área.

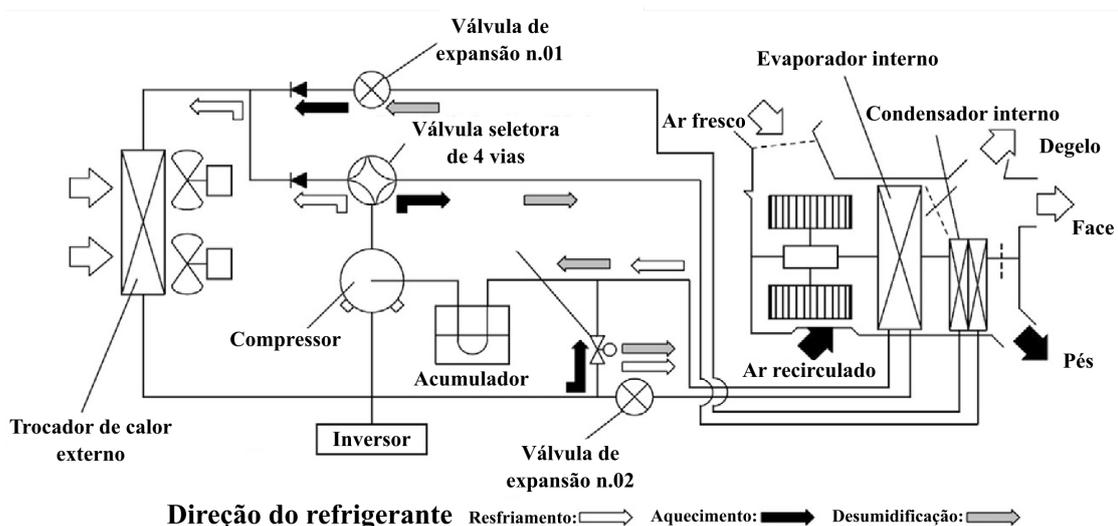


Figura 5 – Condicionamento de ar em veículos elétricos - modelo proposto por Suzuki e Ishii (1996)

Fonte: Adaptado de Suzuki e Ishii (1996)

Joudi, Mohammed e Aljanabi (2003) desenvolveram um modelo computacional para o sistema de um veículo convencional, com o objetivo de avaliar a melhor alternativa para o fluido refrigerante R-12. No total, cinco fluidos foram avaliados: R-12, R-134a, R-290, R-600a, bem como uma mistura de R-290 com R-600a. As análises sugeriram que a mistura era a alternativa mais adequada para a substituição do fluido baseline. Os autores também validaram o modelo experimentalmente, com a utilização de um túnel de vento e câmaras climatizadas para os acomodar os trocadores de calor. Parâmetros como rotação do compressor, carga térmica no evaporador e temperatura ambiente foram consideradas durante o experimento. A Figura 6 apresenta o comparativo da temperatura de saída do ar no evaporador para uma condição de operação, onde se nota que a mistura de fluidos refrigerantes consegue atender às mesmas temperaturas de saída do ar.

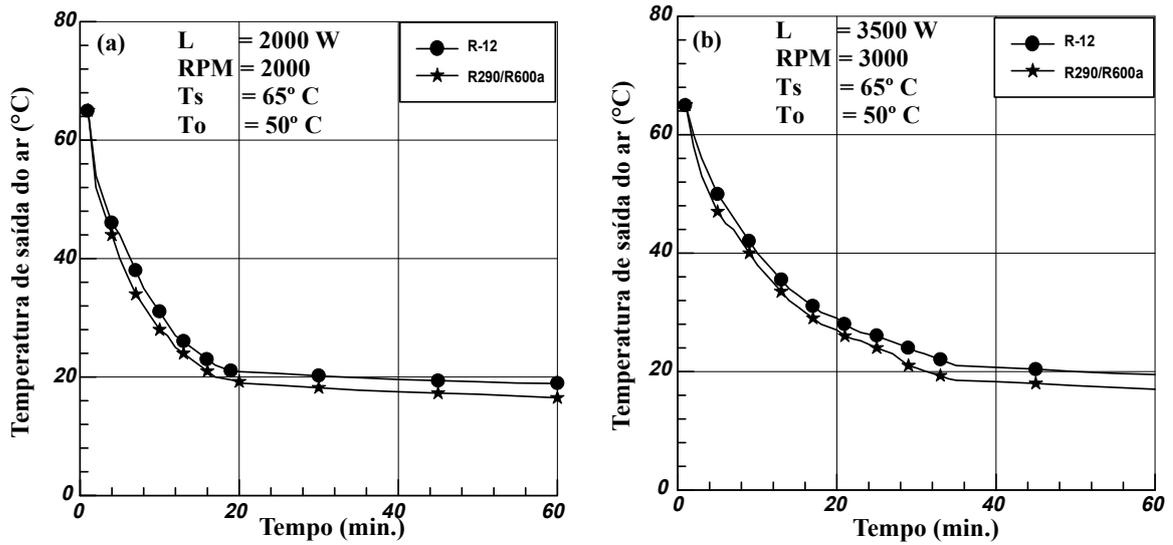


Figura 6 – Comparativo entre R-12 e mistura R-290/R-600a

Fonte: Adaptado de Joudi, Mohammed e Aljanabi (2003)

Zhu *et al.* (2013) desenvolveram dois algoritmos genéricos para a solução de um sistema de condicionamento de ar com múltiplos evaporadores em paralelo, compressor de rotação variável e válvulas eletrônicas. A Figura 7 mostra a representação esquemática do modelo proposto. Os algoritmos foram validados com dados experimentais obtidos da literatura. Para a capacidade de refrigeração, potência consumida e COP, o modelo prevê resultados dentro de uma faixa de $\pm 5\%$. O trabalho também teve como objetivo avaliar o impacto computacional relativo ao tempo de execução dos dois algoritmos implementados. Apesar de haver diferença de tempo de solução entre os dois algoritmos, ambos fornecem a solução para o sistema em tempos de execução inferiores a um segundo.

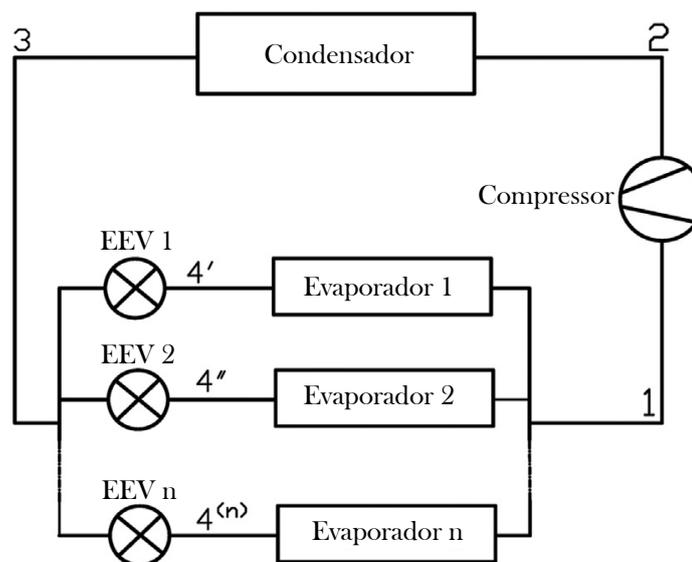


Figura 7 – Representação esquemática do modelo com múltiplos evaporadores avaliado por Zhu *et al.* (2013)

Fonte: Adaptado de Zhu *et al.* (2013)

Um modelo transiente proposto por Ko, Thu e Miyazaki (2021) foi elaborado para acoplar o modelo do sistema de refrigeração juntamente com o modelo da unidade de distribuição de ar e também da cabine do veículo. A Figura 8 mostra a representação esquemática do sistema avaliado. O conjunto possui um compressor, válvula de expansão e múltiplos evaporadores para atender os diferentes modos de funcionamento. O estudo teve como objetivo identificar o consumo de energia durante o tempo de *pull-down* e o acionamento inicial do sistema de condicionamento de ar em diferentes condições de carga térmica. Os resultados apontam que a temperatura inicial da cabine do veículo afeta significativamente o tempo de *pull-down* e o consumo de energia. O aumento de 35 °C para 55 °C na temperatura resulta em um aumento de 150 % no tempo de *pull-down* e de 289 % no consumo de energia.

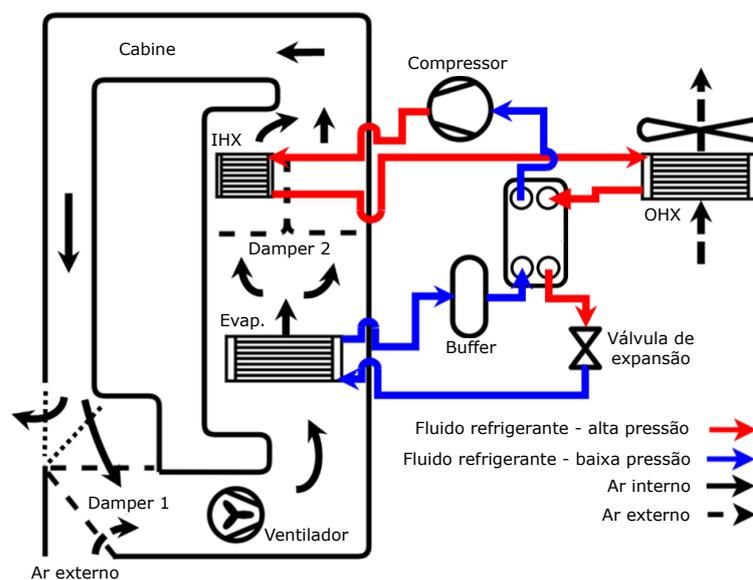
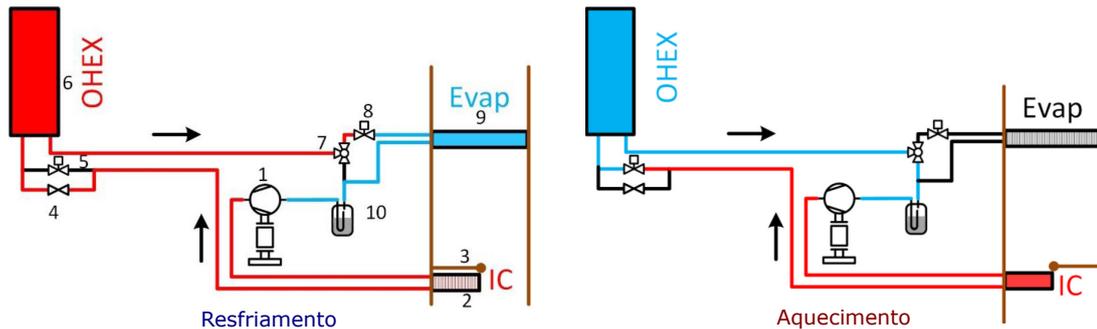


Figura 8 – Representação esquemática do sistema avaliado por Ko, Thu e Miyazaki (2021)

Fonte: Adaptado de Ko, Thu e Miyazaki (2021)

Feng e Hrnjak (2016b) avaliaram o condicionamento de ar do Nissan Leaf constituído por um sistema com bomba de calor e três trocadores de calor. Esse tipo de arquitetura apresentou um desbalanço entre a massa de fluido refrigerante necessária para os ciclos de aquecimento e refrigeração de aproximadamente 300 g. O trabalho também identificou que o correto dimensionamento da válvula de expansão impacta não só a eficiência do ciclo como também a retenção de fluido refrigerante ao longo dos componentes. O controle do sub-resfriamento em uma condição ideal na saída do condensador pode levar a uma redução de até 10 % no consumo de energia. Os autores apontam ainda que o sistema de aquecimento pode não ser suficiente para temperaturas ambiente baixas, de modo que uma resistência elétrica é necessária. A Figura 9 mostra o sistema com três trocadores de calor para as duas condições de funcionamento. Durante a sua operação, a passagem de ar através do condensador é bloqueada com o auxílio de um *damper*.

Galvão (2020) avaliou experimentalmente o sistema de condicionamento de ar por compressão mecânica de vapor para aeronaves executivas. O sistema avaliado consiste em um ciclo com dois evaporadores, um dedicado ao *cockpit* e outro a cabine da aeronave. Com objetivo



1 - Compressor, 2 - Condensador, 3 - Damper, 4 - Válvula bypass, 5 - Trocador de calor externo, 6 - Válvula de expansão, 7 - Válvula de 3 vias, 8 - Válvula de expansão, 9 - Evaporador, 10 - Acumulador

Figura 9 – Sistema Nissan Leaf adaptado por Feng e Hrnjak (2016b)

Fonte: Adaptado de Feng e Hrnjak (2016b)

de identificar pontos de melhoria, diferentes temperaturas e vazões de ar para os trocadores de calor foram avaliados, e seus impactos no desempenho do sistema foram analisados.

Brüggemann, Podgaietsky e Hermes (2022) avaliaram um sistema do tipo *dual-zone* de forma a detalhar o desempenho termodinâmico do ciclo e componentes. O sistema foi caracterizado em túneis de vento do tipo fechado, um para o condensador e outro para o evaporador. Foram avaliadas diferentes condições de temperatura para cada trocador de calor visando replicar múltiplas condições de carga térmica. A eficiência total do sistema foi dividida em duas parcelas, eficiência interna e eficiência externa, em que a primeira está relacionada às irreversibilidades internas do ciclo de refrigeração, enquanto a segunda às irreversibilidades dos trocadores de calor. Além disso, a eficiência interna do ciclo é dividida em dois termos, para identificar as irreversibilidades termodinâmicas associadas ao compressor e aos componentes do ciclo. A Figura 10 mostra a composição das eficiências, considerando as irreversibilidades a nível de componentes e sistema.

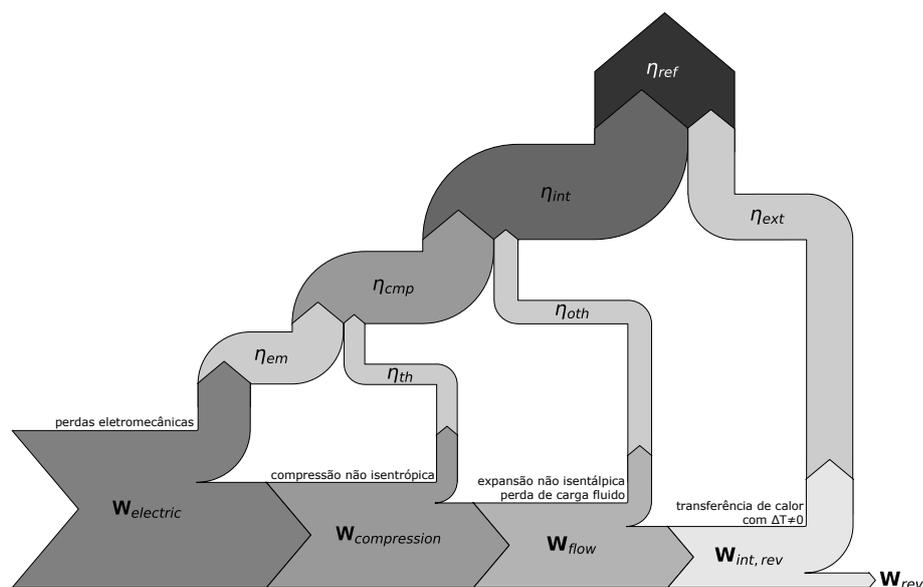


Figura 10 – Composição das eficiências do sistema de refrigeração

Fonte: Adaptado de Brüggemann, Podgaietsky e Hermes (2022)

Além dos trabalhos encontrados na literatura, diversas patentes que contemplam condicionamento de ar foram publicadas. Hotta e Tajiri (1996), por exemplo, apresentaram um sistema para uso em veículos elétricos, o qual consiste em uma arquitetura com a utilização de bomba de calor para o aquecimento. O sistema é composto por três trocadores de calor, válvulas direcionais, compressor e válvula de expansão. Uma unidade de controle gerencia o uso dos trocadores de calor, os quais são posicionados em compartimentos distintos. O sistema é capaz de operar quando o veículo está desligado, através de uma fonte de alimentação diferente daquela usada para acionar o veículo. Lake, Ziehr e Tagliapietra (2000), por sua vez, desenvolveram um circuito para o condicionamento de ar e um sistema de controle para o aquecimento em veículos elétricos. Quando o veículo é acionado, o sistema de bomba de calor juntamente com uma resistência elétrica fornecem o aquecimento do ar. O controle do veículo determina a proporção de uso da resistência elétrica para auxiliar o aquecimento da cabine.

Recentemente, o estudo sobre o gerenciamento térmico da bateria dos veículos elétricos tem ganhado relevância, como forma de otimizar a vida útil e autonomia das baterias. A utilização do sistema de refrigeração para arrefecimento da bateria é uma das possíveis soluções para o controle da temperatura do componente. Entre as principais soluções apresentadas na literatura, os sistemas com dois evaporadores apresentam maior viabilidade técnica, onde um segundo evaporador dedicado para a bateria pode ser inserido em série ou paralelo com o evaporador da cabine do veículo (LIANG *et al.*, 2021).

A Figura 11 apresenta duas soluções para o sistema de arrefecimento da bateria, ambas as soluções são constituídas por ciclos com dois evaporadores. O ciclo direto, apresentado na Figura 11a, consiste na utilização de um segundo evaporador em contato direto com a bateria. Enquanto o ciclo indireto, apresentado na Figura 11b, consiste no resfriamento de um fluido, através de um segundo evaporador, e este troca calor com a bateria por meio de um *chiller*.

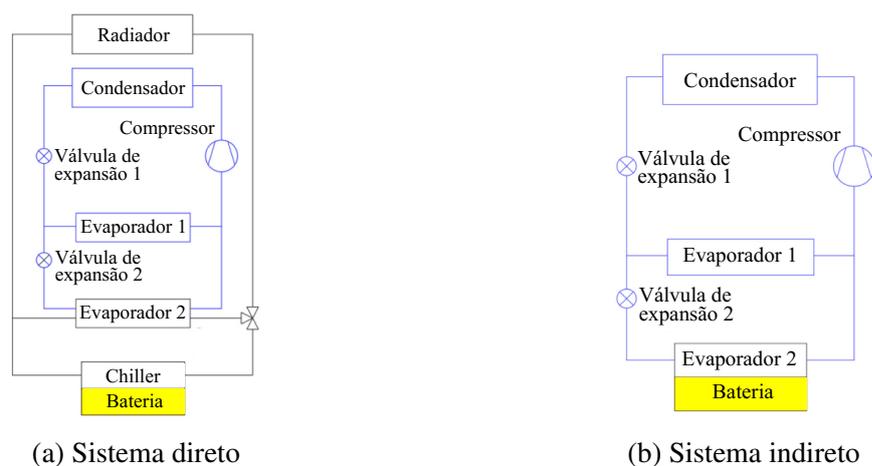


Figura 11 – Circuito de refrigeração para resfriamento da bateria

Fonte: Adaptado de Liang *et al.* (2021)

2.2 SÍNTESE DA REVISÃO DA LITERATURA

O número de publicações sobre condicionamento de ar veicular apresentou um aumento expressivo nos últimos anos. Apenas em 2022, o número de trabalhos no tema totalizou 313 publicações, e até o primeiro trimestre de 2023 já somam 91.

A revisão do estado-da-arte apresentada anteriormente mostra os principais aspectos das arquiteturas dos sistemas de condicionamento de ar veicular. As arquiteturas modernas consideram ciclos com múltiplos trocadores de calor, trabalhando em conjunto para atender os requisitos de resfriamento, aquecimento e desumidificação do ar.

Embora a literatura atual apresente diversas soluções para as arquiteturas dos ciclos, ainda há poucos estudos dedicados a análise e otimização de sistemas com múltiplos evaporadores. Estudos no tema são cada vez mais necessários visto a crescente demanda por aplicações onde a refrigeração de ambientes segregados se faz necessária, como é o caso dos veículos elétricos para o gerenciamento térmico das baterias. Ainda, a análise e otimização dos componentes visando a redução de massa é pouco explorada.

Além disso, estudos puramente experimentais demandam tempo e recursos elevados, de modo que ferramentas numéricas são necessárias para facilitar os estudos e análises de um sistema de condicionamento de ar automotivo, objetivo do presente trabalho.

3 METODOLOGIA

Este trabalho foi executado em uma frente experimental e outra computacional. Além disso, o desenvolvimento do trabalho ocorreu em diferentes etapas, descritas a seguir:

1. Desenvolvimento do modelo matemático dos componentes;
2. Validação dos modelos de forma individual;
3. Elaboração do modelo matemático do sistema de refrigeração;
4. Validação do modelo do sistema de refrigeração;
5. Desenvolvimento do modelo matemático do trocador de calor microcanal;
6. Dimensionamento do novo sistema com trocadores de calor microcanal.

3.1 TRABALHO COMPUTACIONAL

Esta seção tem como objetivo introduzir os modelos matemáticos presentes no trabalho. O modelo foi implementado na linguagem *Python*, juntamente com o pacote *CoolProp* (BELL *et al.*, 2014) responsável pela obtenção das propriedades termodinâmicas e termofísicas dos fluidos. Para o desenvolvimento dos modelos, as seguintes simplificações foram consideradas:

- Regime permanente para os componentes e sistema;
- Sub-resfriamento e superaquecimento prescritos;
- Número de *Lewis* unitário para obtenção do coeficiente convectivo de transferência de massa;
- Utilização de correlações empíricas para determinação dos coeficientes de transferência de calor e perda de carga para o ar e fluido refrigerante;
- Modelo semiempírico para o compressor.

De forma a obter um modelo robusto para o sistema com dois evaporadores, os trocadores de calor foram discretizados em volumes de controle, o que permite levar em consideração a variação das propriedades e as diferentes fases do fluido de trabalho. Ainda, o modelo de desumidificação nos evaporadores permite a obtenção da parcela de calor latente do sistema. As simplificações específicas a cada componente e sistema são apresentadas na sequência, bem como o detalhamento de cada modelo matemático adotado.

3.1.1 Condensador

A Figura 12a mostra a representação do condensador tubo aletado. O modelo deste componente segue uma abordagem distribuída, onde o circuito de refrigerante é dividido em diversos volumes de controle não sobrepostos, conforme Figura 12b. Modelos semelhantes são empregados nos pacotes *EvapCond* (DOMANSKI; YASHAR; WOJTUSIAK, 2016) e *CoilDesigner* (JIANG; AUTE; RADERMACHER, 2006).

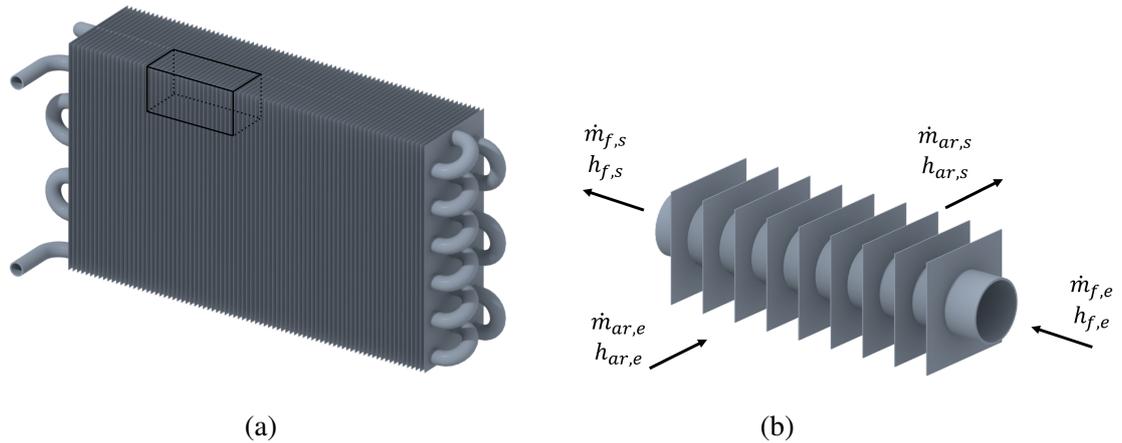


Figura 12 – Representação geométrica - (a) Trocador de calor e (b) elemento do tubo do trocador de calor

O balanço de energia aplicado à cada volume de controle resulta em duas equações, uma para o lado interno (fluido refrigerante) e a outra para o lado externo (corrente de ar), descritas respectivamente por:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f(h_{f,e} - h_{f,s}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar}c_{p,ar}(T_{ar,e} - T_{ar,s}) \quad (2)$$

onde os subíndices *e* e *s* representam entrada e saída do volume de controle. O cálculo do calor rejeitado dá-se através do método da efetividade, onde o calor total rejeitado é definido como:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{C}_{min} (T_{f,e} - T_{ar,e}) \quad (3)$$

A efetividade do trocador de calor é calculada considerando ambos os fluidos não misturados (WALTRICH *et al.*, 2010), sendo definida por:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{NUT^{0,22}}{C_r} (\exp(-C_r NUT^{0,78}) - 1)\right) \quad (4)$$

e é válida para as regiões superaquecida, bifásica e sub-resfriada do trocador de calor. Para o escoamento bifásico, onde $C_r \rightarrow \infty$, a Equação (4) pode ser simplificada, resultando em:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (5)$$

Por definição, o valor para o parâmetro adimensional NUT é calculado como a razão entre o coeficiente global do trocador de calor e a capacidade térmica mínima entre os dois escoamentos, o qual é descrito por:

$$NUT = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} \quad (6)$$

O coeficiente global de transferência de calor do trocador é calculado pelo método das resistências térmicas (SHAH; SEKULI, 2003), descrito por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_o \dot{h}_o A_o} + \frac{\delta_w}{\kappa_w A_w} + \frac{1}{\eta_i \dot{h}_i A_i} \quad (7)$$

onde δ_w é a espessura do tubo, κ_w a condutividade térmica do material, A_w a área de transferência de calor do tubo. A_o é a área externa do condensador, A_i a área interna do tubo, η_o a efetividade da superfície externa e η_i a efetividade da superfície interna. Os valores para coeficientes convectivos de transferência de calor \dot{h}_o e \dot{h}_i são obtidos de correlações para fator j de Colburn e correlações diretas. As correlações utilizadas no modelo do condensador são abordadas em detalhes na Seção 3.1.1.1.

A sequência de cálculo inicia com os parâmetros geométricos do trocador de calor bem como os dados de entrada para o fluido interno e externo. Uma estimativa inicial para as temperaturas e entalpias em cada volume de controle é realizada, tanto para o ar quanto para o fluido interno. O calor total é calculado pela Equação (3), as temperaturas e entalpias de saída para cada volume de controle são corrigidos utilizando as Equações (1) e (2). Este processo é realizado de forma iterativa utilizando o método de substituições sucessivas.

A sequência numérica é apresentada em detalhes na Figura 13. O cálculo é finalizado quando as tolerâncias para o balanço de energia e os resíduos entre iterações, estabelecidos em 10^{-3} , são satisfeitas:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{ar}^k - \dot{Q}_{ar}^{k-1} < Erro_{max} \\ \dot{Q}_f^k - \dot{Q}_f^{k-1} < Erro_{max} \\ \dot{Q}_f^k - \dot{Q}_{ar}^k < Erro_{max} \end{cases} \quad (8)$$

onde k representa o número da iteração. O programa finaliza o processo de simulação e retorna ao usuário os valores para o calor, pressão e temperatura.

O modelo de trocador de calor também conta com o submodelo hidrodinâmico, responsável pelo cômputo da queda de pressão do escoamento do ar através do componente. Conforme Kays e London (1984), a queda de pressão desconsiderando os termos de contração e expansão, que são considerados no valor do fator de atrito, é calculada pela seguinte expressão:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_e} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_e}{\rho_s} - 1 \right) + f \frac{A_o}{A_c} \rho_e \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \right] \quad (9)$$

onde σ representa a fração de passagem do trocador de calor, G o fluxo mássico de ar, ρ a densidade do ar, f o fator de atrito, A_c a área mínima de passagem e A_o a área superficial de

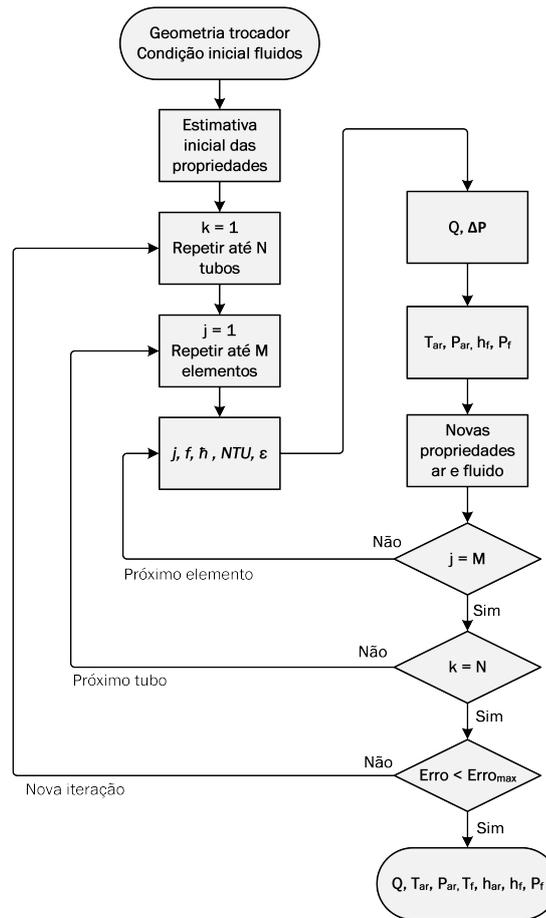


Figura 13 – Fluxograma do modelo numérico do condensador

transferência de calor. Com esta equação e o acoplamento de um modelo para o ventilador, o programa também é capaz de obter o ponto de operação do componente.

3.1.1.1 Correlações - modelo condensador

A Tabela 3 sumariza as correlações empregadas pelo modelo do condensador.

Tabela 3 – Correlações modelo numérico do condensador

Item	Correlação
Escoamento externo	
Coefficiente de transferência de calor	Wang, Jang e Chiou (1999)
Fator de atrito	Wang, Jang e Chiou (1999)
Escoamento interno - região monofásica	
Coefficiente de transferência de calor	Petukhov (1970)
Fator de atrito	Churchill (1977)
Escoamento interno - região bifásica em condensação	
Coefficiente de transferência de calor	Shah (2013)
Fator de atrito/Perda de carga	Müller-Steinhagen e Heck (1986)

Para o ar, correlações para o fator de Colburn e fator de atrito são utilizadas. A equação para aleta do tipo *wavy* é apresentada por Wang, Jang e Chiou (1999), onde o fator de Colburn é dado por:

$$j = 0,324 Re_{D_c}^{J_1} \left(\frac{F_p}{P_l} \right)^{J_2} (\tan \theta)^{J_3} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{J_4} NF^{0,428} \quad (10)$$

sendo D_c o diâmetro do colarinho, F_p o passo entre aletas, θ o ângulo do corrugado, P_l o passo longitudinal dos tubos, P_t o passo transversal dos tubos e NF o número de colunas de tubos. Os termos J_1 , J_2 , J_3 e J_4 são definidos como

$$J_1 = -0,229 + 0,115 \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0,6} \left(\frac{P_l}{D_h} \right)^{0,54} NF^{-0,284} \ln(0,5 \tan \theta) \quad (11)$$

$$J_2 = -0,251 + \frac{0,232 NF^{1,37}}{(\ln(Re_{D_c}) - 2,303)} \quad (12)$$

$$J_3 = -0,439 \left(\frac{F_p}{D_h} \right)^{0,09} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{-1,75} NF^{-0,93} \quad (13)$$

$$J_4 = 0,502 (\ln(Re_{D_c}) - 2,54) \quad (14)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico do trocador de calor e Re_{D_c} o número de Reynolds baseado no diâmetro do colarinho. De forma semelhante, a equação para o fator de atrito é dada por:

$$f = 0,01915 Re_{D_c}^{F_1} (\tan \theta)^{F_2} \left(\frac{F_p}{P_l} \right)^{F_3} \left(\ln \left(\frac{A_o}{A_w} \right) \right)^{-5,35} \left(\frac{D_h}{D_c} \right)^{1,3796} NF^{-0,0916} \quad (15)$$

onde A_o é a área da superfície de transferência de calor e A_w a área do tubo. Os valores para F_1 , F_2 e F_3 são obtidos por

$$F_1 = 0,4604 - 0,01336 \left(\frac{F_p}{P_l} \right)^{0,58} \ln \left(\frac{A_o}{A_w} \right) (\tan \theta)^{-1,5} \quad (16)$$

$$F_2 = 3,247 \left(\frac{F_p}{P_l} \right)^{1,4} \ln \left(\frac{A_o}{A_w} \right) \quad (17)$$

$$F_3 = \frac{-20,113}{\ln(Re_{D_c})} \quad (18)$$

Para o fluido refrigerante, correlações para a região monofásica e bifásica são utilizadas. Para a perda de carga do lado do refrigerante no escoamento monofásico, o fator de atrito é calculado utilizando a correlação de Churchill (1977), válida para todos os regimes de escoamento:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re_D} \right)^{12} + (A + B)^{-\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (19)$$

onde os valores para A e B são obtidos por

$$A = \left[2,457 \ln \left(\left(\frac{7}{Re_D} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D} \right)^{-1} \right]^{16} \quad (20)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re_D} \right)^{16} \quad (21)$$

em que D é o diâmetro interno do tubo e ε a rugosidade da superfície interna da tubulação.

O coeficiente de transferência de calor é obtido a partir da correlação de Petukhov (1970) para o número de Nusselt, o qual é descrito por:

$$Nu_D = \frac{(\xi/8)Re_D Pr}{1,07 + 12,7(\xi/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (22)$$

onde Re_D é o número de Reynolds baseado no diâmetro interno do tubo e Pr o número de Prandtl. O termo ξ na Equação (22) representa o coeficiente de atrito, que é calculado por:

$$\xi = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2} \quad (23)$$

O escoamento bifásico considera equações distintas das apresentadas anteriormente. A solução para a transferência de calor considera a correlação apresentada por Shah (2013). O modelo considera dois coeficientes para a transferência de calor:

$$\dot{h}_I = \dot{h}_{LS} \left(1 + \frac{3,8}{Z^{0,95}} \right) \left(\frac{\mu_l}{14\mu_v} \right)^{(0,0058+0,557Pr)} \quad (24)$$

$$\dot{h}_{Nu} = 1,32 Re_{LS}^{-1/3} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \kappa_l^3}{\mu_l^2} \right]^{1/3} \quad (25)$$

A utilização de cada coeficiente é dependente do tipo de escoamento presente na tubulação: turbulento, transição ou laminar. O coeficiente de transferência de calor bifásico para cada regime é definido por

$$\dot{h} = \begin{cases} \dot{h}_I & \text{Regime turbulento} \\ \dot{h}_I + \dot{h}_{Nu} & \text{Regime transição} \\ \dot{h}_{Nu} & \text{Regime laminar} \end{cases} \quad (26)$$

Os regimes de escoamento são definidos com base na velocidade adimensional do vapor J_g e do parâmetro adimensional Z . O escoamento turbulento ocorre quando

$$J_g \geq 0,98 (Z + 0,263)^{-0,62} \quad (27)$$

e o regime laminar ocorre para

$$J_g \leq 0,95 (1,254 + 2,27Z^{1,249})^{-1} \quad (28)$$

enquanto a região de transição ocorre quando

$$0,98 (Z + 0,263)^{-0,62} > J_g > 0,95 (1,254 + 2,27Z^{1,249})^{-1} \quad (29)$$

A velocidade adimensional do vapor é definida como

$$J_g = \frac{xG}{(gD\rho_v(\rho_l - \rho_v))^{0,5}} \quad (30)$$

e o parâmetro adimensional Z é definido por

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} Pr^{0,4} \quad (31)$$

onde Pr é a razão entre a pressão do fluido e a pressão crítica do fluido, x o título do escoamento, ρ_v a densidade do vapor saturado, ρ_l a densidade do líquido saturado, g a aceleração da gravidade, μ_l a viscosidade do líquido saturado, μ_v a viscosidade do vapor saturado, κ_l a condutividade térmica do líquido saturado e G o fluxo mássico do escoamento.

O termo Re_{LS} na Equação (25) é o número de Reynolds considerando apenas a fase líquida, definido como

$$Re_{LS} = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} \quad (32)$$

e o termo \hat{h}_{LS} presente na Equação (24) é o coeficiente de transferência de calor considerando apenas a fase líquida do escoamento, obtido por

$$\hat{h}_{LS} = 0,023 Re_{LS}^{0,8} Pr_l^{0,4} \kappa_l / D \quad (33)$$

O cômputo para a perda de carga do escoamento é realizado utilizando a abordagem de Müller-Steinhagen e Heck (1986), em que equações explícitas para a variação da pressão são apresentadas. A queda da pressão do escoamento é definida por

$$\Delta P = \left[\varphi (1-x)^{1/3} + Bx^3 \right] L \quad (34)$$

em que L é o comprimento da tubulação e φ é definido como

$$\varphi = A + 2(B-A)x \quad (35)$$

os termos A e B são referentes aos valores de perda de carga, por unidade de comprimento, para cada fase do escoamento

$$A = \zeta_l \frac{G^2}{2\rho_l D} \quad (36)$$

$$B = \zeta_v \frac{G^2}{2\rho_v D} \quad (37)$$

onde ζ representa o fator de atrito para cada fase do escoamento, calculado por

$$\begin{cases} \zeta_l = \frac{64}{Re_l}, \zeta_v = \frac{64}{Re_v} & \text{para } Re_l, Re_v \leq 1187 \\ \zeta_l = \frac{0,3164}{Re_l^{1/4}}, \zeta_v = \frac{0,3164}{Re_v^{1/4}} & \text{para } Re_l, Re_v > 1187 \end{cases} \quad (38)$$

em que Re_v e Re_l representam o número de Reynolds, da fase de vapor e líquido, respectivamente.

3.1.2 Evaporadores

O modelo de simulação para o evaporador, representado na Figura 12a, também é realizado de forma discretizada, onde o volume de controle representa uma parcela de cada tubo do trocador de calor, como detalhado na Figura 12b.

No evaporador, duas parcelas de transferência de calor podem ocorrer, dependendo das condições do ar na entrada do evaporador e da temperatura da superfície do componente. A primeira parcela é referente ao calor sensível, enquanto a segunda é atribuída ao calor latente do processo devido à condensação do vapor da água contido no ar. O balanço de energia resultante, para o lado do ar, é a soma das parcelas de calor latente e sensível do processo descritas por:

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{m}_{ar} c_{p,ar} (T_{ar,e} - T_{ar,s}) \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m}_{ar} h_{lv} (\omega_{ar,e} - \omega_{ar,s}) \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (41)$$

Para o fluido interno, o balanço de energia é análogo à Equação (1). A taxa de transferência de calor no volume de controle é avaliada entre o escoamento de ar e a temperatura da superfície. O calor total é a soma das parcelas sensível e latente:

$$\dot{Q}_{sen} = \dot{h}_o A_o \eta_o (\bar{T}_{ar} - \bar{T}_w) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{h}_m A_o \eta_o (\bar{\omega}_{ar} - \bar{\omega}_w) h_{lv} \quad (43)$$

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{sen} + \dot{Q}_{lat} \quad (44)$$

onde \dot{h}_m é o coeficiente convectivo de transferência de massa, ω_w a umidade absoluta do ar saturado na temperatura da superfície. Valores médios de temperatura e umidade absoluta são utilizadas para a avaliação da transferência de calor no volume de controle.

Valores para o coeficiente convectivo de transferência de calor são obtidos através de correlações para o fator j de Colburn, enquanto o coeficiente de transferência de massa é obtido por meio da analogia de Chilton e Colburn (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2004):

$$\frac{\bar{h}_o}{c_{p,ar}\bar{h}_m} = Le^{2/3} \quad (45)$$

em que Le é o número de Lewis e representa a relação entre a difusividade térmica e a difusividade de massa do escoamento de ar. Em condições usuais do ar úmido, em aplicações de condicionamento de ar, o valor para $Le^{2/3}$ é aproximadamente 1 (MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2004), desta forma:

$$\bar{h}_m = \frac{\bar{h}_o}{c_{p,ar}} \quad (46)$$

esta aproximação é a base para a solução da transferência de calor latente no modelo do evaporador, e é comumente utilizada em análises de evaporadores com desumidificação (WANG; HIHARA, 2003; THRELKELD, 1970; MCQUISTON; PARKER; SPITLER, 2004; OLIET *et al.*, 2007).

O calor latente depende das condições do ar em cada volume de controle. Essa parcela é contabilizada apenas quando a temperatura de orvalho está abaixo da temperatura média da superfície do tubo:

$$\dot{Q}_{lat} = \begin{cases} 0 & \text{se } \bar{T}_w \geq \bar{T}_{orv} \\ \bar{h}_m \eta_o (\bar{\omega}_{ar} - \bar{\omega}_w) h_{lv} & \text{se } \bar{T}_w < \bar{T}_{orv} \end{cases} \quad (47)$$

O valor para a temperatura da superfície do tubo é avaliado por meio de um balanço de energia, considerando a taxa de transferência de calor total obtida através da Equação (44). Utilizando as resistências térmicas, a transferência de calor entre o fluido e a superfície do tubo para cada volume de controle é descrita por:

$$\dot{Q}_{total} = \frac{\bar{T}_w - \bar{T}_f}{\frac{1}{\eta_i \bar{h}_i A_i} + \frac{\delta_w}{\kappa_w A_w}} \quad (48)$$

A solução para o modelo do evaporador ocorre de forma iterativa, utilizando o método de substituições sucessivas. O algoritmo de solução é iniciado com os dados geométricos do trocador de calor e com as estimativas iniciais das temperaturas e entalpias do fluido interno e do ar externo. A estimativa inicial da umidade absoluta do ar em cada volume de controle é obtida a partir da condição de entrada do ar no evaporador. A temperatura da superfície do tubo tem como estimativa inicial a temperatura média do fluido interno para cada volume de controle, posteriormente corrigido com base na Equação (48). O modelo, inicialmente, determina a condição do evaporador, úmido ou seco, comparando a temperatura de orvalho do escoamento de ar com a temperatura de superfície para cada volume de controle. A taxa total de calor é obtida pela Equação (44), a temperatura e umidade absoluta do ar na saída são corrigidas a partir das Equações (39), (40), (42) e (43). A Figura 14 mostra o fluxograma do algoritmo de solução

utilizado para analisar o desempenho do evaporador. A sequência de cálculo é finalizada quando as tolerâncias para o balanço de energia e os resíduos entre iterações são satisfeitas, conforme Equação (8).

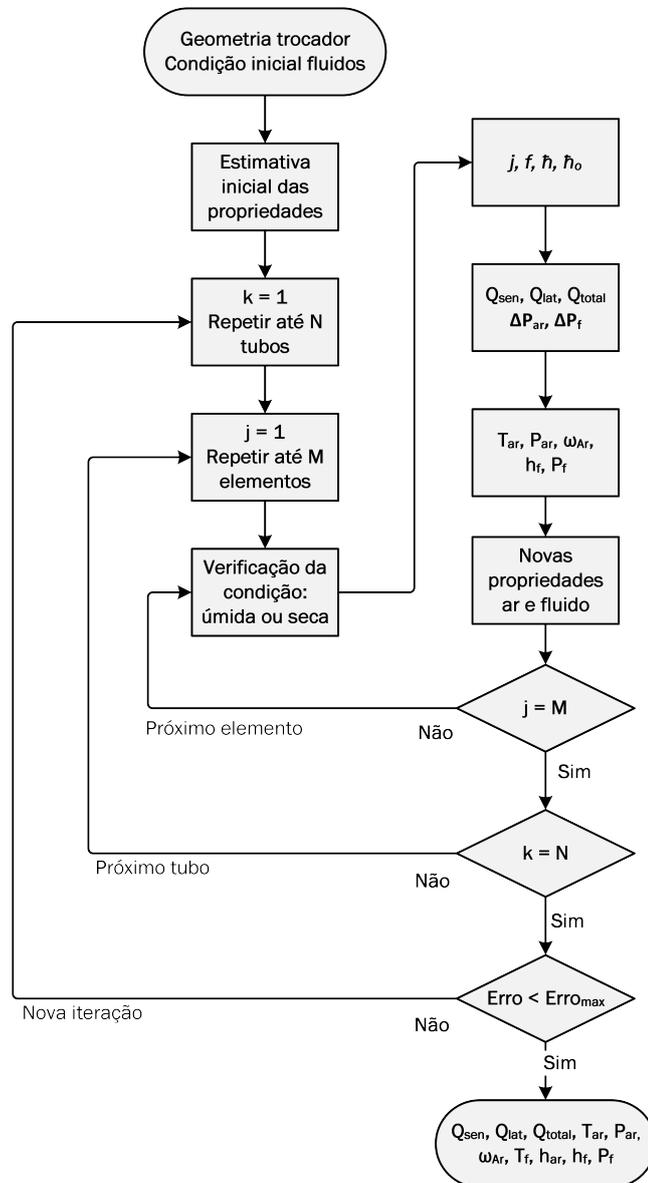


Figura 14 – Fluxograma do modelo numérico do evaporador

Os valores para os coeficientes de transferência de calor externo e interno são obtidos de correlações para o fator j de Colburn e correlações diretas para o coeficiente de transferência de calor, respectivamente. As correlações utilizadas no modelo do evaporador são abordadas em detalhes na Seção 3.1.2.1.

3.1.2.1 Correlações - modelo evaporador

A Tabela 4 sumariza as correlações empregadas pelo modelo do evaporador. Para o ar as equações utilizadas são análogas àquelas descritas para o modelo do condensador, para o

fator de Colburn são consideradas as Equações (10) a (14), enquanto para o fator de atrito as Equações (15) a (18) são empregadas.

Tabela 4 – Correlações modelo numérico do evaporador

Item	Correlação
Escoamento externo	
Coefficiente de transferência de calor	Wang, Jang e Chiou (1999)
Fator de atrito	Wang, Jang e Chiou (1999)
Escoamento interno - região monofásica	
Coefficiente de transferência de calor	Petukhov (1970)
Fator de atrito	Churchill (1977)
Escoamento interno - região bifásica em evaporação	
Coefficiente de transferência de calor	Shah (2022)
Fator de atrito/Perda de carga	Friedel (1979)

Para a região monofásica do fluido refrigerante, as correlações de Petukhov (1970) e Churchill (1977) são aplicadas. Para o coeficiente convectivo de transferência de calor a Equação (22) é utilizada, para o fator de atrito a Equação (19) é usada.

A região bifásica de fluido refrigerante considera as equações descritas por Shah (2022) para o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor, o qual é descrito por

$$\bar{h} = F_{st} \psi \bar{h}_{LS} \quad (49)$$

em que o termo ψ é o maior valor entre ψ_0 , ψ_{cb} e ψ_{bs} , os quais são obtidos

$$\psi_0 = 1 + 560Bo^{0,65} \quad (50)$$

$$\psi_{cb} = 2/J^{0,8} \quad (51)$$

$$\psi_{bs} = \psi_0 \left(1 + \frac{0,16}{J^{0,87}} \right) \quad (52)$$

onde Bo é o número adimensional de ebulição, descrito por $Bo = q'' (Gh_{lv})^{-1}$ em que q'' é o fluxo de calor e h_{lv} é o calor latente de vaporização.

O termo F_{st} é o parâmetro de correção da correlação

$$F_{st} = \begin{cases} (2,1 - 0,008We_{GT} - 110Bo) & \text{se } Fr_{LT} \geq 0,04 \\ 1 & \text{se } Fr_{LT} < 0,04 \end{cases} \quad (53)$$

em que Fr_{LT} é o número de Froude considerando apenas a fase líquida do escoamento, definido como $Fr_{LT} = G^2(\rho_l^2gD)^{-1}$. We_{GT} é o número de Weber considerando apenas a fase de vapor, em que $We_{GT} = G^2D(\rho_v\sigma)^{-1}$ e σ é a tensão superficial do fluido.

O parâmetro J presente nas Equações (51) e (52) é definido por

$$J = \begin{cases} Co & \text{se } Fr_{LT} \geq 0,04 \\ 0,38Fr_{LT}^{-0,3}Co & \text{se } Fr_{LT} < 0,04 \end{cases} \quad (54)$$

Co é o número adimensional de convecção, obtido por $Co = (1/x - 1)^{0,8}(\rho_v/\rho_l)^{0,5}$.

A queda de pressão na tubulação é obtida utilizando a abordagem descrita por Friedel (1979), a diferença de pressão na tubulação é obtido por

$$\Delta P = f_{lo} \frac{G^2 L}{2D\rho_l} \Phi_{lo}^2 \quad (55)$$

onde f_{lo} é o fator de atrito considerando todo o escoamento como líquido, determinado pela Equação (19). O termo Φ_{lo} é definido como o multiplicador bifásico

$$\Phi_{lo}^2 = E + \frac{3,24FH}{Fr^{0,045}We^{0,035}} \quad (56)$$

e os números de Froud e Weber são calculados utilizando a densidade do escoamento bifásico, calculada por

$$\frac{1}{\rho_{hom}} = \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \quad (57)$$

onde os valores de E , F , e H são obtidos por

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{vo}}{\rho_v f_{lo}} \quad (58)$$

$$F = x^{0,78}(1-x)^{0,24} \quad (59)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,91} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,7} \quad (60)$$

3.1.3 Compressor

A Figura 15 apresenta o balanço de energia durante o processo de compressão de um fluido refrigerante, onde \dot{W}_{cp} representa a potência consumida do compressor, \dot{Q}_{cp} o calor dissipado pelo compressor, \dot{m} a vazão mássica de fluido refrigerante, h a entalpia específica e os subíndices *des* e *suc* indicam a descarga e sucção do processo de compressão.

A potência total consumida pelo compressor durante o processo pode ser definida por:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m}(h_{des} - h_{suc}) + \dot{Q}_{cp} \quad (61)$$

Considerando um ciclo de compressão, da teoria de compressores recíprocos, o trabalho total realizado pelo compressor é descrito como (GOSNEY, 1982):

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m} \oint v dP \quad (62)$$

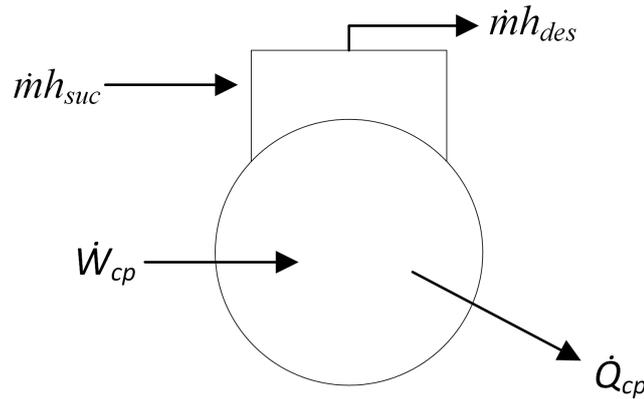


Figura 15 – Balanço de energia no compressor

Integrando a Equação (62) ao longo de um processo isentrópico de compressão, o trabalho total resultante é:

$$\dot{W}_{cp,is} = \dot{m}v_{suc}P_{suc} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (63)$$

onde a vazão mássica é definida por:

$$\dot{m} = \frac{V_{sw}N}{v_{suc}} \eta_v \quad (64)$$

em que v_{suc} é o volume específico na sucção, N a rotação, V_{sw} o volume deslocado pelo compressor durante o processo de compressão e k o coeficiente isentrópico. A varável η_v representa a eficiência volumétrica do compressor, que para um compressor recíproco é definida por:

$$\eta_v = 1 - C \left(\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{(1/k)} - 1 \right) \quad (65)$$

a constante C é definida como a fração de espaço morto do compressor. Devido às irreversibilidades que ocorrem durante o processo de compressão, como transferência de calor e atrito, o processo real não ocorre de forma isentrópica. Além disso, ineficiências elétricas, mecânicas e termodinâmicas podem ocorrer. Portanto, define-se uma eficiência global estabelecida como a relação entre o trabalho isentrópico e o trabalho real do compressor:

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_{cp,is}}{\dot{W}_{cp}} \quad (66)$$

Utilizando a definição da eficiência global, o trabalho real do compressor no ciclo é definido por:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{m} \frac{v_{suc}P_{suc}}{\eta_g} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (67)$$

O calor dissipado e entregue ao ambiente pode ser modelado por:

$$\dot{Q}_{cp} = UA_{cp}(T_{shell} - T_{amb}) \quad (68)$$

UA_{cp} é o coeficiente global de transferência de calor do compressor, T_{shell} a temperatura da carcaça e T_{amb} a temperatura do ambiente onde o compressor está localizado.

Nota-se que a utilização das Equações (64), (65), (67) e (68) necessita de conhecimento prévio de alguns coeficientes que não são simples de serem obtidos. Modelos do tipo semiempírico são frequentemente utilizados (SANTOS; RONZONI; HERMES, 2019; LI, 2013; NEGRÃO *et al.*, 2011) para a análise e modelamento de compressores, onde as variáveis desconhecidas são ajustadas a partir de dados obtidos experimentalmente.

Li (2013) propôs um modelo semiempírico para o modelamento de compressores do tipo recíproco, rotativo e *scroll*. A eficiência volumétrica do compressor é calculada por:

$$\eta_v = b_1 + b_2 \left(\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}(1-dp)} \right)^{\frac{1}{k}} \right) \quad (69)$$

em que b_1 , b_2 e dp são coeficientes a serem ajustados. Já a potência total consumida pelo compressor é descrita por:

$$\dot{W}_{cp} = P_{suc} \dot{V}_{sw} a_1 \left[\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{a_2 + \frac{k-1}{k}} + \frac{a_3}{P_{des}} \right] + \dot{W}_{loss} \quad (70)$$

onde a_1 , a_2 , a_3 e \dot{W}_{loss} são coeficientes do modelo. O termo \dot{W}_{loss} é contabilizado como a perda constante de potência de compressão devido às ineficiências eletromecânicas.

A temperatura da carcaça do compressor é ajustada com base nas pressões de descarga e sucção:

$$T_{shell} = c_1 + c_2 \frac{P_{des}}{P_{suc}} + \frac{c_3}{P_{des}} \quad (71)$$

c_1 , c_2 e c_3 são coeficientes que devem ser obtidos. Por fim, a temperatura de descarga pode ser obtida a partir da entalpia de descarga do compressor, a qual é calculada por meio de um balanço de energia utilizando a Equação (61), e descrita por:

$$T_{des} = f(h_{des}, P_{des}) \quad (72)$$

$$h_{des} = h_{suc} + \frac{(\dot{W}_{cp} - \dot{Q}_{cp})}{\dot{m}} \quad (73)$$

3.1.4 Modelo matemático do sistema

O sistema com dois evaporadores é representado na Figura 16. Para a região de baixa pressão, cada evaporador é precedido de uma válvula de expansão. Além disso, nota-se que a vazão mássica total é dividida em duas partes, uma direcionada para o evaporador do *cockpit* e outra para o evaporador da cabine. No ponto de junção das tubulações de saída dos evaporadores,

descrito pelo índice 8, as pressões de saída devem estar equilibradas de forma a respeitar a

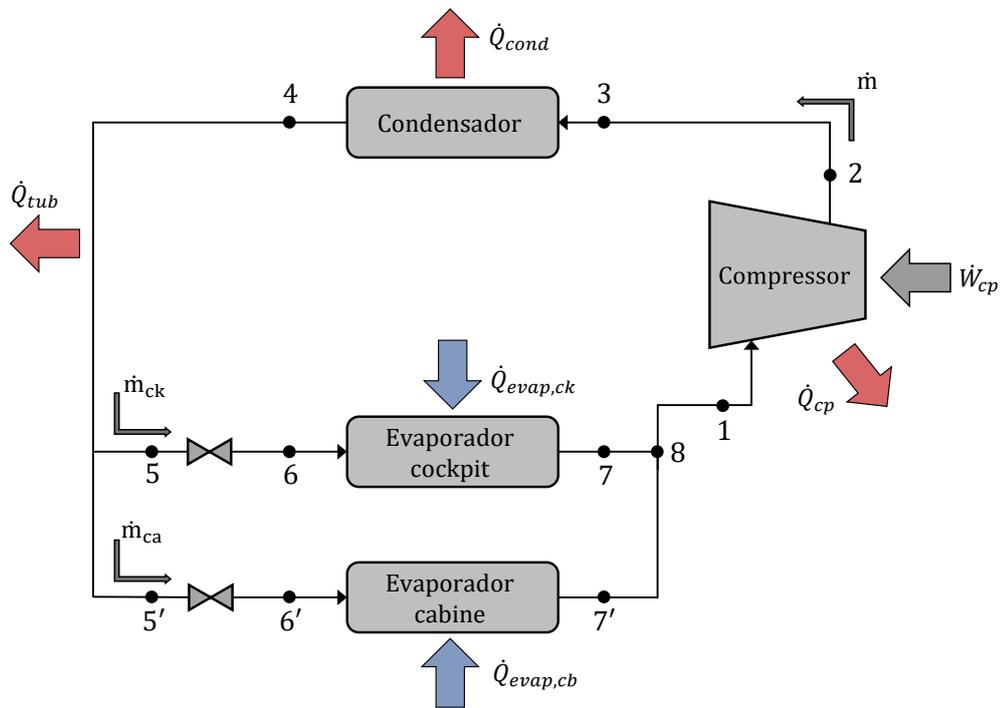


Figura 16 – Ciclo com dois evaporadores

O balanço de energia aplicado ao ciclo resulta em

$$\dot{W}_{cp} + \dot{Q}_{evap,ck} + \dot{Q}_{evap,cb} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{cp} + \sum \dot{Q}_{tub} \quad (74)$$

onde o subscrito *tub* indica a tubulação de fluido refrigerante. No presente circuito de refrigeração, três tubulações (2 → 3, 4 → 5 e 4 → 5') estão submetidas à transferência de calor com o ar ambiente e foram inseridas no modelo do sistema.

Para o fechamento do sistema, três equações são necessárias para determinação das pressões de evaporação e condensação. A primeira é o balanço da vazão mássica dos dispositivos de expansão com a vazão fornecida pelo compressor. A segunda equação é o balanço global de massa de refrigerante do sistema

$$\dot{m} = \dot{m}_{ck} + \dot{m}_{cb} \quad (75)$$

$$\sum_{i=1}^n m_i = m_{total} \quad (76)$$

Uma forma de contornar o uso das equações é impor o grau de superaquecimento na saída dos evaporadores, bem como o grau de sub-resfriamento na saída do condensador (GONÇALVES; MELO; HERMES, 2009). Especificando estes dois parâmetros é possível obter as entalpias na entrada e saída de cada trocador de calor, considerando as pressões de saturação dos trocadores de calor. Portanto, juntamente com a vazão mássica de fluido, pode-se obter as

equações para o calor necessário no condensador e nos evaporadores de forma a atender o ciclo termodinâmico, descritas por:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} [h_{cond,e} - h_{cond,s}] \quad (77)$$

$$\dot{Q}_{evap,ck} = \dot{m}_{ck} [h_{evap,ck,s} - h_{evap,ck,e}] \quad (78)$$

$$\dot{Q}_{evap,cb} = \dot{m}_{cb} [h_{evap,cb,s} - h_{evap,cb,e}] \quad (79)$$

onde os subíndices *evap* e *cond* representam o evaporador e condensador, bem como os subíndices *e* e *s* indicam a região de entrada e saída. Nota-se que as entalpias de saída de cada componente são dependentes do grau de sub-resfriamento e superaquecimento definidos. De forma a simplificar as análises, o dispositivo de expansão será modelado como isentálpico.

A terceira equação necessária é resultante da equalização das pressões de saída das tubulações dos evaporadores do sistema, de forma a respeitar a conservação da quantidade de movimento linear:

$$P_{ck,s} = P_{cb,s} \quad (80)$$

Além disso, as tubulações de saída de cada evaporador apresentam perda de carga representativa para o sistema. Portanto, o modelo para a queda de pressão dessas tubulações foram incluídas no algoritmo de solução, utilizando equações análogas àquelas descritas para o escoamento monofásico dos trocadores de calor.

O método de solução inicia com os dados de entrada para os trocadores de calor, onde as geometrias, vazões de ar e grau de superaquecimento e sub-resfriamento são definidos. Estimativas iniciais das pressões de saturação e vazão mássica de cada evaporador são determinadas previamente ao início dos processos iterativos. O modelo é composto por quatro processos iterativos, o primeiro processo obtém a solução para a pressão de condensação a partir do modelo do condensador. O segundo processo determina as soluções para as pressões de evaporação. Em sequência, o terceiro processo iterativo efetua a distribuição da vazão mássica para os evaporadores. Por fim, o quarto processo realiza a verificação do balanço energético a partir da primeira lei da termodinâmica. Os valores das pressões são atualizados novamente caso seja necessário. A sequência do algoritmo de solução do modelo do sistema é apresentado pela Figura 17.

3.1.5 Inventário de massa de fluido refrigerante

Ao final da convergência e obtenção dos resultados para o modelo do sistema, o inventário de massa de fluido refrigerante é realizado. O cálculo da massa de fluido refrigerante presente no sistema pode ser dividido em dois termos, o primeiro relativo à massa presente nas regiões monofásicas e o segundo relativo à massa das regiões bifásicas. A massa total é descrita por:

$$m_{total} = m_{mf} + m_{bf} \quad (81)$$

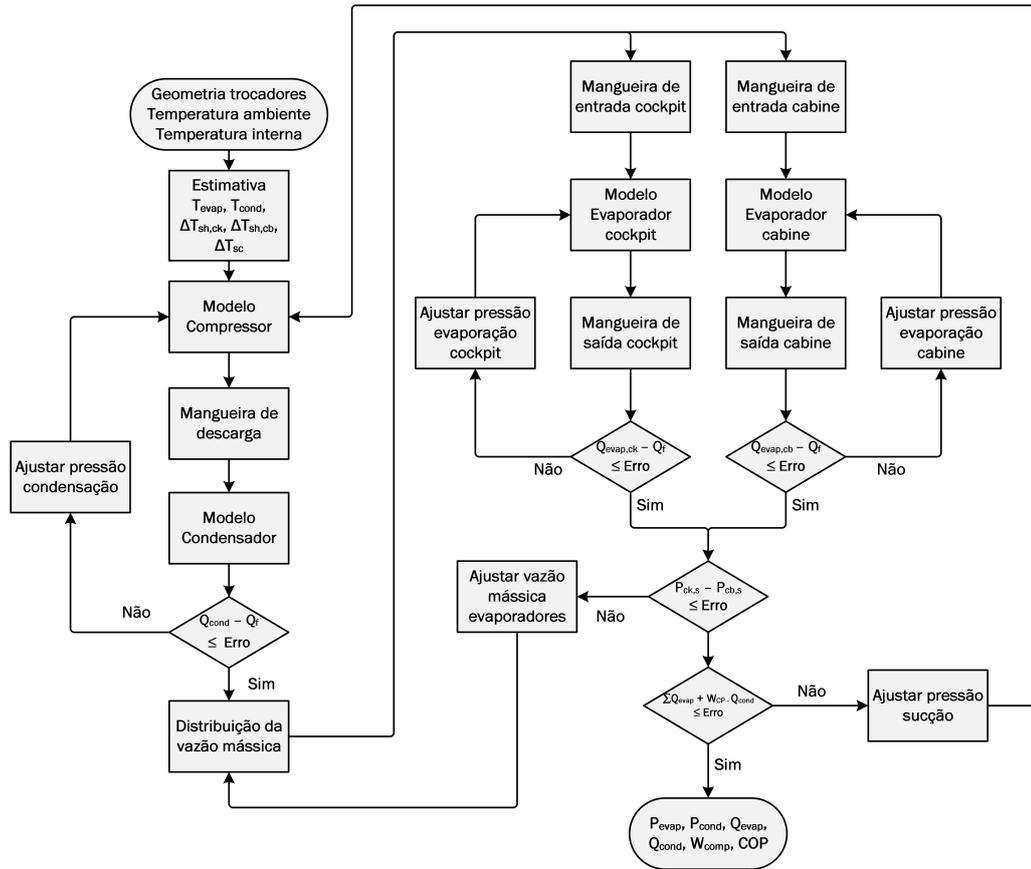


Figura 17 – Fluxograma do modelo numérico do sistema

em que m é a massa de fluido refrigerante e os subscritos mf e bf indicam as regiões monofásica e bifásica, respectivamente. Para as regiões monofásicas, considerando um volume de controle com seção transversal constante, a massa total de fluido refrigerante é descrita por:

$$m_{mf} = A_{sec} \int_0^L \rho_{mf} dL \quad (82)$$

Pode-se reescrever a Equação (82) de forma a considerar uma densidade média da região monofásica:

$$m_{mf} = A_{sec} L \bar{\rho}_{mf} \quad (83)$$

em que a definição formal da densidade média do escoamento é descrita por:

$$\bar{\rho}_{mf} = \frac{1}{L} \int_0^L \rho_{mf} dL \quad (84)$$

Nota-se que a utilização das Equações (83) e (84) é análoga à Equação (82). Entretanto, de forma a simplificar a análise e considerando que a variação da densidade do fluido refrigerante no estado monofásico é pequena, será utilizada a média aritmética da densidade entre a entrada e a saída do volume de controle:

$$\bar{\rho}_{mf} = \left(\frac{\rho_e + \rho_s}{2} \right) \quad (85)$$

Para as regiões de escoamento bifásico, a massa total no volume de controle deve ser dividida entre a fase de vapor e a fase de líquido:

$$m_{bf} = m_v + m_l \quad (86)$$

No volume de controle, cada fase pode ser analisada separadamente, de forma que a área da seção transversal de cada fase é considerada:

$$m_{bf} = \int_0^L A_{sec,v} \rho_v dL + \int_0^L A_{sec,l} \rho_l dL \quad (87)$$

Introduzindo a definição da fração de vazio $\alpha = A_{sec,v}/A_{sec}$ e considerando que no escoamento bifásico a densidade do vapor e líquido são constantes ao longo do escoamento, a Equação (87) pode ser reescrita como:

$$m_{bf} = A_{sec} \rho_v \int_0^L \alpha dL + A_{sec} \rho_l \int_0^L (1 - \alpha) dL \quad (88)$$

De forma semelhante ao avaliado para o escoamento monofásico, será introduzido o valor médio para a fração de vazio do volume de controle. A expressão final para a massa total de fluido refrigerante na região bifásica é:

$$m_{bf} = A_{sec} L \rho_v \bar{\alpha} + A_{sec} L \rho_l (1 - \bar{\alpha}) = A_{sec} L [\rho_v \bar{\alpha} + \rho_l (1 - \bar{\alpha})] \quad (89)$$

No modelo do sistema proposto, as regiões bifásicas estão localizadas nos trocadores de calor, conforme descrito na Seções 3.1.1 e 3.1.2. Para cada volume de controle considerado dentro do modelo computacional, as propriedades do fluido são obtidos na entrada e na saída de cada volume. Portanto, a fração de vazio média será contabilizada considerando o valor obtido a partir das propriedades médias do fluido refrigerante em cada volume de controle.

A literatura apresenta diversas correlações para o cálculo da fração de vazio de um escoamento bifásico. A Tabela 5 mostra as correlações utilizadas para a determinação da fração de vazio no modelo do sistema.

Tabela 5 – Correlações utilizadas para fração de vazio

Autor / Modelo	Abordagem
Homogêneo*	Homogêneo
Lockhart e Martinelli (1949)	<i>Slip ratio</i>
Zivi (1964)	<i>Slip ratio</i>
Baroczy (1966)	<i>Slip ratio</i>
Cioncolini e Thome (2012)	Empírico

*O modelo homogêneo é obtido analiticamente

3.2 TRABALHO EXPERIMENTAL

O trabalho experimental consiste na utilização de uma base de dados de um sistema de condicionamento de ar veicular com evaporadores em paralelo, com o objetivo de validar o modelo matemático previamente descrito. Os dados foram obtidos por Brüggemann, Podgajetsky e Hermes (2022) nos laboratórios POLO da Universidade Federal de Santa Catarina.

O circuito de refrigeração é representado na Figura 18 e consiste em um compressor com deslocamento e rotação variável, um condensador do tipo tubo aletado, um *receiver* após a saída do condensador, duas válvulas de expansão, dois evaporadores tubo aletados além de operar

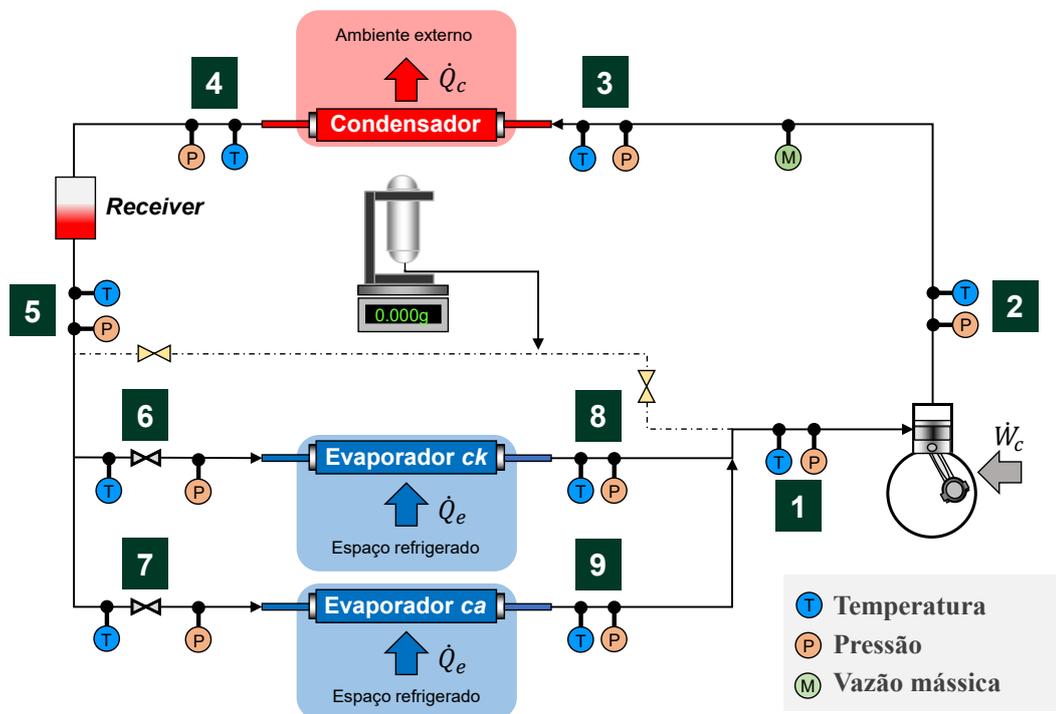


Figura 18 – Sistema com evaporadores em paralelo

Fonte: Adaptado de Galvão (2020)

A Figura 19 mostra o diagrama $p-h$ do circuito de refrigeração abordado anteriormente. Notam-se duas regiões onde ocorre uma perda de carga significativa do fluido refrigerante. A primeira é a dos evaporadores e a segunda são as tubulações da linha de sucção do compressor.

Os dados experimentais foram obtidos utilizando os túneis de vento da bancada calorimétrica conforme Figura 20, esse aparato experimental foi desenvolvido por Galvão (2020) para avaliação de um sistema de condicionamento de ar aeronáutico.

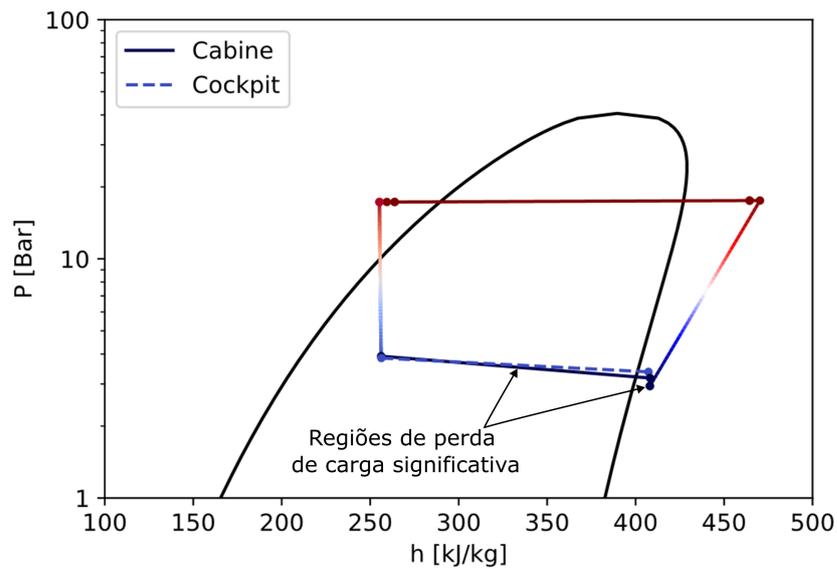


Figura 19 – Diagrama p-h do sistema com evaporadores em paralelo

Fonte: Galvão (2020)

A bancada consiste em dois túneis de vento de circuito fechado de ar, um para o condensador e o outro para os evaporadores. Dessa forma condições específicas para cada região do sistema podem ser obtidas. O túnel dos evaporadores conta também com duas seções de testes em paralelo, possibilitando a instalação de sistemas onde dois evaporadores são empregados.



Figura 20 – Bancada calorimétrica

Fonte: Galvão (2020)

Um desenho esquemático da bancada é apresentado na Figura 21. A parte esquerda da imagem apresenta o túnel do condensador, enquanto a região da direita destaca o túnel dos evaporadores. As linhas em vermelho identificam a parte do sistema que contém o fluido refrigerante a alta pressão. As linhas azuis identificam a parte do sistema que contém o fluido a baixa pressão. No túnel do condensador há um sistema de resfriamento auxiliar e um banco de resistências, desta forma é possível controlar a temperatura do ar na condição desejada antes de retornar ao início do circuito. De forma semelhante, o túnel dos evaporadores conta com um banco de resistência para o controle da temperatura do ar na entrada dos evaporadores. Além

disso, em ambos os túneis, um ventilador auxiliar de rotação variável é utilizado para o controle da vazão de ar. Por fim, o controle de umidade no interior do túnel dos evaporadores é realizado por meio de um resistor submerso em um reservatório com água.

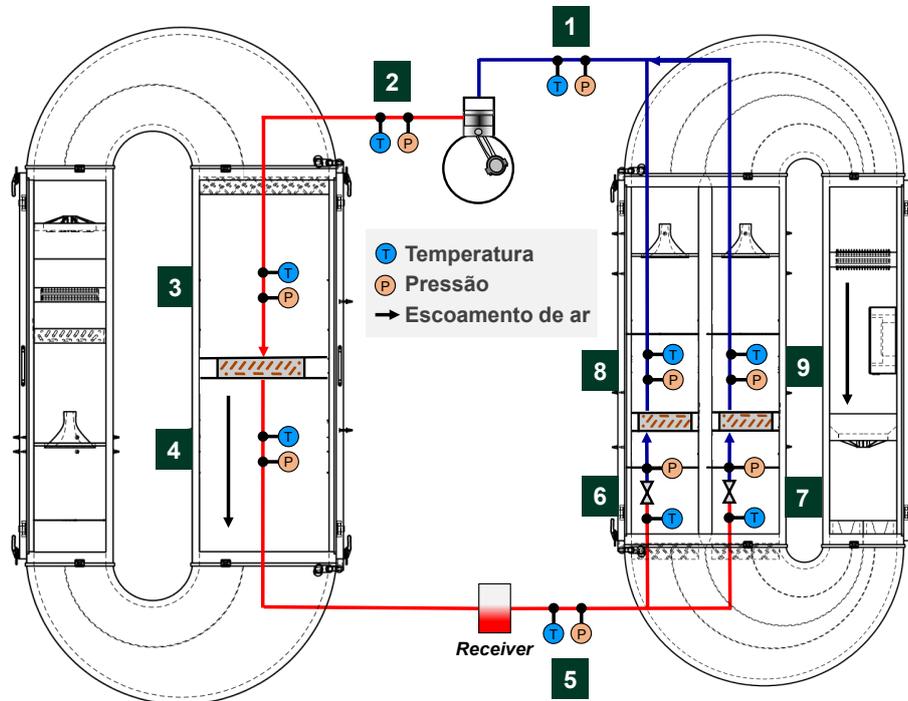


Figura 21 – Esquema da bancada calorimétrica

Fonte: Adaptado de Brüggemann, Podgaietsky e Hermes (2022)

Os túneis de vento são instrumentados com termopares, transdutores diferenciais de pressão e bocais para medição de vazão do ar. O túnel do evaporador conta com um transdutor de umidade relativa para determinação da parcela latente de calor, além de *dampers* para o controle da vazão em cada seção de teste. A Tabela 6 apresenta as especificações técnicas dos componentes instalados na bancada calorimétrica.

Tabela 6 – Especificação técnica dos componentes instalados na bancada do laboratório de sistemas AVAC veiculares

Túnel dos Evaporadores	
Temperatura interna	15 a 40 °C
Vazão máxima ventilador auxiliar	7000 m ³ /h
Potência do banco de resistências	9,0 kW
Túnel do Condensador	
Temperatura interna	15 a 60 °C
Vazão máxima ventilador auxiliar	7200 m ³ /h
Capacidade do sistema auxiliar	17,5 kW
Potência do banco de resistências	9,0 kW

Fonte: Adaptado de Galvão (2020)

A Tabela 7 apresenta as incertezas de medição da temperatura, pressão, umidade e vazão da bancada calorimétrica. A descrição completa sobre a construção da bancada calorimétrica e as especificações dos componentes utilizados são apresentados em Galvão (2020).

Tabela 7 – Incerteza de medição

Medição	Incerteza de medição
Temperatura	$\pm 0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$
Pressão	$\pm 2,5 \text{ Pa}$
Umidade	$\pm 1,5 \%$
Vazão	$\pm 5 \%$
Potência	$\pm 0,5 \%$

Fonte: Adaptado de Galvão (2020)

3.3 SÍNTESE DA METODOLOGIA

O modelo matemático dos trocadores de calor, compressor e sistema foram desenvolvidos baseado em metodologias já presentes na literatura. Além disso, o modelo de desumidificação do ar foi acoplado ao código do evaporador, portanto, o calor latente é contabilizado na simulação. Com o acoplamento de todos os modelos, o código de simulação é capaz de gerar resultados para o calor total em cada trocador de calor, trabalho consumido pelo compressor, COP do sistema bem como as pressões de evaporação e condensação.

A base de dados utilizada para a validação e análise do modelo foi obtida por Brüggemann, Podgaietsky e Hermes (2022) nos laboratórios POLO. O sistema foi instrumentado em nove pontos de medição e temperatura, além da medição da vazão mássica de fluido refrigerante. A bancada utilizada consiste em dois túneis de vento de circuito fechado de ar, um para o condensador e outro para os evaporadores.

4 RESULTADOS

Os resultados obtidos no presente trabalho serão discutidos e detalhados nas seções subsequentes, incluindo a validação do modelo matemático proposto, a análise de sensibilidade de parâmetros de operação, o reprojeto dos trocadores de calor, a inclusão de compressor elétrico, o comparativo de desempenho entre sistemas e o inventário de massa de fluido refrigerante.

4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO

A validação do modelo numérico foi realizada em duas etapas distintas. Inicialmente, os modelos dos componentes foram verificados de forma isolada contra os dados experimentais obtidos em bancada calorimétrica, como descrito na Seção 3.2. Na sequência, o modelo do sistema com todos os componentes foi validado de forma global, levando-se em consideração a capacidade de refrigeração, a potência consumida e o COP do sistema.

Ao todo, 51 pontos experimentais foram utilizados no processo de validação. A base de dados utilizada foi obtida com uma temperatura de entrada do ar do condensador fixa em 40 °C. A faixa de vazão de ar do condensador utilizada é de 1195 a 2275 m³/h. Para os evaporadores, a temperatura de entrada do ar está na faixa de 18 a 35 °C, com umidade relativa entre 20 e 70 %. A vazão para o evaporador do *cockpit* está na faixa de 175 a 515 m³/h, enquanto para o evaporador da cabine a faixa de vazão utilizada é de 255 a 770 m³/h.

No caso do modelo do compressor, que possui um caráter semiempírico, os dados experimentais foram adicionalmente empregados para ajustar os coeficientes das Equações (69) a (71). Entretanto, uma vez que tanto a rotação com o deslocamento volumétrico do compressor são variáveis, uma adaptação foi realizada para a Equação (64) deve ser feita de forma a viabilizar a regressão dos dados para a vazão mássica do compressor. Desta forma, um novo parâmetro r_d foi introduzido, sendo definido como razão de deslocamento volumétrico:

$$r_d = \frac{V_{sw}N}{V_{sw,max}N_{max}} \quad (90)$$

Assim, incluindo-se o termo r_d na Equação (64), a vazão mássica passa a ser descrita por:

$$\dot{m} = \frac{V_{sw,max}N_{max}}{v_{suc}} r_d \eta_v \quad (91)$$

onde os valores máximos de rotação e deslocamento volumétrico são utilizados. Uma vez que o parâmetro r_d é variável e desconhecido devido à inexistência de monitoramento da rotação e deslocamento volumétrico durante os ensaios, tal parâmetro foi agrupado à eficiência volumétrica da seguinte forma:

$$\dot{m} = \frac{V_{sw,max}N_{max}}{v_{suc}} \eta_v' \quad (92)$$

A regressão para os dados da eficiência volumétrica juntamente com a contabilização do parâmetro r_d foi realizada por meio da Equação (69). As demais equações para regressão dos

dados do compressor permaneceram inalteradas. A Tabela 8 mostra os coeficientes obtidos para as Equações (68) a (71) do compressor usando-se os 51 pontos experimentais.

Tabela 8 – Coeficientes modelo compressor

Coeficiente	Valor	Coeficiente	Valor
b_1	$6,3634 \times 10^{-1}$	W_{loss}	0
b_2	$-4,0011 \times 10^{-2}$	UA_{cp}	17,9946
dp	$8,8282 \times 10^{-11}$	c_1	59,8792
a_1	1,1422	c_2	1,1072
a_2	$3,9599 \times 10^{-1}$	c_3	$2,1126 \times 10^{-5}$
a_3	$4,4441 \times 10^5$		

Com os coeficientes das equações, os resultados numéricos foram comparados com os dados experimentais. As Figuras 22a e 22b mostram os comparativos dos dados para a vazão mássica e potência consumida do compressor, respectivamente. Em geral, nota-se uma boa concordância, com erros na faixa de $\pm 10\%$. Para vazões mássicas menores do que 120 kg/h , observa-se uma maior dispersão dos dados experimentais, com alguns pontos excedendo a faixa de $\pm 10\%$. O mesmo comportamento pode ser observado para uma potência consumida experimental menor do que 3500 W . Uma possível explicação para os maiores erros abaixo de 100 kg/h é a maior incerteza de medição da vazão mássica nessa faixa.

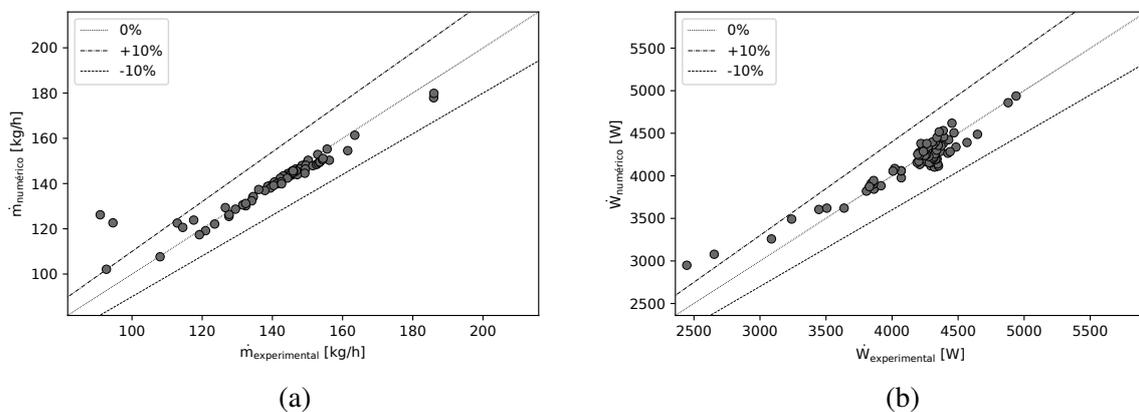


Figura 22 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - (a) vazão mássica deslocada e (b) potência consumida pelo compressor

A Figura 23a apresenta um comparativo entre o calor total dissipado pelo compressor, obtido pela Equação (68), o valor experimental é obtido através da diferença entre a potência elétrica fornecida pela fonte de alimentação e o trabalho de compressão do ciclo de refrigeração, onde as entalpias são calculadas a partir das pressões e temperaturas medidas. A Figura 23b, por sua vez, apresenta os dados para a temperatura de descarga do fluido refrigerante. Similarmente aos resultados para a potência, o calor dissipado possui boa concordância com erros na faixa de $\pm 10\%$, sendo que apenas dois pontos experimentais excedem tal valor. Para a temperatura de descarga, o modelo numérico consegue prever resultados coerentes para uma faixa de $\pm 4^\circ\text{C}$, com

somente dois pontos experimentais abaixo do limite estabelecido, o que pode ser considerado satisfatório. Salienta-se que a potência, o calor dissipado e a temperatura dependem direta ou indiretamente da vazão mássica. Portanto, os erros dos pontos indicados para a vazão mássica carregam o erro para as outras variáveis.

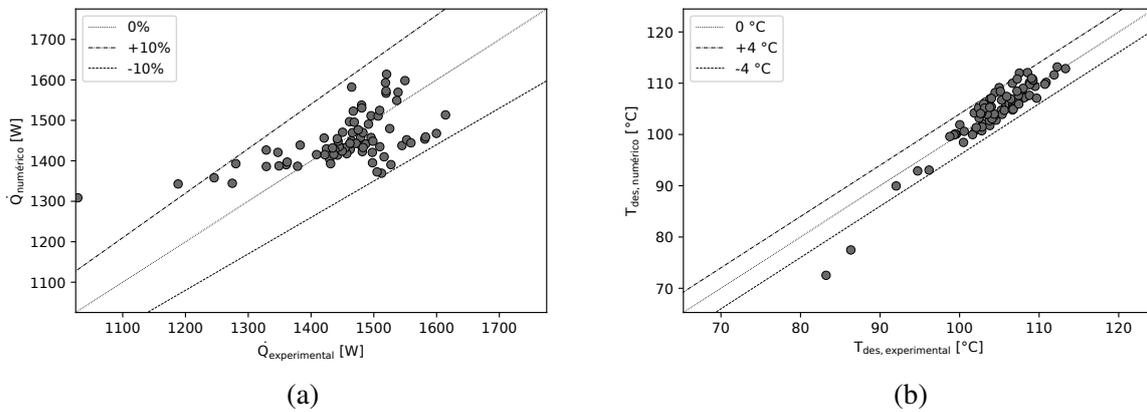


Figura 23 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - (a) calor trocado pelo compressor e (b) temperatura na descarga

O modelo do condensador também foi validado contra os dados experimentais obtidos no túnel de vento. Para avaliar o componente de forma separada, a vazão mássica e temperatura de entrada do fluido refrigerante, bem como temperatura e vazão do ar no trocador de calor, foram utilizadas como dados de entrada. A Figura 24 mostra os valores calculados para o calor dissipado pelo condensador. Nota-se que o modelo consegue prever de modo satisfatório os valores experimentais, dentro de uma faixa de erro de $\pm 5\%$. Ainda, pode ser verificado que dos 51 pontos experimentais, 50 concentram-se em uma faixa entre 7000 e 9000 W.

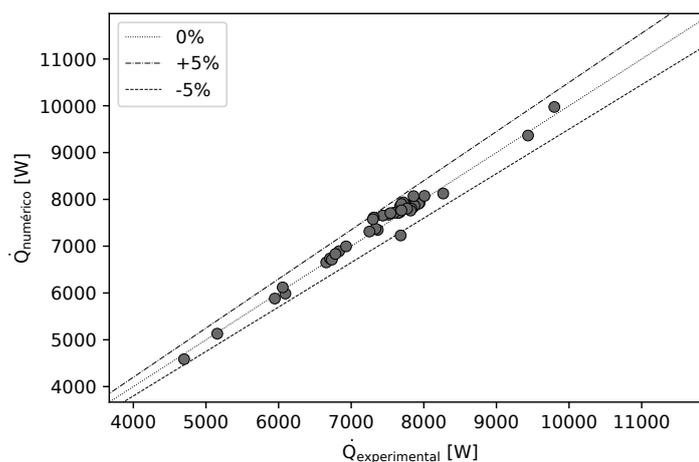


Figura 24 – Calor dissipado condensador

Os valores calculados para a queda de pressão do escoamento de ar são apresentados na Figura 25. Observa-se que os valores calculados preveem os valores experimentais de forma satisfatória para uma faixa de erro de $\pm 10\%$. Ainda, uma grande parcela dos pontos experimentais encontra-se em uma faixa de 240 a 260 Pa.

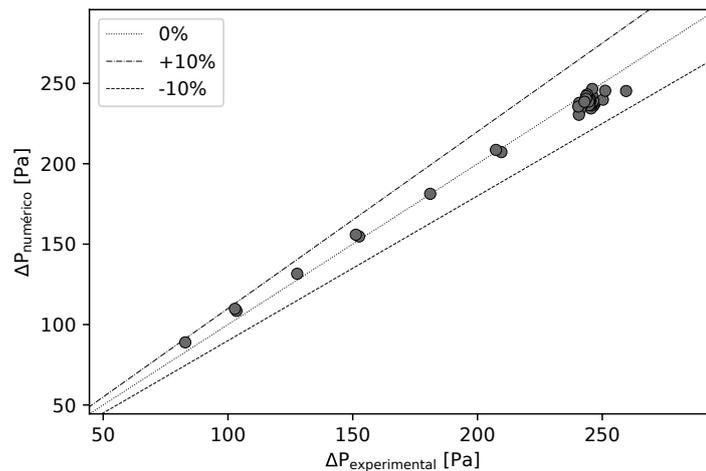
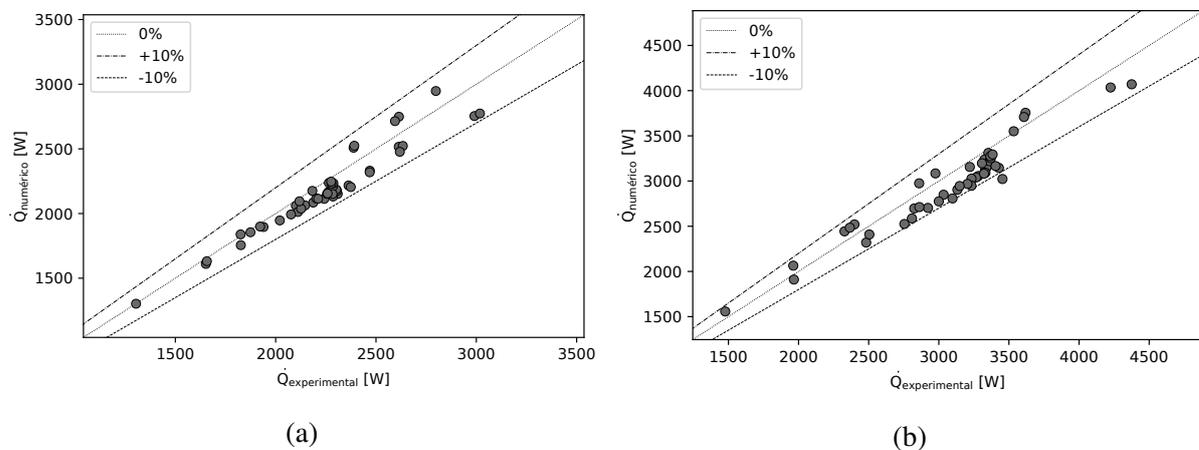


Figura 25 – Perda de carga condensador

Na sequência os resultados numéricos dos evaporadores foram comparados com os dados experimentais. Para a simulação de cada trocador de calor, a entalpia, pressão e vazão mássica do fluido refrigerante na entrada de cada evaporador foram informados como dados de entrada para o modelo numérico. Além disso, a temperatura e vazão de ar também foram utilizadas para a simulação.

As Figuras 26a e 26b mostram os resultados para taxa de transferência de calor total (sensível e latente) para o evaporador do *cockpit* e da cabine, respectivamente. Nota-se uma boa concordância dos dados numéricos quando comparados aos experimentais, para uma faixa de erro de $\pm 10\%$ em ambos os trocadores de calor. Além disso, para o evaporador da cabine, uma grande parcela dos pontos experimentais concentra-se em uma faixa entre 2800 e 3800 W, enquanto para o evaporador do *cockpit* a maior parte dos pontos experimentais está na faixa de 2000 a 2500 W. Observa-se ainda que, para o evaporador do *cockpit*, há uma maior dispersão dos dados para valores acima de 2500 W.

Figura 26 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - calor total evaporador (a) *cockpit* e (b) cabine

As parcelas de calor sensível e latente também foram verificadas separadamente. A

Figura 27a apresenta o comparativo entre os dados numéricos e experimentais para o calor sensível do *cockpit*, enquanto a Figura 27b mostra os resultados para o evaporador da cabine. Observa-se uma boa concordância dos dados para a faixa de $\pm 10\%$. Nota-se ainda que o evaporador da cabine possui uma maior dispersão dos dados em relação ao seu valor obtido experimentalmente.

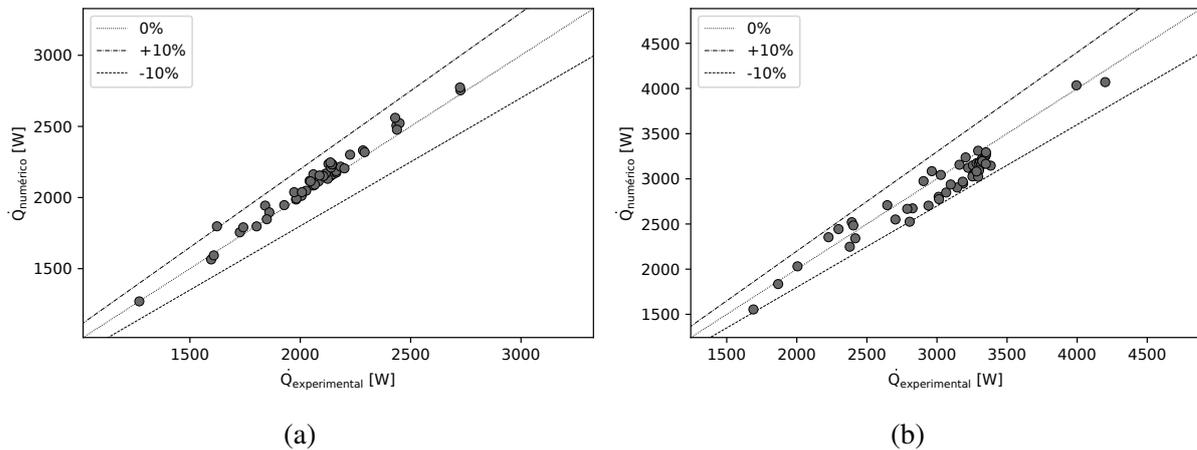


Figura 27 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - calor sensível evaporador (a) *cockpit* e (b) cabine

A Figura 28 mostra o comparativo dos dados numéricos e experimentais para o calor latente no evaporador do (a) *cockpit* e (b) cabine. Nota-se que o modelo consegue prever os dados experimentais para uma faixa de $\pm 30\%$. Observa-se que 65 % dos pontos experimentais encontram-se em uma região menor que 200 W, uma vez que a maioria dos testes foram realizados com umidade relativa baixa e próxima de 40 %.

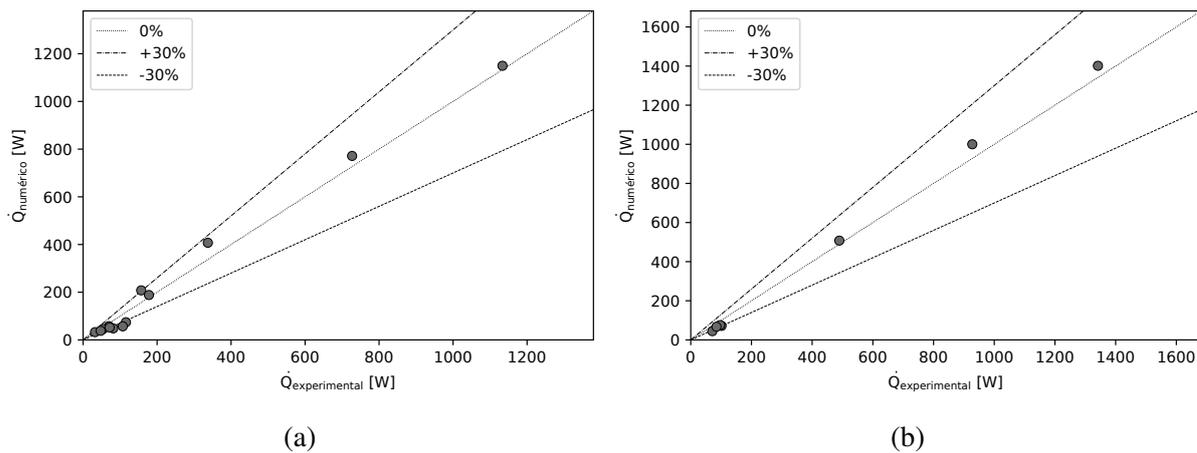


Figura 28 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - calor latente evaporador (a) *cockpit* e (b) cabine

A Figura 29 apresenta o comparativo dos dados numéricos com os experimentais para a queda de pressão do escoamento de ar no evaporador do (a) *cockpit* e (b) cabine. Os valores calculados preveem os valores experimentais para uma faixa de erro de $\pm 30\%$. Observa-se, para ambos os trocadores, uma região onde o modelo não detecta o aumento da perda de carga dos

evaporadores. Essa região encontra-se em valores acima de 150 Pa para o evaporador do *cockpit* e 100 Pa para o evaporador da cabine.

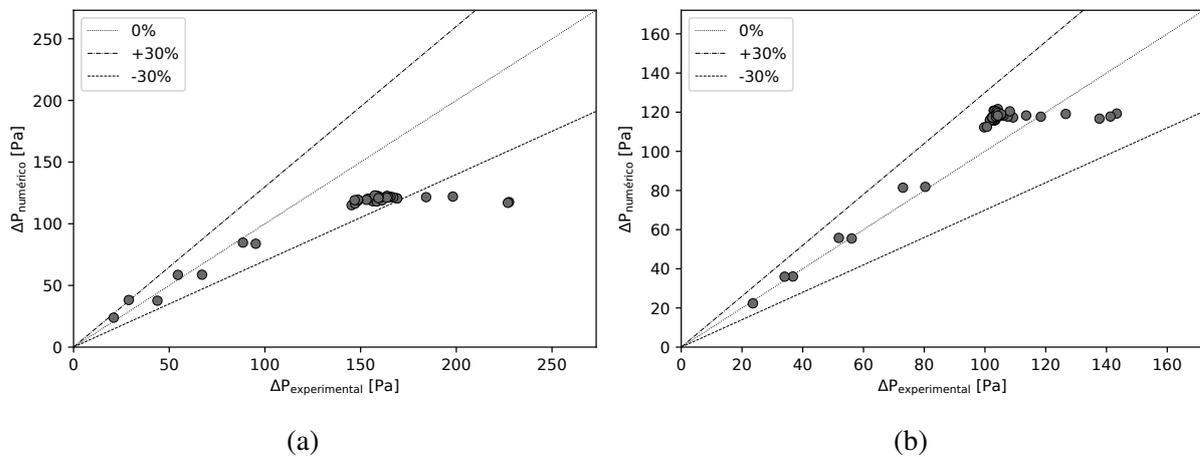


Figura 29 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - queda de pressão evaporador (a) *cockpit* e (b) cabine

Em seqüência, as primeiras validações e análises do modelo do sistema foram realizadas. Para a convergência dos resultados, o algoritmo de solução considera como erro máximo de convergência valores menores que 1 W, tanto para os trocadores de calor como para o balanço global de energia do sistema. De forma a garantir a qualidade e convergência dos resultados obtidos, os resíduos para o condensador, o evaporador da cabine, o evaporador do *cockpit* e o sistema foram determinados para cada simulação. A Figura 30a mostra os valores dos resíduos para o balanço global de energia enquanto a Figura 30b o faz para os resíduos do condensador em cada simulação. Nota-se que todos os pontos estão dentro da faixa de ± 1 W.

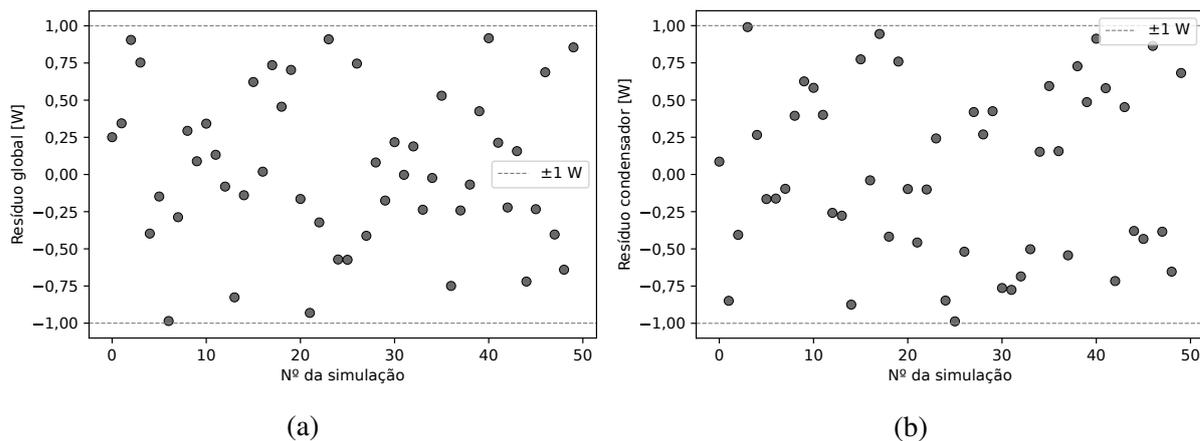


Figura 30 – Resíduos do balanço de energia (a) global e do (b) condensador

De forma semelhante, a Figura 31 mostra os resíduos dos evaporadores (a) da cabine e (b) do *cockpit* para cada simulação realizada. Observa-se que todas as simulações atenderam ao critério de solução, garantindo a convergência dos resultados obtidos. Ainda, nota-se que os resíduos apresentam uma distribuição aleatória em relação ao valor zero.

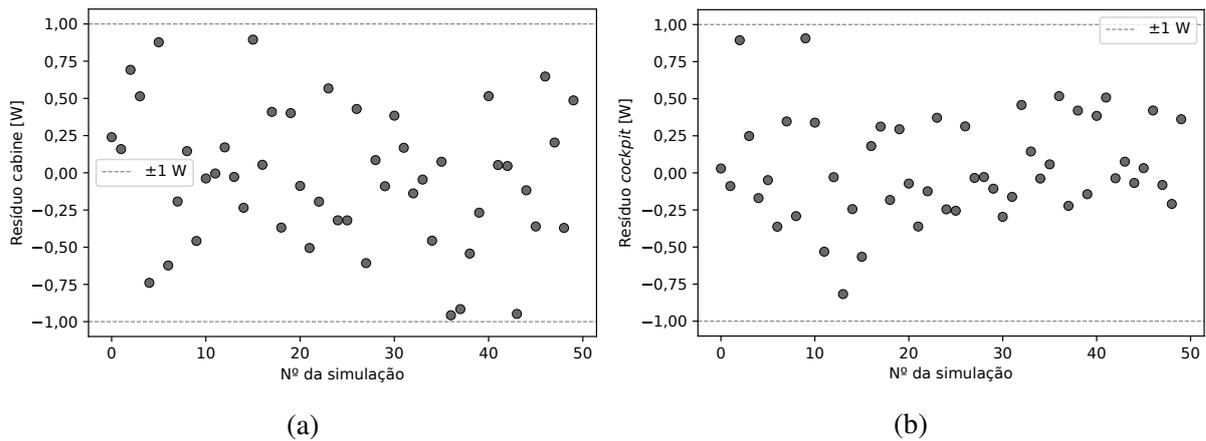


Figura 31 – Resíduos dos evaporadores da (a) cabine e (b) cockpit

Com a confiabilidade da convergência das simulações, os dados numéricos foram comparados com os dados experimentais obtidos em laboratório. As Figuras 32a e 32b mostram os comparativos dos valores para a vazão mássica e capacidade de refrigeração total do sistema, respectivamente. Pode ser observado que o modelo consegue prever os resultados experimentais de forma satisfatória. Dos 50 pontos experimentais, 90 % dos resultados para a vazão mássica estão dentro da faixa de $\pm 5\%$, enquanto para a capacidade de refrigeração o modelo reproduz 96 % dos pontos dentro da mesma faixa.

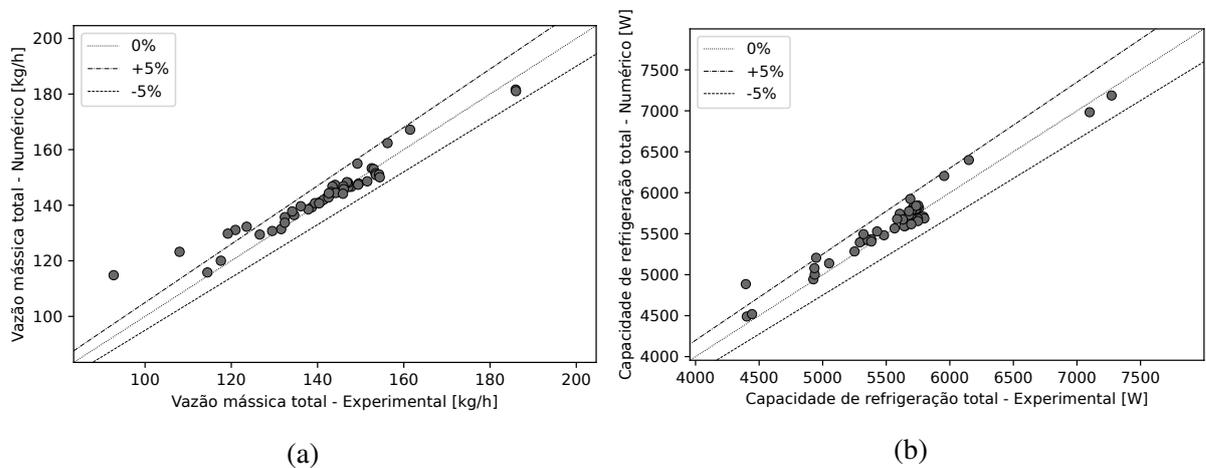


Figura 32 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - (a) vazão mássica e (b) capacidade de refrigeração

A Figura 33 mostra os resultados para a capacidade de refrigeração dos evaporadores do (a) cockpit e (b) da cabine. Para ambos os evaporadores, de modo semelhante à capacidade total, o modelo reproduz os dados experimentais de modo satisfatório para uma faixa de $\pm 10\%$. Apesar do modelo reproduzir com maior precisão a capacidade total de refrigeração, quando avaliadas separadamente, a capacidade de cada evaporador possui maior dispersão dos dados. Todavia, dentre os 50 pontos avaliados, 90 % estão dentro da faixa para ambos os evaporadores cockpit e cabine.

As Figuras 34a e 34b mostram os comparativos entre dados experimentais e numéricos

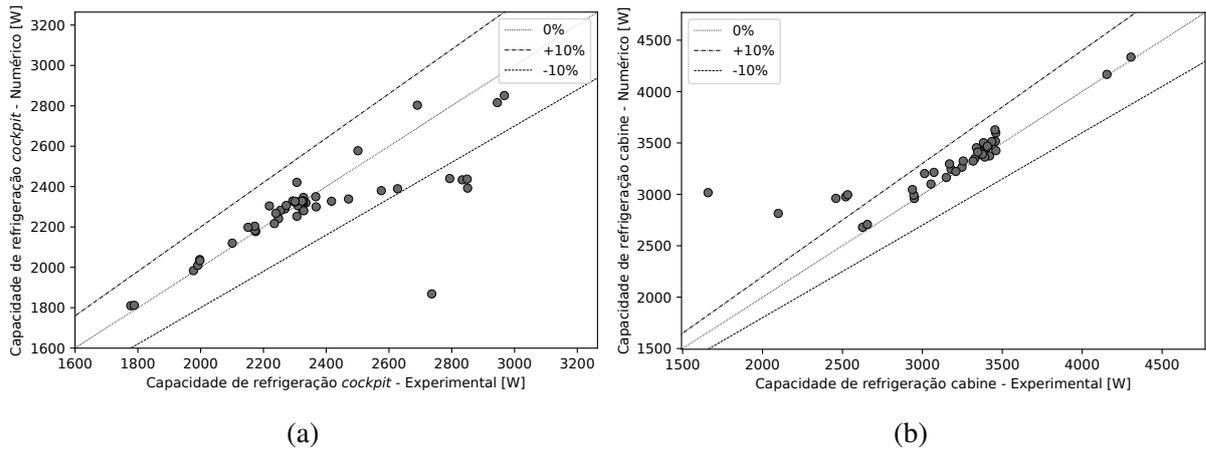


Figura 33 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - capacidade de refrigeração evaporador (a) *cockpit* e (b) *cabine*

para o COP do sistema e a potência consumida, respectivamente. Nota-se uma concordância satisfatória entre os dados visto que, dentre os 50 pontos experimentais, 94 % deles estão dentro de uma faixa de $\pm 5\%$ para a potência, enquanto 96 % estão dentro da mesma faixa para o COP.

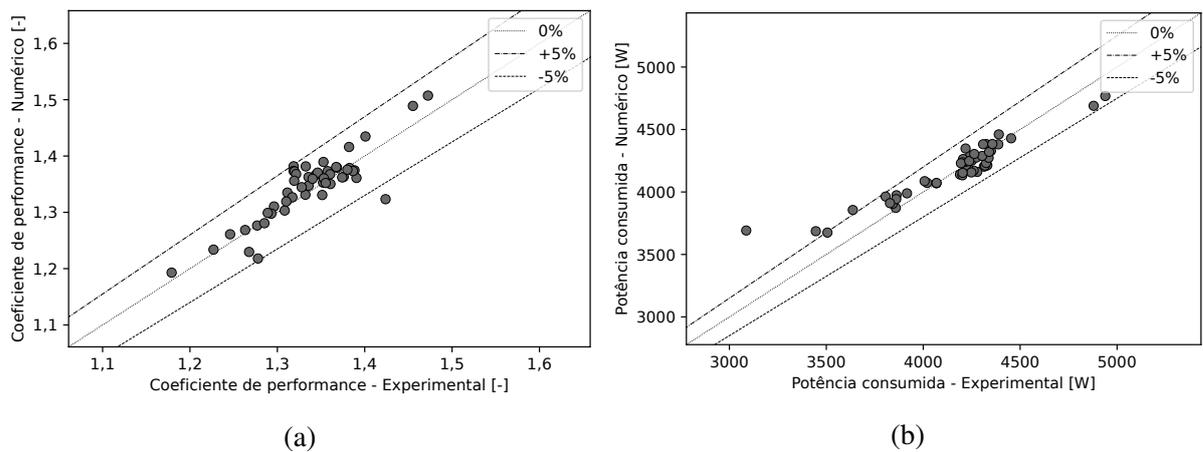


Figura 34 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - (a) COP e (b) potência

Por fim, as pressões do sistema também foram comparadas com os pontos obtidos a partir dos testes. A determinação das pressões é um passo essencial no modelo numérico, pois são para essas variáveis que o modelo está corrigindo a cada iteração. A qualidade e precisão dos demais resultados obtidos é impacto direto do resultado para as pressões, visto que o funcionamento dos componentes depende diretamente das pressões de operação. A Figura 35 mostra os resultados para as pressões de (a) condensação e (b) sucção do sistema. Nota-se que o resultado numérico para a pressão de condensação prevê 98 % dos pontos dentro da faixa de $\pm 5\%$. Para a pressão de sucção, os resultados mostram uma maior dispersão dos dados, onde 86 % dos valores estão dentro da faixa.

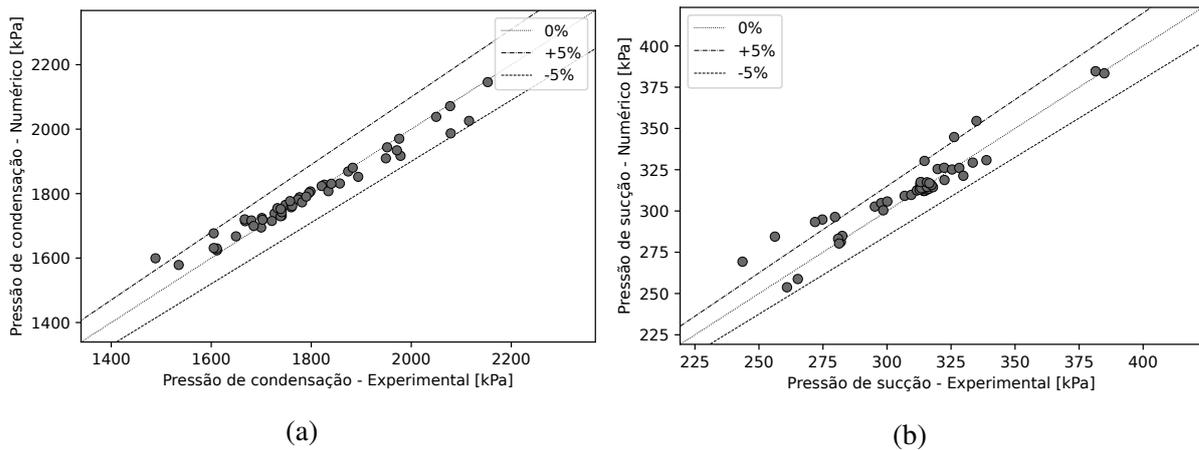


Figura 35 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - pressão de (a) condensação e (b) sucção

As Figuras 36a e 36b mostram os comparativos entre os resultados numéricos e experimentais para as pressões de evaporação do *cockpit* e cabine, respectivamente. Apesar do modelo reproduzir os resultados de forma satisfatória para uma faixa de $\pm 10\%$, observa-se uma leve tendência de o algoritmo subestimar os valores para as pressões de evaporação para o evaporador da cabine e *cockpit*.

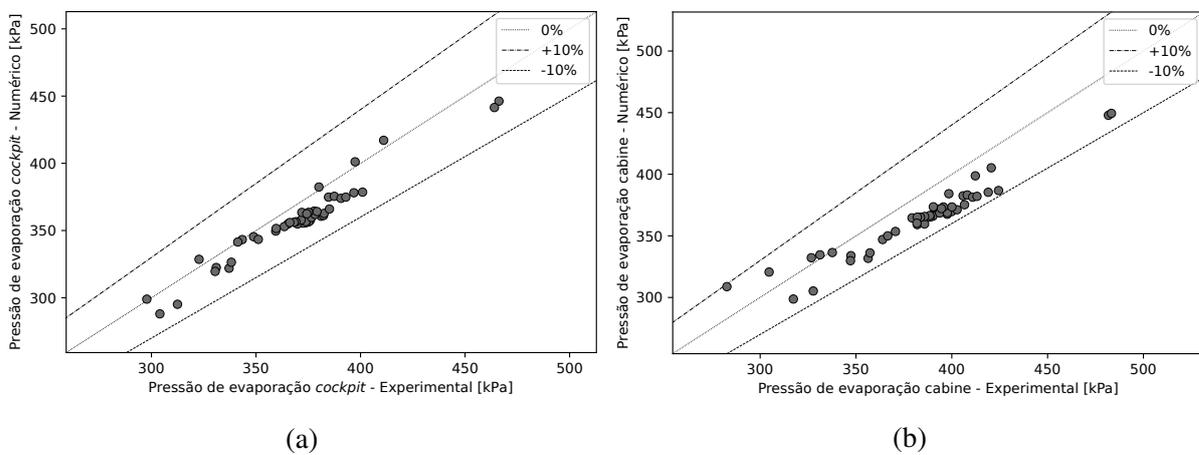


Figura 36 – Comparativo entre dados numéricos e experimentais - pressão de evaporação do (a) *cockpit* e (b) cabine

4.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Após a validação do modelo matemático contra os dados experimentais, uma análise de sensibilidade foi realizada como objetivo de identificar a consistência física do modelo em relação aos parâmetros de operação do sistema de refrigeração. Para esta análise, a temperatura e a vazão do ar no condensador, assim como a umidade relativa e a vazão do ar nos evaporadores foram levados em consideração. De forma a garantir a convergência de todos os pontos, diferentes discretizações para os trocadores de calor foram utilizadas, de modo que alguns pontos se encontram deslocados da linha de tendência.

As Figuras 37 a 39 mostram a sensibilidade do modelo matemático em função da temperatura do ar na entrada do condensador. Pode ser observado que o aumento desta temperatura do ar resulta em um aumento da pressão de condensação, conforme mostra Figura 37. As Equações (6), (7) e (10) indicam que o coeficiente global de transferência de calor e a efetividade são funções predominantemente definidas pela vazão de ar do trocador de calor. Dessa forma, avaliando-se a Equação (3), nota-se que de forma a manter a taxa de rejeição de calor para o ar ambiente, há a necessidade do aumento da temperatura de condensação. Além disso, a nova pressão de condensação deve atender à premissa de imposição do sub-resfriamento conforme Equação (77).

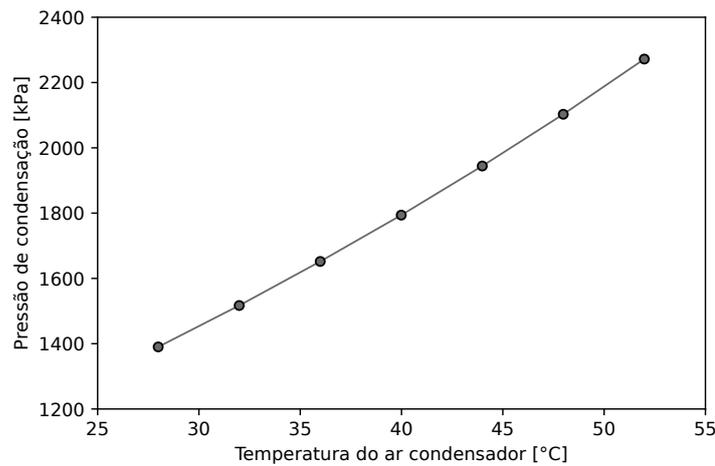


Figura 37 – Sensibilidade da pressão de condensação por temperatura do ar no condensador

A vazão mássica de fluido refrigerante se comporta de forma oposta àquela observada para a pressão de condensação. A Figura 38 mostra a variação da (a) vazão mássica de fluido refrigerante e (b) da razão de pressão em função da temperatura do ar no condensador. As Equações (64) e (65) indicam que a vazão mássica de fluido refrigerante é dependente da razão de pressões, de modo que à medida que a razão de pressão aumenta a vazão mássica deve diminuir.

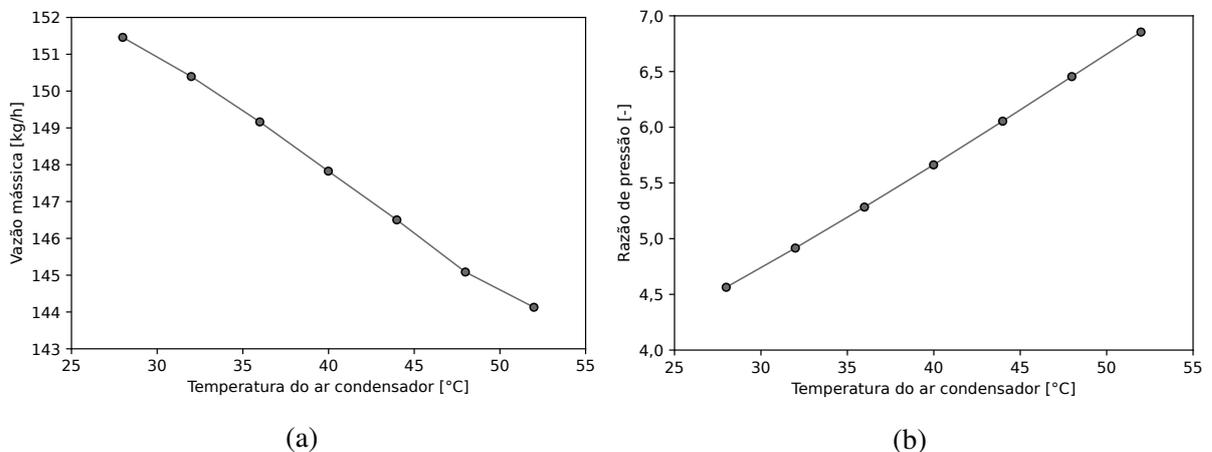


Figura 38 – Sensibilidade da (a) vazão mássica de fluido refrigerante e (b) razão de pressão por temperatura do ar no condensador

De forma semelhante ao observado na Figura 37, a pressão de sucção do sistema aumenta com o aumento da temperatura do ar na entrada do condensador, como pode ser observado na Figura 39. Com menor vazão mássica de fluido refrigerante presente no sistema, um novo ponto de operação e equilíbrio deve ser atingido para os evaporadores. A condição de operação é definida com base no equilíbrio entre a taxa de transferência de calor do lado do ar e do fluido refrigerante, além da imposição do grau superaquecimento para uma determinada pressão de evaporação. Para uma determinada pressão de evaporação, uma menor vazão mássica de fluido refrigerante requer menor taxa de transferência de calor nos evaporadores para atingir o mesmo grau de superaquecimento, conforme Equações (78) e (79). Portanto, a pressão de sucção deve aumentar de forma a equilibrar os balanços de energia nos lados do ar e do fluido refrigerante.

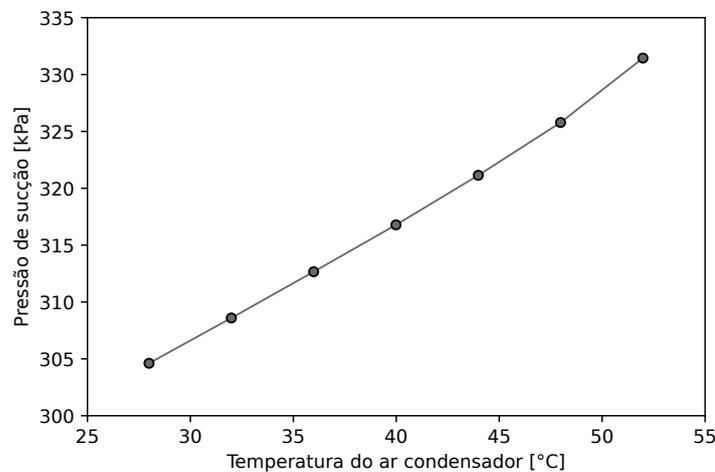


Figura 39 – Sensibilidade da pressão de sucção por temperatura do ar no condensador

As Figuras 40a e 40b mostram a sensibilidade da pressão de condensação e sucção do sistema, respectivamente, em relação a vazão de ar no condensador. Nota-se que a maior vazão de ar proporciona menor pressão de condensação. Similarmente à temperatura de condensação, o coeficiente global de transferência de calor obtido pela Equação (7) é dependente da vazão de ar do trocador de calor. Uma vez que o coeficiente global de transferência de calor é maior, o diferencial de temperatura necessário para proporcionar a taxa de transferência de calor será menor, conforme Equação (3).

Para a pressão de sucção a mesma tendência é observada: quanto maior a vazão de ar no condensador menor será a pressão. Tal efeito é composto por dois principais fatores, o primeiro está relacionado com a diminuição da pressão de condensação, resultando em maior vazão mássica de fluido refrigerante para o sistema. Assim, maior será a taxa de transferência de calor necessário para os evaporadores considerando a mesma imposição de superaquecimento. O segundo fator é relacionado ao coeficiente global de transferência de calor dos evaporadores, uma vez que este é determinado majoritariamente pela vazão de ar dos evaporadores, de modo que não se observa alteração significativa em seu valor ao variar a vazão de ar no condensador. De forma que a diferença de temperatura, observado na Equação (39), deve ser ajustada resultando em diminuição da temperatura de evaporação.

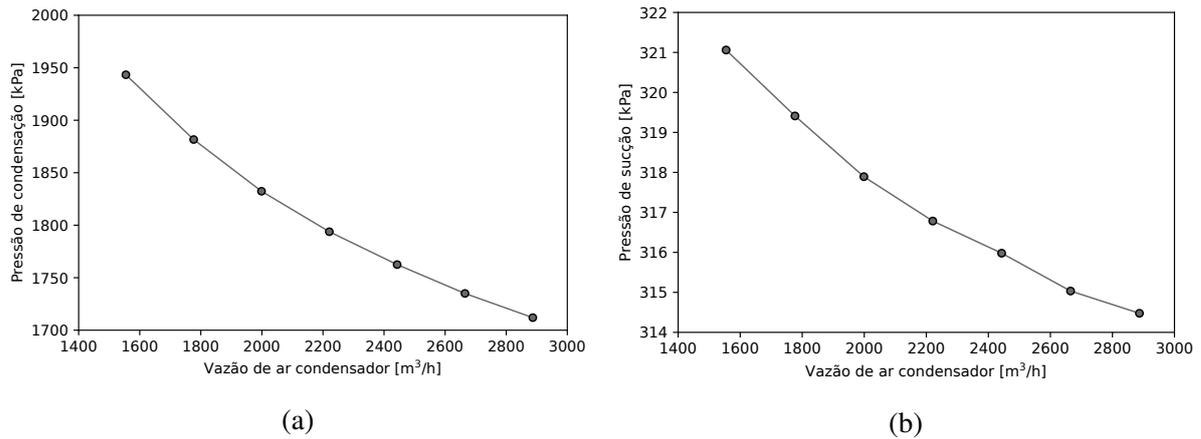


Figura 40 – Sensibilidade da pressão de (a) condensação e (b) sucção por vazão de ar no condensador

As tendências da vazão mássica e da razão de pressões podem ser observadas na Figura 41a e Figura 41b, respectivamente. Nota-se que há uma diminuição da razão de pressão do sistema com a vazão de ar no condensador, enquanto a vazão mássica de refrigerante mostra o comportamento oposto, o que é facilmente explicado através das Equações (64) e (65). Entretanto, deve-se destacar que a diminuição da pressão de sucção tem como consequência o aumento do volume específico. Esse efeito isolado proporciona a redução da vazão mássica de fluido refrigerante, conforme Equação (64). Apesar dos efeitos opostos, a tendência resultante é um aumento pouco significativo na vazão mássica de 146,5 para 148,5 kg/h.

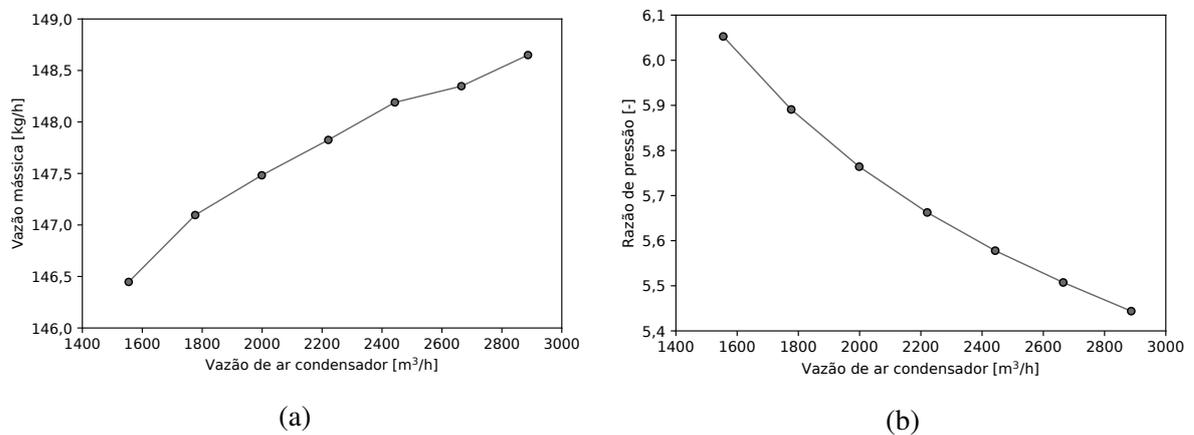


Figura 41 – Sensibilidade da (a) vazão mássica de fluido refrigerante e (b) razão de pressão por vazão de ar no condensador

A sensibilidade do sistema em relação à vazão de ar nos evaporadores foi avaliada variando-se simultaneamente a vazão para cada um dos evaporadores em um intervalo entre -30 % a 30 % da vazão nominal. De forma a facilitar a visualização dos resultados, a vazão do evaporador do *cockpit* foi utilizada no eixo das abscissas.

As Figuras 42a e 42b mostram a sensibilidade da pressão de condensação e sucção do sistema, respectivamente, em função da vazão de ar do evaporador do *cockpit*. Nota-se o aumento da pressão de sucção com o aumento da vazão de ar. Uma vez que o coeficiente global

de transferência de calor é afetado positivamente com a maior da vazão de ar, a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e o ar deve diminuir. Além disso, o novo ponto de operação do sistema deve atender à premissa do modelo, exemplificado nas Equações (78) e (79), onde o grau de superaquecimento é imposto ao sistema.

O aumento da pressão de sucção tem como consequência uma maior vazão mássica de fluido refrigerante disponível para o sistema. Dada a maior necessidade de dissipação de calor no condensador, a pressão de condensação deve aumentar para compensar a diferença de temperatura entre o ar e fluido refrigerante, como mostra a Equação (3). Além disso, a nova pressão de condensação deve atender não só o aumento da vazão mássica de fluido refrigerante, mas também a condição de sub-resfriamento imposta ao sistema através da Equação (77).

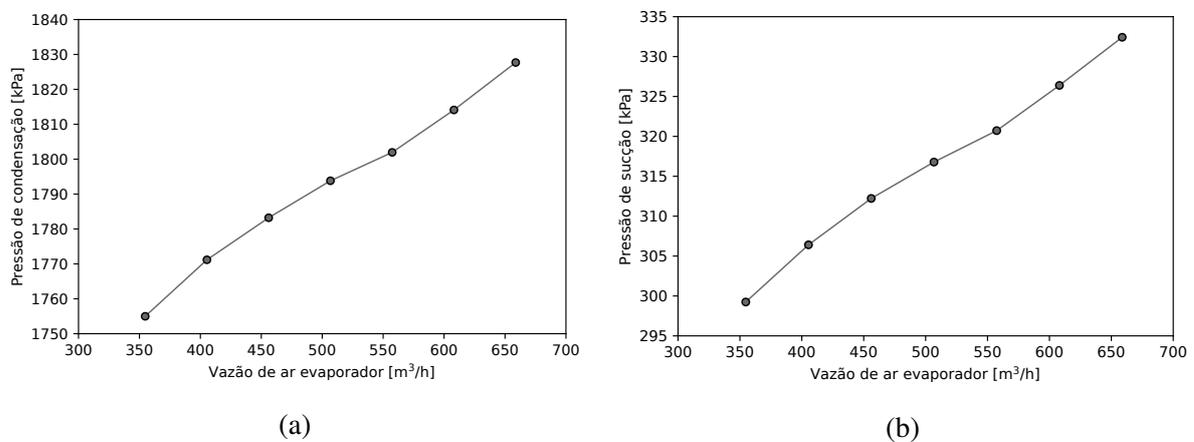


Figura 42 – Sensibilidade da pressão de (a) condensação e (b) sucção por vazão de ar no evaporador

A Figura 43 mostra a variação da (a) vazão mássica de fluido refrigerante e da (b) razão de pressões em função da vazão de ar do evaporador do *cockpit*. Como citado anteriormente, o aumento da vazão de ar proporciona o aumento da vazão mássica de fluido. Avaliando as Equações (64) e (65), nota-se que o efeito é devido tanto à diminuição da razão de pressão quanto à diminuição do volume específico proporcionado pelo aumento da pressão de sucção.

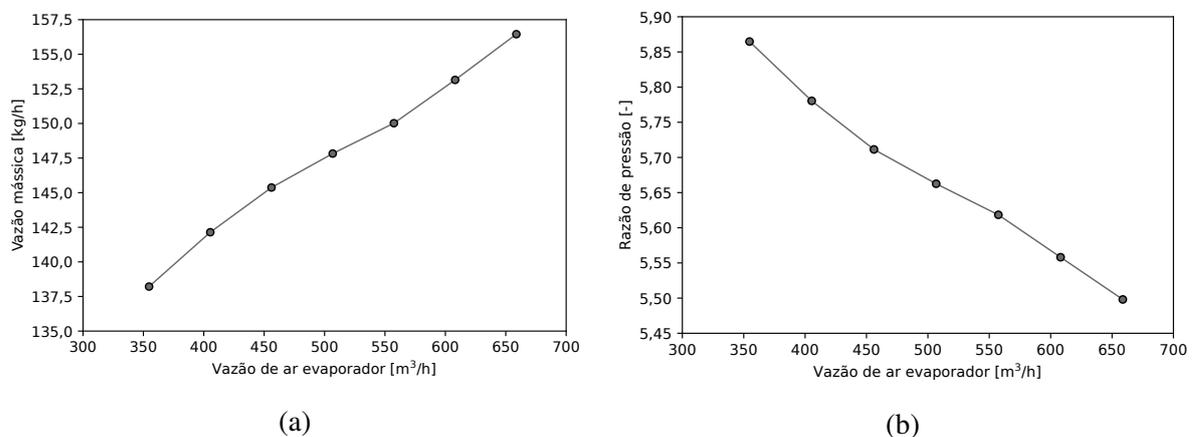


Figura 43 – Sensibilidade da (a) vazão mássica e (b) razão de pressão por vazão de ar no evaporador

As Figuras 44a e 44b mostram a variação da pressão de sucção e a razão de pressão do sistema, respectivamente, em função da umidade relativa do ar na entrada dos evaporadores. Nota-se o aumento da pressão de sucção em conjunto com a redução da razão de pressão. Ainda, há uma região entre 20 e 40 % de umidade relativa onde a pressão é consideravelmente constante. O aumento ocorre a partir de 40 %, onde a transferência de calor latente inicia devido à temperatura da superfície do trocador de calor estar abaixo da temperatura de orvalho, conforme Equação (47). Deve-se destacar também que o aumento da umidade relativa do ar representa um aumento da carga térmica latente no evaporador, como destaca a Equação (43).

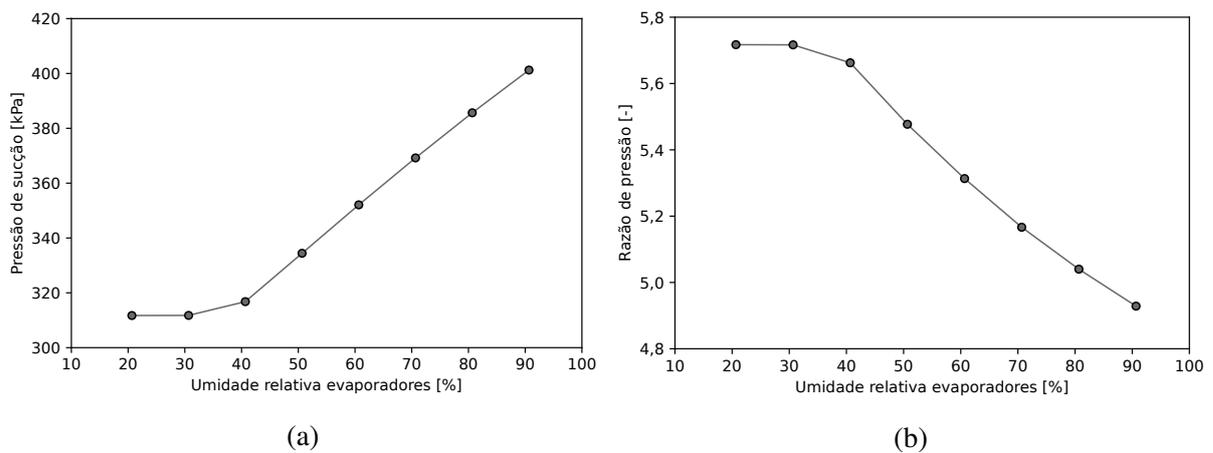


Figura 44 – Sensibilidade da (a) pressão de sucção e (b) razão de pressão por umidade relativa

As temperaturas envolvidas no processo podem ser observadas na Figura 45a. Como comentado, a temperatura da superfície do trocador de calor fica abaixo da temperatura de orvalho a partir de, aproximadamente, 40 % de umidade relativa. A partir desse ponto, a taxa de calor sensível diminui devido às temperaturas entre o ar e o fluido refrigerante, conforme mostra a Figura 45b e a Equação (42). Já para o calor latente, o aumento é gerado pela maior umidade absoluta do ar na entrada do evaporador e consequente maior diferença de umidades entre a superfície e o ar, conforme Equação (43). Como resultado a taxa total de transferência de calor do sistema aumenta de 5800 a 7500 W.

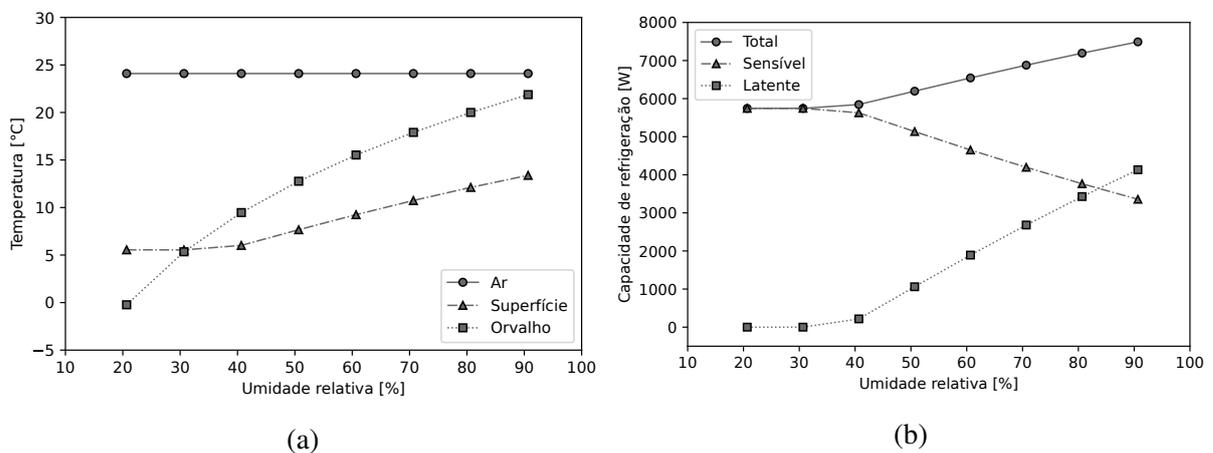


Figura 45 – Sensibilidade das (a) temperaturas e (b) transferência de calor por umidade relativa

A análise de sensibilidade é uma ferramenta essencial para entender a relação entre os diferentes parâmetros de operação e os resultados do modelo matemático. É importante destacar que o modelo numérico utilizado nesta análise se mostrou incondicionalmente convergente em todas as situações avaliadas. Outro aspecto relevante a ser destacado é todas as variáveis resposta analisadas mostraram tendências consoantes com os comportamentos termodinâmicos esperados.

4.3 REPROJETO DO SISTEMA

Após a validação do modelo matemático e a realização da análise de sensibilidade, o sistema de refrigeração foi redimensionado com o objetivo de identificar oportunidades de melhorias no compressor e trocadores de calor.

O reprojeto do sistema de refrigeração foi realizado em diferentes etapas, descritas a seguir:

- Projeto de condensador microcanal equivalente ao condensador de referência;
- Simulação do sistema com novo condensador e evaporadores de referência;
- Ajustes geométricos do condensador microcanal;
- Projeto de evaporadores microcanal equivalente aos evaporadores de referência;
- Simulação do sistema com todos os trocadores de calor microcanal;
- Ajustes geométricos nos evaporadores;
- Inclusão de novo compressor automotivo.

Além disso, de forma a obter um sistema equivalente com trocadores de calor microcanal, algumas restrições devem ser consideradas para o dimensionamento dos evaporadores e do condensador. Para tanto, a capacidade de refrigeração de cada evaporador devem ser mantidas. Ainda, a pressão de sucção do sistema e a área de face de cada trocador de calor também devem ser equivalentes as mesmas, visto que o controle de capacidade do compressor se dá com base na manutenção das pressões.

Para efeitos de comparação, as condições descritas na Tabela 9 foram empregadas.

Os parâmetros geométricos e a massa dos trocadores utilizados no sistema de referência são apresentados na Tabela 10.

A primeira estimativa da área superficial para os trocadores de calor do tipo microcanal, com capacidade equivalente aos modelos de referência, foi realizada utilizando a definição para o calor dissipado, definido pela Equação (3), em que a efetividade é calculada com base nos dados experimentais para a taxa de transferência de calor e as temperaturas do ar e do fluido refrigerante. A partir da efetividade e a Equação (5), o valor para NUT de cada trocador é obtido. Com a definição de NUT e também do UA do trocador de calor, o valor da primeira estimativa da área superficial é obtido através da Equação (7), rescrita para a A_o como segue:

Tabela 9 – Condição de teste sistema de referência

Item	Valor
Temperatura do ar - entrada condensador	40 °C
Temperatura do ar - entrada evaporadores	25 °C
Umidade relativa do ar - entrada evaporadores	40 %
Vazão volumétrica de ar - condensador	2210 m ³ /h
Vazão volumétrica de ar - evaporador <i>cockpit</i>	510 m ³ /h
Vazão volumétrica de ar - evaporador cabine	765 m ³ /h
Capacidade de refrigeração - cockpit	2328,0 W
Capacidade de refrigeração - cabine	3525,6 W
Capacidade de refrigeração - total	5853,6 W
Vazão mássica total	148,2 kg/h
Pressão de sucção	317,5 kPa

Tabela 10 – Parâmetros geométricos dos trocadores de calor referência tubo aleta

	Condensador	Evaporador <i>cockpit</i>	Evaporador cabine
Número de tubos	60	50	90
Número de colunas	4	5	5
Área de face	0,13 m ²	0,06 m ²	0,09 m ²
Área da superfície externa	11,55 m ²	6,35 m ²	9,87 m ²
Largura	350 mm	230 mm	200 mm
Altura	380 mm	250 mm	460 mm
Comprimento	76 mm	95,30 mm	95,30 mm
σ	0,57	0,57	0,57
β	1140 m ⁻¹	1141 m ⁻¹	1133 m ⁻¹
Massa	3,99 kg	2,84 kg	4,33 kg

$$A_o = \frac{1}{\eta_o \dot{h}_o} \left(\frac{1}{UA} - \frac{1}{\eta_i \dot{h}_i A_i} - \frac{\delta_w}{\kappa_w A_w} \right)^{-1} \quad (93)$$

Com a estimativa da área superficial, os demais parâmetros do trocador de calor microcanal podem ser definidos. A partir da geometria definida, a simulação do sistema foi realizada e os resultados analisados para verificação da necessidade de ajustes pontuais. Tais ajustes são necessários, pois a utilização da Equação (93) necessita de estimativas iniciais para parâmetros geométricos do trocador e também das pressões de operação que ainda não são conhecidas. Além disso a Equação (5) assume que o escoamento interno é puramente bifásico, o que não ocorre ao longo de todo trocador de calor.

4.3.1 Condensador

Para o condensador, a primeira geometria obtida a partir da metodologia descrita previamente resulta em uma área superficial $A_o = 5,26 m^2$, valor 54,46 % menor que a referência. Com o valor obtido, os seguintes parâmetros do trocador de calor são definidos, conforme apresentado na Tabela 11.

Tabela 11 – Parâmetros geométricos do condensador microcanal

Condensador microcanal	
Número de tubos	40
Número de colunas	1
Área de face	0,15 m^2
Área da superfície externa	5,26 m^2
Largura	380 mm
Altura	400 mm
Comprimento	18 mm
σ	0,73
β	1912 m^{-1}

A equivalência entre o condensador microcanal e o condensador tube-aleta original do sistema é mostrada na Figura 46a onde se nota uma diferença de aproximadamente 20 W, o que representa menos de 1 % do calor total rejeitado pelo condensador referência. Além disso, a Figura 46b apresenta a pressão de condensação para cada caso, com uma concordância de aproximadamente 1,2 % com a referência.

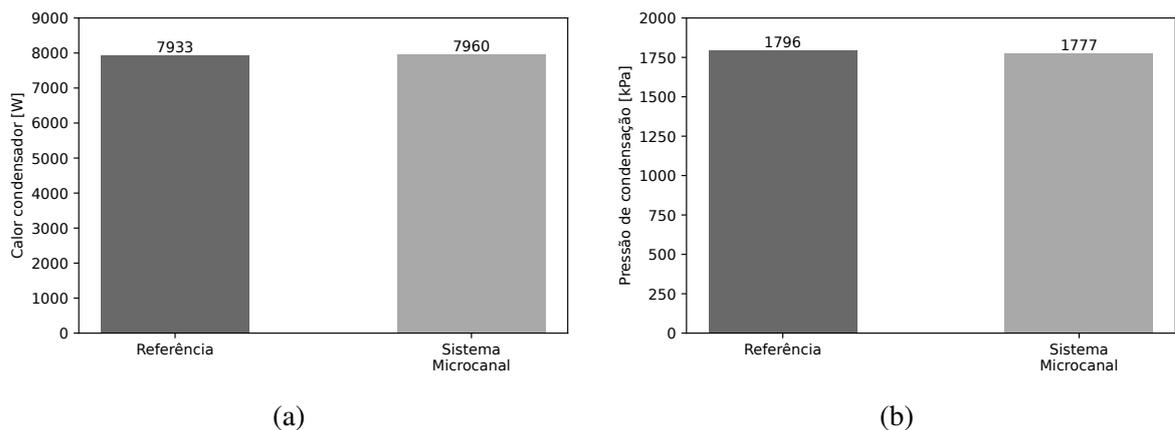


Figura 46 – Comparativo entre sistemas - (a) pressão de condensação e (b) calor

A Figura 47a mostra o comparativo para a vazão mássica total do sistema. Para ambos os casos, a vazão mássica se manteve em 148 kg/h . Além disso, a Figura 47b apresenta a pressão de sucção do sistema. Observa-se que, para o caso com condensador microcanal, a pressão de sucção do sistema reduziu em aproximadamente 1 kPa , equivalente a menos de 0,5 % em relação à referência.

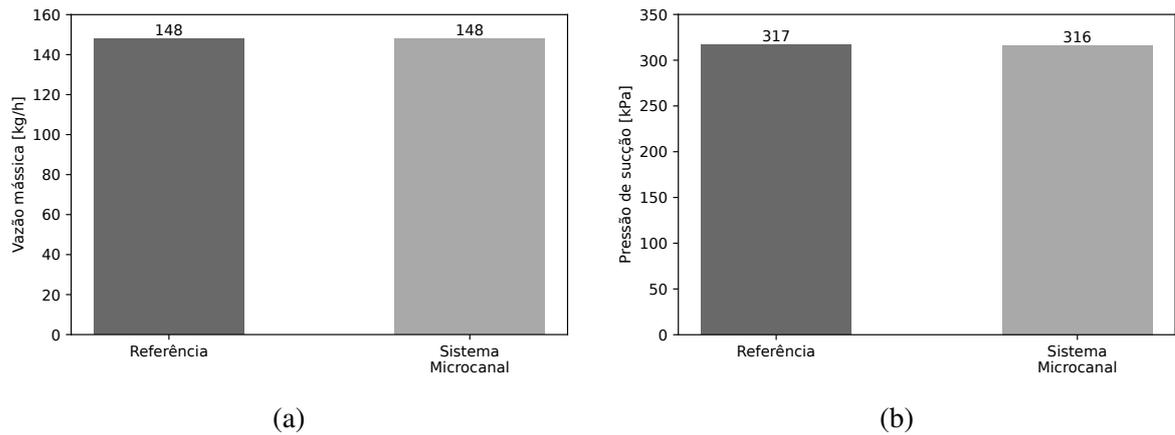


Figura 47 – Comparativo entre sistemas - (a) Vazão mássica e (b) pressão de sucção

A Figura 48a mostra a potência consumida para ambos os casos, onde se verifica que a alteração no tipo de condensador resultou em uma diminuição de aproximadamente 16 W no consumo, fator que está associado com a redução na pressão de condensação observado na Figura 46b. Para a capacidade de refrigeração, mostrada na Figura 48b, a alteração no condensador resultou em um aumento de aproximadamente 0,5 % em seu valor.

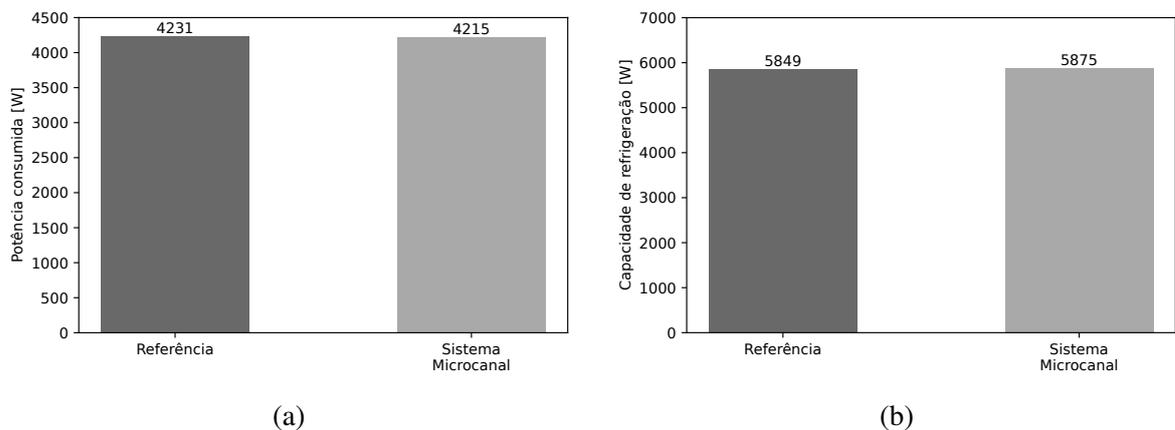


Figura 48 – Comparativo entre sistemas - (a) Potência e (b) capacidade de refrigeração

As Figuras 46 a 48 demonstram que a alteração do condensador tubo aletado para o condensador microcanal atendeu de forma satisfatória o sistema de refrigeração, resultando em baixas variações dos parâmetros analisados. Ainda, os valores observados mostram que não são necessário ajustes pontuais nos parâmetros geométricos do trocador de calor.

4.3.2 Evaporadores

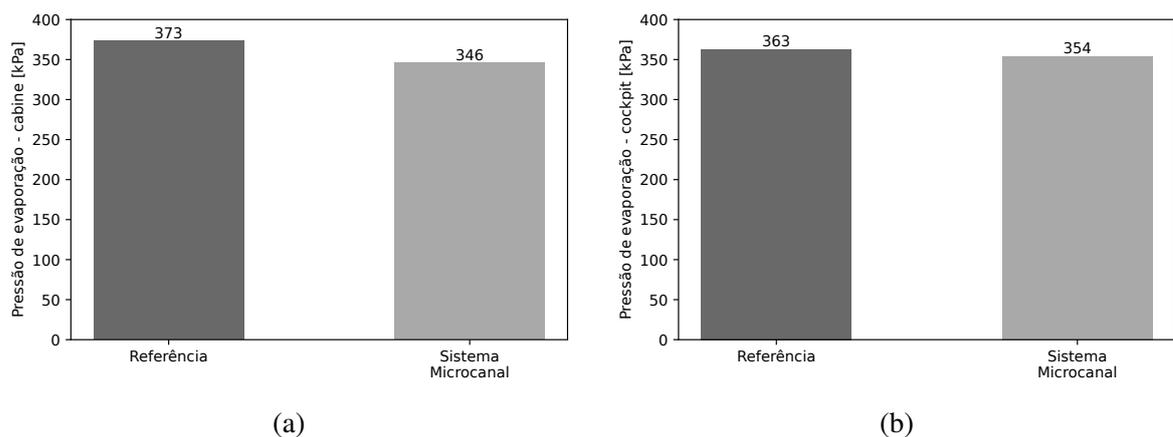
Para os evaporadores, o reprojeto consistiu no dimensionamento de dois trocadores de calor microcanal, um para a cabine e outro para o *cockpit*. As estimativas iniciais de área e o novo dimensionamento dos evaporadores já considera o sistema com o condensador do tipo microcanal obtido na Seção 4.3.1. Para o evaporador da cabine, a primeira estimativa inicial para a área da superfície resulta em $A_o = 3,69 m^2$, valor 62,61 % menor que a referência. Para o

evaporador do *cockpit*, a área da superfície resultante é $A_o = 1,98 \text{ m}^2$, equivalente a uma redução de 68,82 %. Com os valores obtidos, os parâmetros dos trocadores de calor são definidos, conforme apresentado na Tabela 12.

Tabela 12 – Parâmetros geométricos dos evaporadores microcanal

	Evaporador cabine	Evaporador <i>cockpit</i>
Número de tubos	90	32
Número de colunas	2	1
Área de face	$0,06 \text{ m}^2$	$0,07 \text{ m}^2$
Área da superfície externa	$3,69 \text{ m}^2$	$1,98 \text{ m}^2$
Largura	200 mm	300 mm
Altura	310 mm	220 mm
Comprimento	36 mm	18 mm
σ	0,68	0,68
β	1662 m^{-1}	1662 m^{-1}

Similarmente ao realizado para o sistema com condensador microcanal, os resultados da simulação serão analisados e comparados entre si de forma a avaliar a equivalência dos sistemas. A Figura 49 apresenta o comparativo dos resultados para as pressões de evaporação do novo sistema. Para o evaporador da cabine, conforme Figura 49a, há uma redução de aproximadamente 30 kPa na pressão de evaporação, ou seja, 7,2 % em relação à referência. Para o evaporador do *cockpit*, conforme Figura 49b, há uma redução de aproximadamente 2,4 % na pressão de evaporação. Para ambos os casos os resultados indicam uma necessidade do aumento da área superficial dos trocadores de calor, devido à redução das pressões de evaporação.

Figura 49 – Comparativo entre sistemas - Pressão de evaporação (a) cabine e (b) *cockpit*

A Figura 50a apresenta o comparativo entre as pressões de sucção para ambos os sistemas, na qual se nota uma redução da pressão de sucção em aproximadamente 3,2 %. Além disso, a Figura 50b mostra a vazão mássica para os sistemas, onde pode ser observado que o sistema com trocadores de calor microcanal possui vazão mássica menor que a referência, a diferença resultante é aproximadamente 5,0 kg/h.

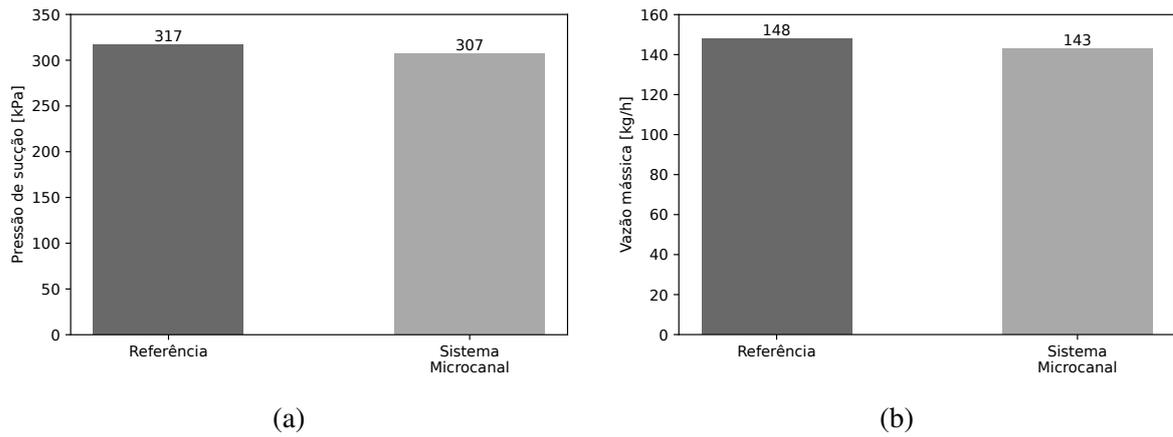


Figura 50 – Comparativo entre sistemas - (a) Pressão de sucção e (b) vazão mássica

A redução da vazão mássica observada na Figura 50b, juntamente com a redução das pressões de evaporação conforme Figura 49, indicam que os trocadores de calor possuem uma área superficial inferior ao necessário para a capacidade de refrigeração. Uma vez que o modelo consiste na imposição do superaquecimento na saída dos evaporadores, há a necessidade da redução da pressão de evaporação em ambos os trocadores de calor, de forma que o sistema consiga atender os critérios de convergência do modelo.

A Figura 51 mostra a capacidade de refrigeração para ambos os evaporadores. Pode ser observado na Figura 51a que o evaporador da cabine possui uma capacidade de refrigeração 7,1 % inferior à referência, enquanto o evaporador do *cockpit* possui capacidade de refrigeração 4,5 % superior ao sistema de referência. Para o evaporador da cabine, deve-se notar também que o calor sensível reduziu em aproximadamente 11,5 %. Além disso, nota-se que o calor latente aumentou em ambos os casos, o que pode ser associado ao fato de a redução da pressão de evaporação diminuir a temperatura da superfície dos trocadores.

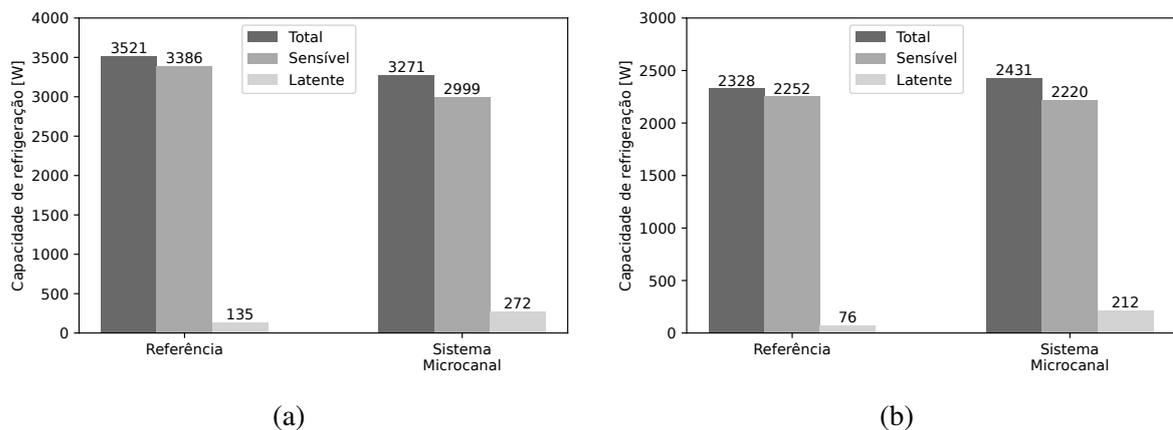


Figura 51 – Comparativo entre sistemas - Capacidade de refrigeração (a) cabine e (b) *cockpit*

Os resultados obtidos a partir das estimativas iniciais das áreas e apresentados nas Figuras 49 a 51 indicam que existem diferenças significativas na capacidade de refrigeração do evaporador da cabine e, conseqüentemente, na capacidade de refrigeração total do sistema.

Desta forma, ajustes nos parâmetros geométricos são necessários, de modo a aumentar a área superficial dos trocadores de calor.

Para atingir as mesmas características de operação do sistema de referência, ambos os evaporadores devem ser reprojatados. Com base nos resultados apresentados, observa-se que a alteração de apenas um trocador de calor não reproduz os resultados esperados para o sistema, visto que o ponto de operação de um evaporador impacta no outro componente. Dessa forma, um aumento significativo da área superficial para ambos os trocadores de calor foi proposto. Além disso, a estrutura dos passes de cada evaporador também foi alterado de forma a obter uma perda de carga do lado do refrigerante equivalente ao sistema de referência.

Ao todo, sete propostas de novos evaporadores foram avaliadas. Dentre os parâmetros analisados, o comprimento dos tubos e o número de tubos na direção longitudinal do trocador de calor foram os principais. Ainda, o número de colunas de tubos também foi avaliado, de forma a manter uma área de face similar entre os novos trocadores de calor e a referência. Parâmetros geométricos relacionados à aleta, distância entre tubos e comprimento de cada coluna na direção transversal não foram alterados.

A Tabela 13 apresenta os parâmetros geométricos, da proposta final, dos evaporadores *cockpit* e cabine. Quando comparado à primeira estimativa dos parâmetros geométricos, nota-se o aumento da área superficial em ambos os trocadores de calor. Para o evaporador da cabine foi necessário o aumento do número de tubos em cada coluna bem como o aumento na largura dos tubos do trocador de calor. Como consequência, a área de face do componente aumentou de 0,06 para 0,13 m^2 enquanto a área superficial aumentou de 3,69 para 7,94 m^2 . Para o evaporador do *cockpit* foi necessária a inclusão de uma nova coluna de tubos, resultando em um aumento da área superficial de 1,98 m^2 para 3,97 m^2 , além do aumento no comprimento do trocador de calor de 18 mm para 36 mm .

Tabela 13 – Parâmetros geométricos dos evaporadores microcanal - reprojeto

	Evaporador cabine	Evaporador <i>cockpit</i>
Número de tubos	130	64
Número de colunas	2	2
Área de face	0,13 m^2	0,07 m^2
Área da superfície externa	7,94 m^2	3,97 m^2
Largura	300 mm	300 mm
Altura	440 mm	220 mm
Comprimento	36 mm	36 mm
σ	0,68	0,68
β	1662 m^{-1}	1662 m^{-1}

A Figura 52 apresenta os resultados para a capacidade de refrigeração do sistema com os ajustes geométricos dos evaporadores. Para o evaporador da cabine, conforme Figura 52a, o novo trocador de calor possui a mesma capacidade de refrigeração total, enquanto o calor sensível sofreu redução de 3,2 %, acompanhado de um aumento no calor latente de 109 W. O evaporador

cockpit, conforme Figura 52b, também possui capacidade total equivalente à referência. De forma semelhante ao que foi observado para o evaporador da cabine, há uma redução no calor sensível de 2,9 % acompanhado de um aumento no calor latente de 57 W.

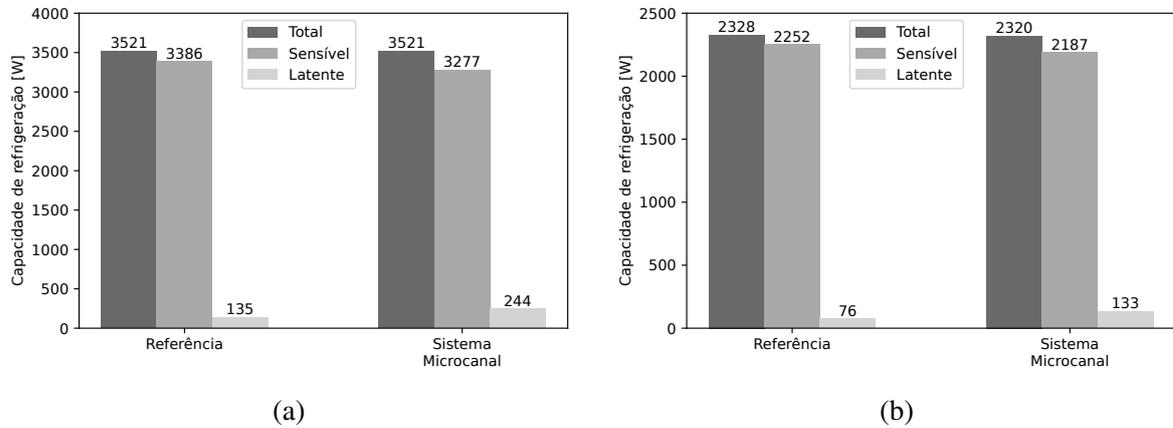


Figura 52 – Comparativo entre sistemas - Capacidade de refrigeração (a) cabine e (b) *cockpit*

Quando comparado de forma global, a capacidade de refrigeração do sistema proposto é equivalente ao sistema de referência, conforme pode ser observado na Figura 53a. Além disso, a Figura 53b mostra que o novo sistema também possui potência consumida similar, já que o aumento resultante de 30 W representa menos de 1,0 % do valor de referência. Para ambos os sistemas o COP resultante é de aproximadamente 1,38, mostrando que o novo sistema também manteve os parâmetros de eficiência energética.

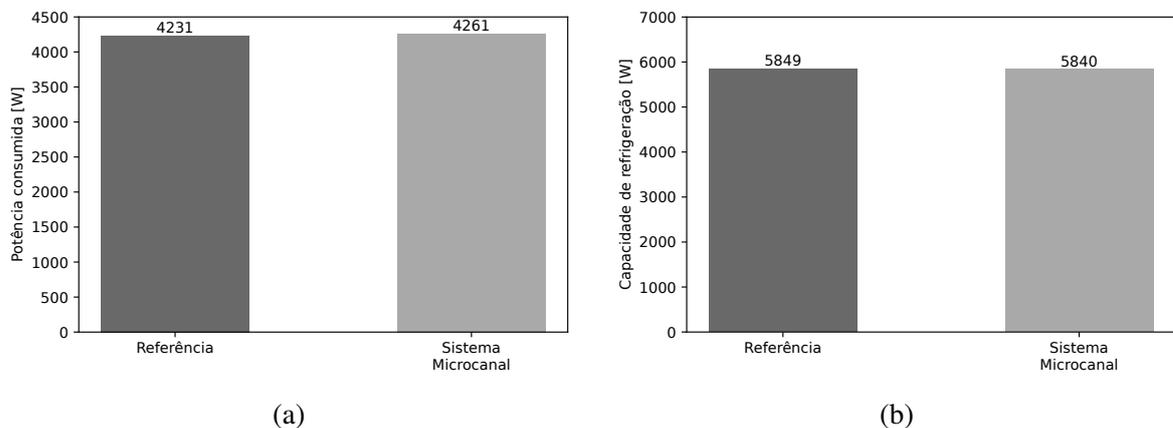


Figura 53 – Comparativo entre sistemas - (a) Potência consumida e (b) capacidade total de refrigeração

A Tabela 14 apresenta o comparativo dos principais parâmetros geométricos dos trocadores de calor. Nota-se, de forma geral, que há a necessidade do aumento da área de face dos trocadores de calor de forma a seguir com os mesmos resultados do sistema de referência.

Os resultados apresentados previamente nas Figuras 52 e 53 mostram que o sistema com trocadores de calor do tipo microcanal resulta em condições de operação equivalentes ao sistema com trocadores do tipo tubo aletado. Além disso, deve-se destacar que o projeto dos novos trocadores de calor tem como objetivo a redução de massa do sistema, portanto, novas

Tabela 14 – Parâmetros geométricos dos evaporadores microcanal - reprojetado

	Evaporador cabine		Evaporador cockpit		Condensador	
	Microcanal	Ref.	Microcanal	Ref.	Microcanal	Ref.
Número de tubos	130	90	64	50	40	60
Número de colunas	2	5	2	5	1	4
Área de face	0,13	0,09	0,07	0,06	0,15	0,13
Área externa	7,94	9,87	3,97	6,35	5,26	11,55
Largura	300	200	300	230	380	350
Altura	440	460	220	250	400	380
Comprimento	36	95,30	36	95,30	18	76
σ	0,68	0,57	0,68	0,57	0,73	0,57
β	1662	1133	1662	1141	1912	1140

análises podem ser realizadas visando outros parâmetros de projeto como redução da potência consumida e aumento do COP.

A Tabela 15 mostra o comparativo entre a massa dos trocadores de calor do sistema de referência e do sistema microcanal. Os valores para os trocadores de calor de referência foram obtidos através da medição dos componentes físicos em uma balança. Para os trocadores de calor microcanal, o valor foi calculado com o auxílio de modelos CAD, que levam em consideração as propriedades e o volume do material para determinar sua massa. Entre os três trocadores de calor, nota-se que o condensador obteve a maior diferença relativa e absoluta de massa, totalizando aproximadamente 61 % em relação à referência, equivalente a uma redução de 2,44 kg. Avaliando-se todos os três componentes, os novos trocadores de calor possuem massa total 44,4 % menor, resultando em uma redução de 4,95 kg total.

Tabela 15 – Comparativo de massa entre os trocadores de calor

	Referência [kg]	Microcanal [kg]	Δm [kg]	Δm [%]
Condensador	3,99	1,55	-2,44	-61,2
Evaporador <i>cockpit</i>	2,84	1,60	-1,24	-43,7
Evaporador cabine	4,33	2,87	-1,46	-33,7
Total	11,16	6,21	-4,95	-44,4

A distribuição de cada trocador de calor em relação à massa total do sistema pode ser vista na Figura 54 para o sistema (a) referência e (b) microcanal. A nova geometria do condensador contribuiu para a redução da sua parcela no sistema. Todavia, o evaporador da cabine representa aproximadamente 48 % do total. Esse fato é justificado pelo aumento significativo da área de face do evaporador da cabine, conforme Tabela 10, e consequente aumento do material utilizado resultando em maior massa do componente.

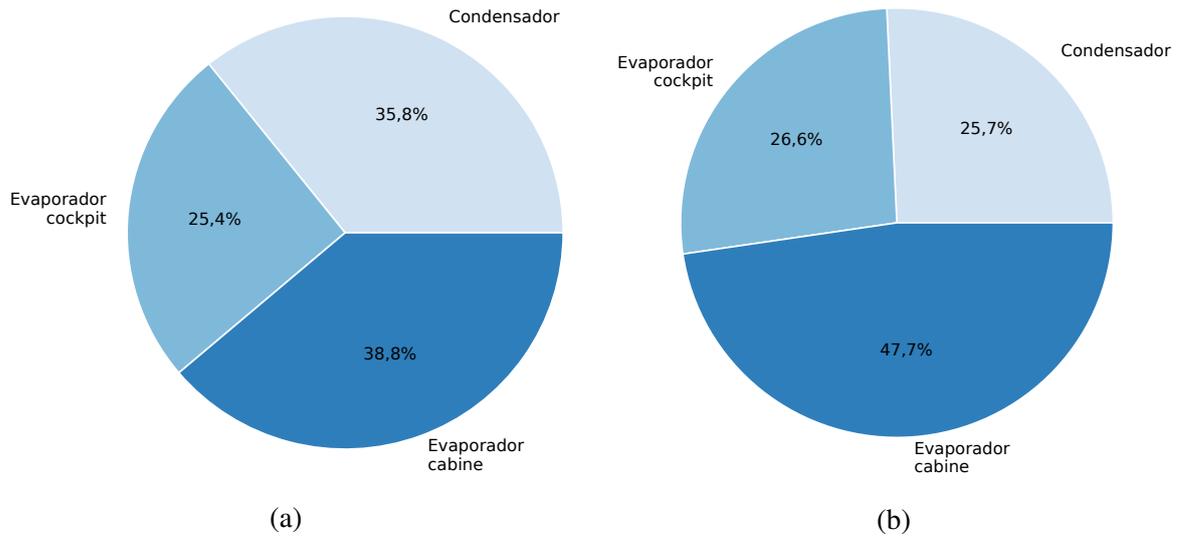


Figura 54 – Distribuição de massa dos componentes por trocador de calor no sistema (a) referência e (b) microcanal

A Figura 55 mostra o desenho dos trocadores de calor microcanal projetados para o novo sistema. Nota-se que os evaporadores foram desenhados com duas colunas de tubo, de forma a manter a área de face o mais próximo possível dos trocadores de calor de referência. Evaporadores com esse tipo de geometria já são utilizados em veículos atuais, onde o espaço ocupado pelo componente é um fator restritivo.

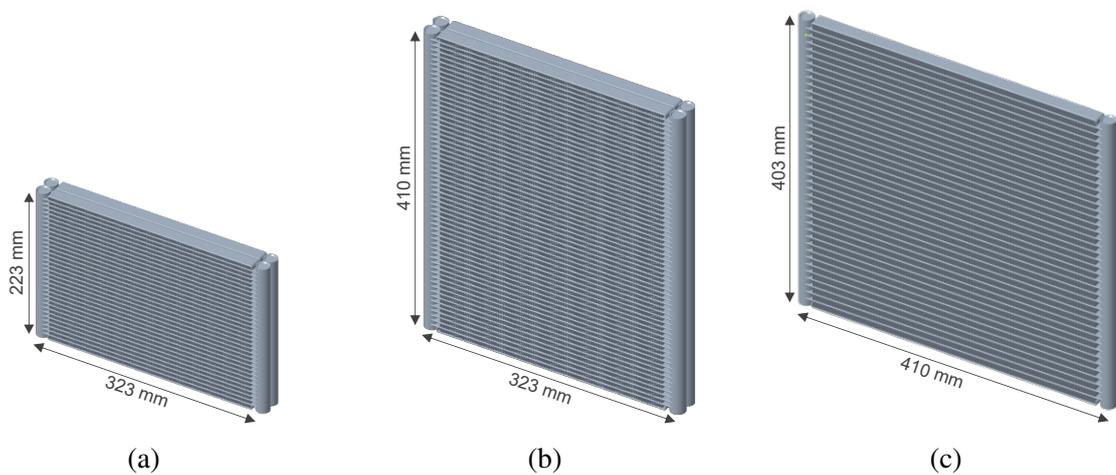


Figura 55 – Projeto do (a) evaporador cockpit, (b) evaporador cabine e (c) condensador microcanal

4.3.3 Compressor DC

Posteriormente, um compressor de rotação variável e corrente contínua foi identificado a partir de catálogos comerciais disponíveis na literatura. Os dados disponíveis, os quais são apresentados em detalhes no Apêndice A, foram utilizados para realizar a regressão da curva do compressor, conforme Equações (69) e (70).

A Figura 56 mostra a validação dos dados do compressor para a (a) vazão mássica de fluido refrigerante e (b) potência consumida. Os valores numéricos obtidos representam os dados de catálogo de forma satisfatória para uma faixa de $\pm 10\%$.

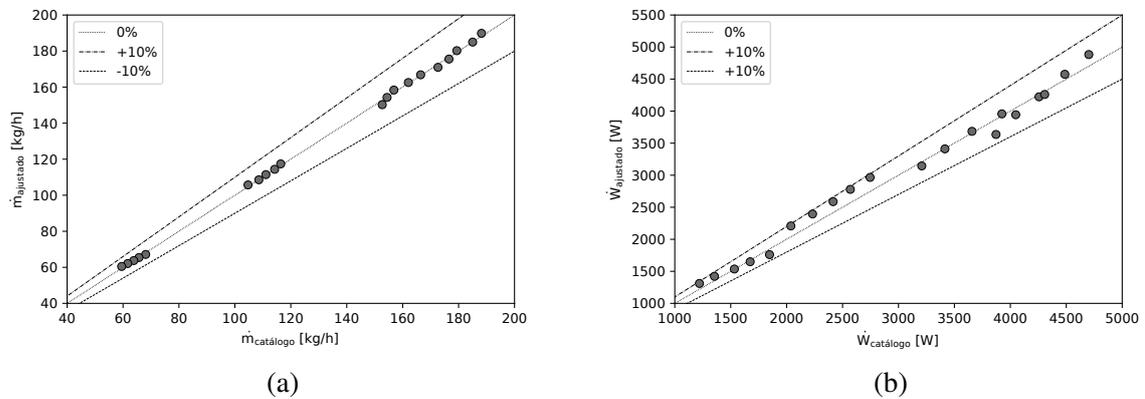


Figura 56 – Validação compressor elétrico DC para (a) vazão mássica de fluido refrigerante e (b) potência

Com o modelo de compressor validado, o componente foi incluído no modelo do sistema de forma a avaliar os trocadores de calor microcanal com o novo compressor. Os resultados foram comparados com o sistema de referência. Devido à rotação variável do componente, diversas simulações foram realizadas para identificar qual rotação do compressor atenderia as mesmas condições de capacidade de refrigeração do sistema de referência. Portanto, foi identificado que para 6000 rpm os sistemas possuem características semelhantes.

As Figuras 57a e 57b mostram a capacidade de refrigeração dos evaporadores do cockpit e cabine, respectivamente, para o ambos os sistemas. Para cada evaporador o sistema com microcanal e compressor elétrico apresentou capacidade de refrigeração semelhante à referência, considerando a rotação de 6000 rpm. Em valores absolutos, a diferença de capacidade no evaporador do cockpit é de 1,93 %, enquanto para o evaporador da cabine a diferença é de 1,70 %.

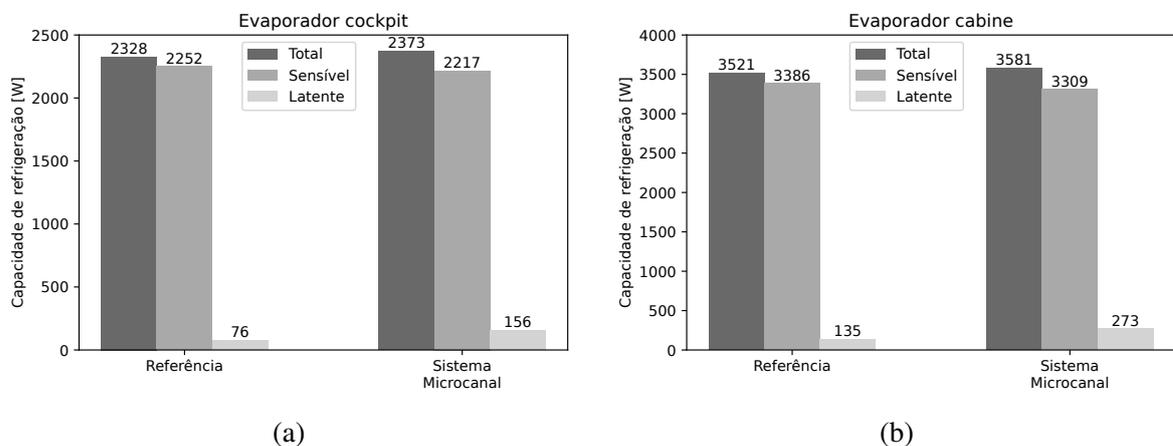


Figura 57 – Comparativo entre sistemas - Capacidade de refrigeração evaporador (a) cockpit e (b) cabine

Ainda, a Figura 58 apresenta a (a) capacidade total de refrigeração e (b) potência elétrica consumida do sistema. Nota-se uma redução de aproximadamente 30 %, equivalente a 1200 W para a mesma capacidade de refrigeração.

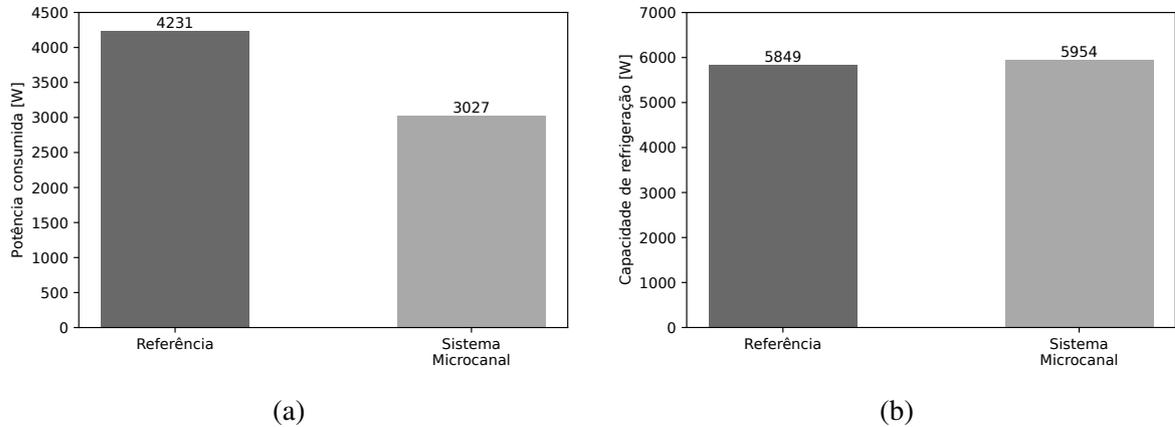


Figura 58 – Comparativo entre sistemas - (a) Capacidade de refrigeração e (b) potência consumida

A Figura 59 mostra o COP para os sistemas de refrigeração. Nota-se que o COP do novo sistema é aproximadamente 43 % maior que a referência, aumento significativo para um sistema de refrigeração. Portanto, o novo sistema com trocadores de calor microcanal e compressor elétrico possui a capacidade de entregar a mesma capacidade de refrigeração com um nível de eficiência energética maior quando comparado ao sistema de referência.

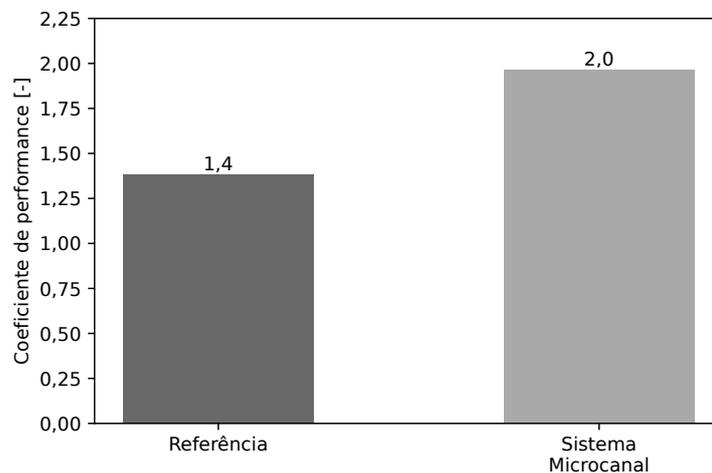


Figura 59 – COP do sistema

A Tabela 16 mostra o comparativo de massa entre os sistemas de refrigeração considerando as alterações nos trocadores de calor e compressor. A alteração do modelo de compressor permite uma redução de aproximadamente 12 kg. Quando comparado ao sistema de referência, as alterações realizadas reduzem em 17,14 kg a massa total dos componentes. Portanto, o novo sistema de refrigeração é, aproximadamente, 55 % mais leve.

A Figura 60 mostra a distribuição da massa dos componentes para cada um dos sistemas avaliados. Para ambos os sistemas o compressor representa mais de 50 % do peso total. Entretanto,

Tabela 16 – Comparativo de massa entre sistemas

	Referência [kg]	Microcanal [kg]	Δm [kg]	Δm [%]
Condensador	3,99	1,55	-2,44	-61,2
Evaporador cockpit	2,84	1,60	-1,24	-43,7
Evaporador cabine	4,33	2,87	-1,46	-33,7
Compressor	19,50	7,50	-12,00	-61,5
Total	30,66	13,52	-17,14	-55,9

a alteração para o compressor elétrico permite uma redução de 8,1 % da sua representação na massa total do sistema. Como destacado anteriormente, o evaporador da cabine aumentou o seu percentual devido à maior área de face do trocador de calor.

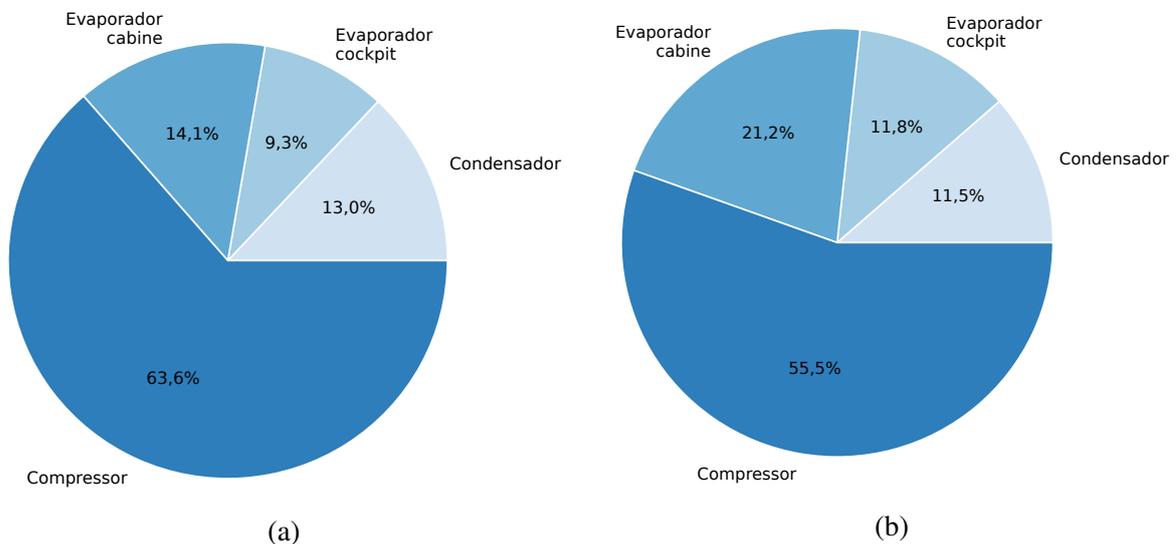


Figura 60 – Massa dos trocadores de calor e compressor - Sistema de (a) referência e (b) microcanal com compressor elétrico

4.4 COMPARATIVO DE DESEMPENHO

O projeto dos trocadores de calor microcanal foi realizado utilizando o ponto de operação descrito na Tabela 9. Deve-se destacar que, durante a operação do sistema, diferentes condições de temperatura podem ocorrer. Dessa forma, o sistema deve ser avaliado considerando condições *off design*, ou seja, fora do ponto de projeto especificado. Portanto, com o objetivo de avaliar a equivalência dos sistemas em condições adversas, os parâmetros de vazão, temperatura e umidade do ar na entrada dos trocadores de calor foram avaliados.

Para simplificação do comparativo, a capacidade de refrigeração, potência total consumida, fator de calor sensível (FCS) e pressão de sucção foram selecionadas como variáveis de análise. A Figura 61 mostra o comparativo dos sistemas para diferentes condições de vazão, temperatura e umidade do ar. Para todos os parâmetros avaliados, os sistemas entregam capacidade de refrigeração equivalente, considerando os erros inerentes do modelo numérico. Ainda,

nota-se que a utilização do compressor elétrico permite redução significativa na potência total consumida para todos os casos. Em média, é possível obter uma redução de 30% no consumo de energia com o sistema proposto.

Como destacado anteriormente, o aumento da vazão de ar do condensador tem impacto positivo na transferência de calor uma vez que a diminuição da pressão de condensação aumenta a vazão mássica de fluido refrigerante do compressor. Logo, maior é a capacidade de refrigeração do sistema e também a potência consumida. O aumento da temperatura do condensador tem efeito oposto, maior a temperatura do ar na entrada maior será a pressão de condensação, diminuindo a vazão mássica. O aumento da condensação é necessário para que ocorra a diferença de temperatura entre o ar e fluido refrigerante. Apesar da diminuição da vazão mássica de fluido refrigerante com o aumento da condensação, a potência consumida é maior devido ao aumento da razão de pressão e da pressão de sucção, conforme Equação (67).

Apesar do aumento da capacidade de refrigeração com o aumento da umidade relativa, o aumento da potência total consumida tem efeito negativo sobre o sistema. O aumento da capacidade de refrigeração é composto pela diminuição do calor sensível e aumento do calor latente, este processo tem como consequência o aumento da pressão de sucção. Além disso, há a diminuição da razão de pressão, ilustrado na Figura 44, de forma que a contribuição total causa o aumento da potência consumida.

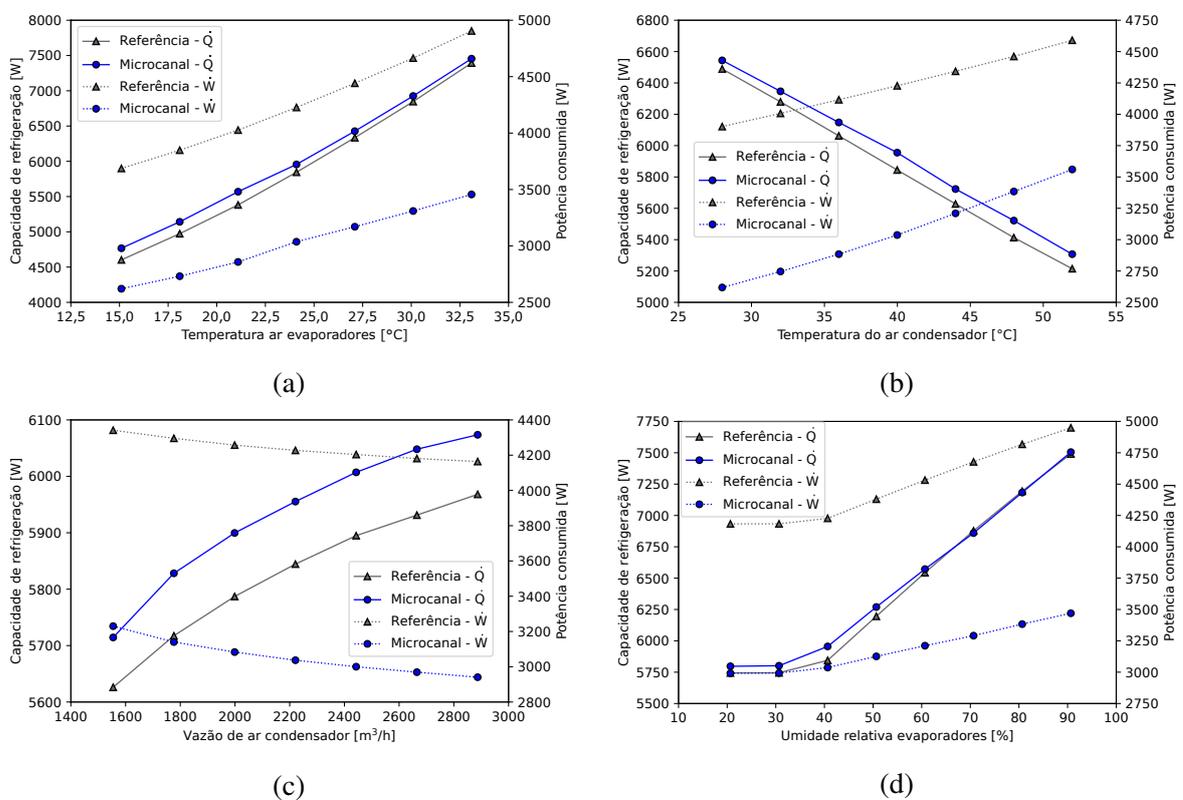


Figura 61 – Comparativo entre sistemas - Capacidade de refrigeração e potência consumida em função da (a) temperatura do ar do evaporador, (b) temperatura do ar do condensador, (c) vazão de ar do condensador e (d) umidade relativa do ar dos evaporadores

Apesar da característica semelhante dos sistemas em relação à capacidade de refrigeração,

deve-se ressaltar que a parcela de calor sensível também é de extrema importância. A Figura 62 mostra o comparativo entre a pressão de sucção e o FCS dos sistemas. Pode ser observado que, para todos os casos, as pressões de sucção resultantes são semelhantes, de forma que os evaporadores dos sistemas operam em temperaturas de evaporação praticamente iguais em todos os casos. Avaliando o FCS, nota-se que a utilização dos trocadores de calor microcanal resulta em um FCS menor que a referência. Os trocadores de calor microcanal, de forma geral, possuem um coeficiente convectivo de transferência de calor maior que os trocadores de calor tubo-aleta. Tal fato pode ser evidenciado analisando a área de transferência de calor necessária para se obter a mesma transferência de calor, apresentado na Tabela 14, levando à conclusão de que evaporadores microcanal necessitam de menor área superficial quando comparados aos tubo aletados. Ainda, no modelo computacional do evaporador, o coeficiente convectivo de transferência de massa é obtido a partir do coeficiente de transferência de calor, evidenciado na Equação (45). Portanto, uma vez que o coeficiente de transferência de massa é maior, para uma mesma capacidade de refrigeração total a parcela do calor latente será maior. Para as condições em que há transferência de calor latente, a diferença observada no FCS dos sistemas é de aproximadamente 4 %.

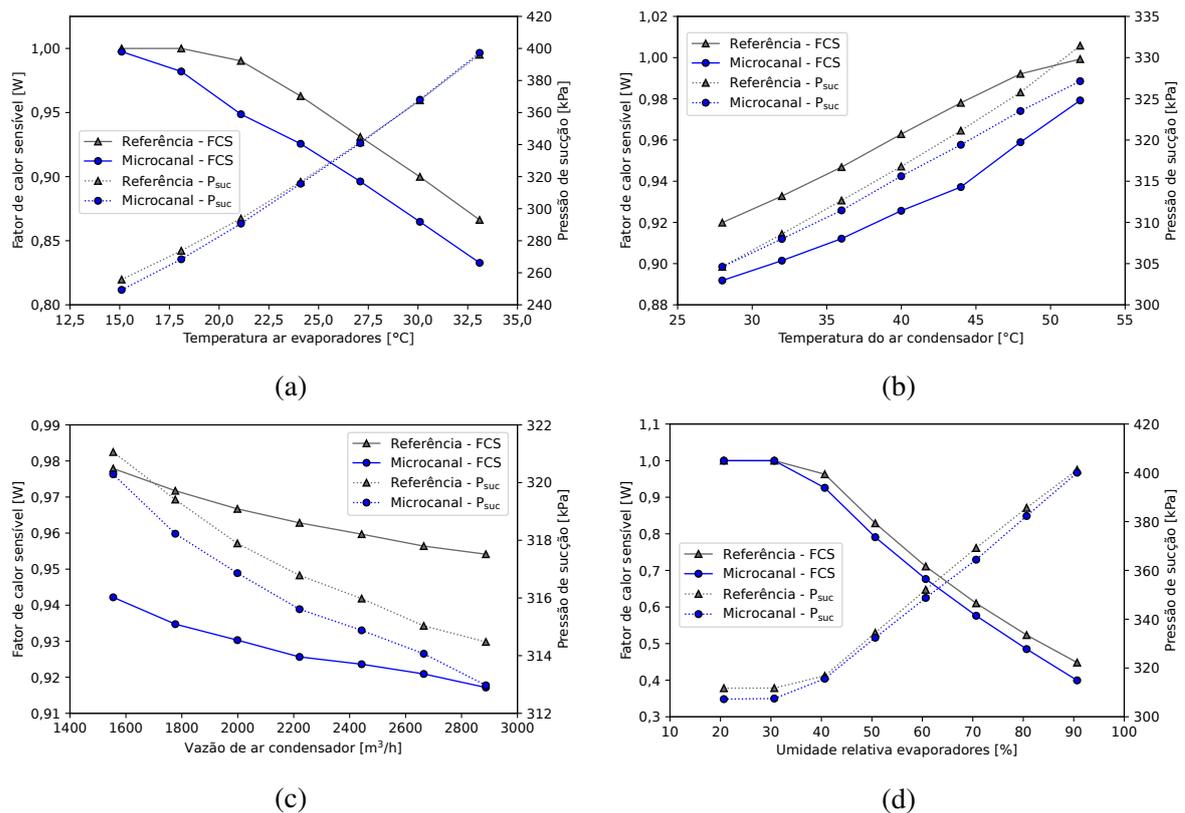


Figura 62 – Comparativo entre sistemas - FCS e pressão de sucção em função da (a) temperatura do ar do evaporador, (b) temperatura do ar do condensador, (c) vazão de ar do condensador e (d) umidade relativa do ar dos evaporadores

Apesar da variação na parcela de calor sensível, a diferença obtida é muito pequena analisando o seu valor de forma absoluta, de modo que não há impacto significativo no desempenho do sistema. Além disso, a utilização de um compressor de rotação variável permite o aumento da

sua rotação caso ocorra necessidade de maior capacidade de refrigeração resultando em maior calor sensível disponível.

4.5 INVENTÁRIO DE MASSA DE FLUIDO REFRIGERANTE

O inventário de massa do sistema foi realizado de forma a identificar a quantidade de fluido refrigerante presente nos componentes, além de avaliar o impacto da alteração dos trocadores de calor para o modelo do tipo microcanal. Uma primeira etapa de validação foi realizada com base nos dados experimentais de massa total de refrigerante utilizada para o sistema de referência. Ao todo, cinco correlações para a fração de vazio do escoamento bifásico foram utilizadas, com o objetivo de avaliar a sensibilidade do modelo matemático em relação às correlações existentes.

A Figura 63 mostra o comparativo dos modelos numéricos com o valor experimental. Dos cinco modelos avaliados, a correlação proposta pelo modelo homogêneo é a que permite menor erro relativo em relação ao valor experimental, de aproximadamente 10,7 %, enquanto para as demais abordagens valores de até 18,0 % são observados.

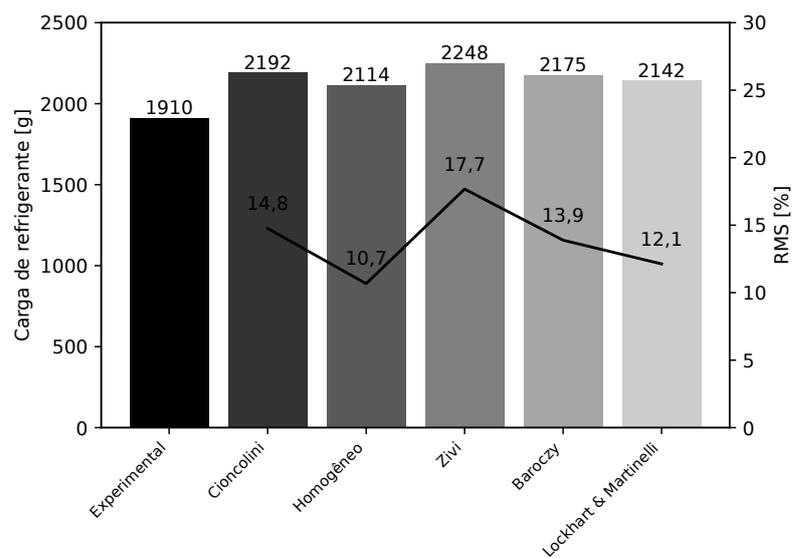


Figura 63 – Validação do inventário de massa

Com o modelo validado os valores de massa de fluido refrigerante presente em cada componente foram avaliados. A Figura 64 mostra o acúmulo de fluido refrigerante em cada componente para o sistema de referência. Pode ser observado que, aproximadamente, 50 % de toda a massa de fluido refrigerante está localizada nas mangueiras de alta pressão que contém líquido, seguido pelo condensador e o *receiver* do sistema, o restante dos componentes representam menos de 15 % do total. O resultado mostra que a região de líquido é a mais representativa para a quantidade de massa de fluido refrigerante presente no sistema. Esse resultado já era esperado visto que a densidade do líquido é cerca de 10 a 20 vezes maior que a do vapor para uma faixa de temperatura entre 40 e 60 °C.

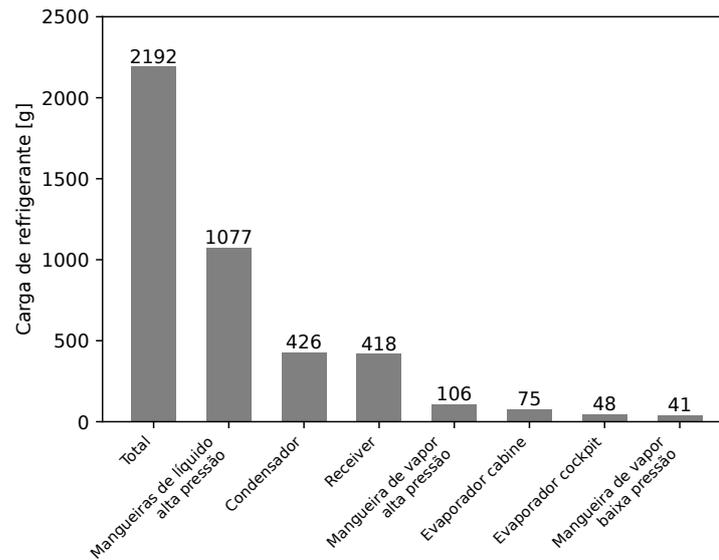


Figura 64 – Inventário de massa - sistema referência

Além disso, para o sistema em questão, as mangueiras de líquido de alta pressão representam cerca de 21,8 % do volume total de todas as mangueiras do sistema. A Figura 65 mostra a distribuição do volume interno de cada mangueira utilizada no sistema de refrigeração.

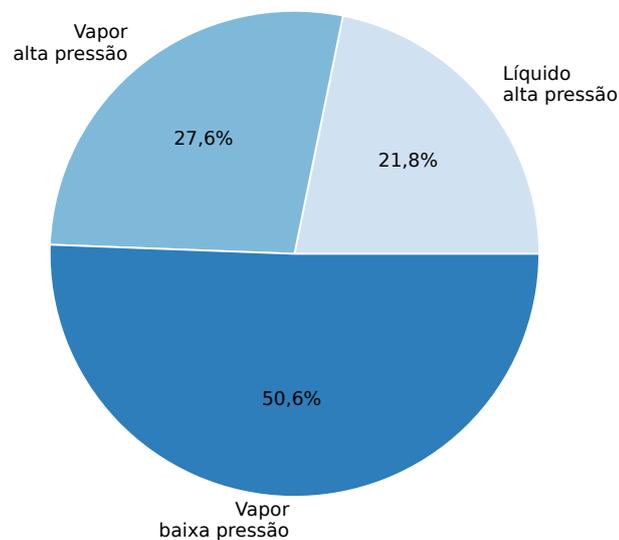


Figura 65 – Volume interno das mangueiras

Para o sistema microcanal, foi realizada uma análise similar. Cinco correlações para o modelo de fração de vazio foram utilizadas, de forma a verificar a sensibilidade do modelo numérico. A Figura 66 mostra os resultados obtidos para as diferentes correlações utilizadas. Considerando o valor máximo e mínimo obtidos, há uma variação de aproximadamente 89 g entre correlações. Além disso, considerando a média de 1926 g obtida entre os modelos, essa variação representa apenas 4,5 % em relação à média.

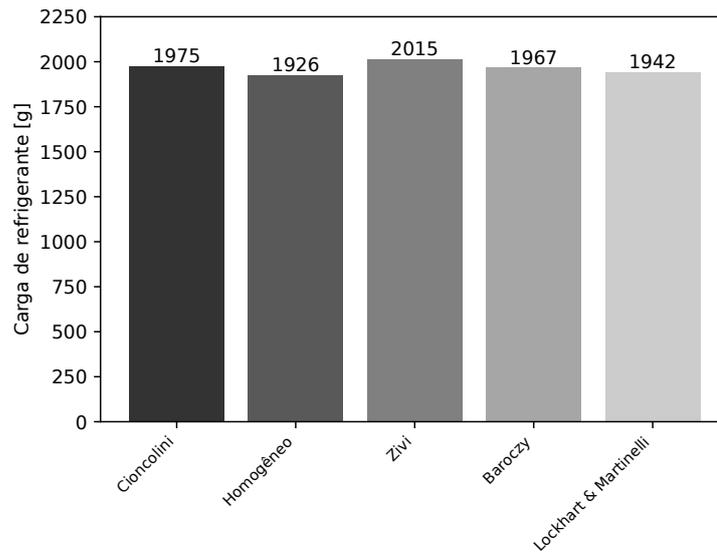


Figura 66 – Sensibilidade das correlações - sistema microcanal

A Figura 67 apresenta o inventário de massa do sistema com trocadores de calor microcanal. Semelhante ao observado no sistema de referência, a mangueira de líquido contém mais de 50 % da massa do fluido refrigerante total. Além disso, os evaporadores e mangueiras de vapor representam cerca de 15 % do total. Pode ser observado também que a alteração dos trocadores de calor reduziu em aproximadamente 217 g de fluido refrigerante, redução relativa à cerca de 10 % da massa total. Apesar da redução, o valor obtido não é significativo em relação ao total da massa de fluido refrigerante, visto que a maior parcela de fluido refrigerante não está contida nos trocadores de calor.

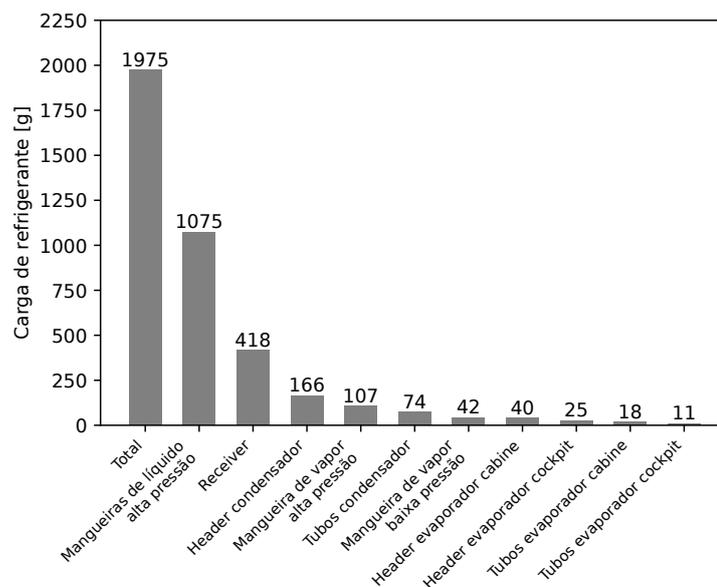


Figura 67 – Inventário de massa - sistema microcanal

Apesar da redução total de fluido refrigerante não ser significativa, quando analisada de forma isolada, a alteração dos trocadores de calor permitiu uma redução expressiva. A Figura 68

mostra a massa de fluido refrigerante presente nos trocadores de calor para ambos os sistemas. Nota-se que a alteração dos componentes representa uma redução de 40 % em massa. A maior parcela da redução é referente ao condensador, visto que o componente possui maior região de líquido. Analisando o condensador isoladamente, a redução de massa é aproximadamente 43 %.

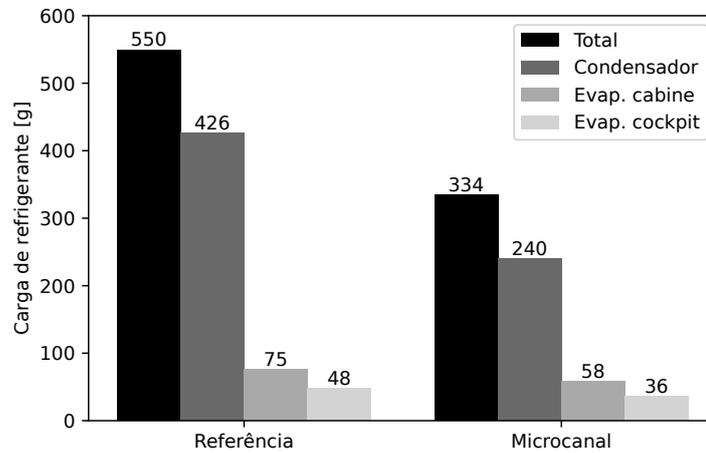


Figura 68 – Inventário de massa trocadores de calor

5 CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo geral a análise numérica de um sistema de condicionamento de ar veicular com múltiplos evaporadores. Geometria de novos trocadores de calor microcanal foram obtidas para o novo sistema em conjunto com a inclusão de um compressor elétrico de corrente contínua. Além disso, o inventário de massa de fluido refrigerante foi obtido para o sistema de referência e o novo sistema. O comparativo entre sistemas foi realizado e discutido ao longo do desenvolvimento. As principais realizações do presente trabalho estão sumarizadas abaixo:

- Os modelos matemáticos dos componentes e do sistema de referência foram desenvolvidos e validados com a base de dados obtida em laboratório;
- O modelo do evaporador com umidade foi desenvolvido e validado experimentalmente. Os resultados reproduzem os dados experimentais para uma faixa de $\pm 30\%$. O desenvolvimento do modelo matemático do evaporador com desumidificação do ar é inédito no grupo de pesquisa;
- A análise de sensibilidade do modelo matemático do sistema de referência foi realizada. Os resultados obtidos ocorreu conforme os comportamentos físicos definidos pelos fundamentos presentes no equacionamento do modelo matemático;
- Novos trocadores de calor microcanal foram projetados para o condensador e evaporadores. O desenvolvimento teve como objetivo manter a mesma capacidade de refrigeração de cada evaporador.

Adicionalmente, as seguintes conclusões foram extraídas das análises conduzidas através do modelo numérico proposto:

- A utilização dos novos trocadores de calor permite a redução de até 45 % em massa dos componentes de forma total. Destaca-se o condensador, em que a redução de massa no componente representa 61 % do seu total;
- A alteração do compressor para o modelo elétrico de corrente contínua reduz a massa do componente, em aproximadamente, 61,5 %. Considerando o sistema, a redução total é de 17,14 kg, essa redução representa 55,9 % do total dos componentes;
- A redução do consumo de energia com a utilização do novo compressor é significativa. O componente permite a redução de 45 % no consumo de energia a uma rotação de 6000 rpm. O aumento do COP representa 42,5 %;
- Para a inclusão do compressor elétrico, uma rotação de 6000 rpm foi obtida de forma que a mesma capacidade de refrigeração é alcançada. Entretanto, o catálogo do componente declara rotação máxima de 9000 rpm, de tal forma que há oportunidade de aumento de capacidade de refrigeração se a aplicação exigir;

- O inventário de massa de fluido refrigerante foi obtido. Ao todo quatro correlações foram utilizadas e comparadas com o valor experimental do sistema de referência. O desvio máximo obtido foi de 17,7 %, o que representa um resultado satisfatório para este tipo de análise. Ainda, a variação máxima entre correlações verificada foi de aproximadamente 7 %;
- De forma global, a alteração dos trocadores de calor resultou em uma redução pouco significativa no inventário de massa de fluido refrigerante. Observa-se a redução de aproximadamente 217 g, o que representa cerca de 10 % do total. Para o sistema avaliado, as mangueiras de líquido, que não foram alteradas, representam 50 % da massa total de fluido refrigerante;
- Quando comparado apenas com os trocadores de calor, a alteração para microcanal permite a redução de 40 % em massa de fluido refrigerante. Destaca-se o condensador, de forma isolada a redução de massa é de aproximadamente 40 %.

Por fim, as seguintes sugestões para trabalhos futuros são elencadas:

- Realizar melhorias nas geometrias de todos os trocadores de calor visando o aumento da eficiência energética total do sistema mantendo a capacidade de refrigeração;
- Avaliar alternativas para a tubulação de sucção de forma a reduzir a queda de pressão do fluido refrigerante na linha de retorno do compressor;
- Avaliar alternativas de fluidos refrigerantes para substituição do R-134a utilizado no sistema;
- Incluir um modelo para a distribuição não uniforme da vazão mássica de fluido refrigerante nos tubos em cada *header* dos trocadores de calor;
- Acoplar curvas de ventiladores para os evaporadores, de modo a avaliar a queda de pressão do escoamento de ar e seu impacto na vazão de ar em condições reais de operação de um veículo;
- Avaliar o comportamento de ambos os sistemas de refrigeração em regime transiente durante o tempo de *pull-down*.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHN, Jae Hwan; KANG, Hoon; LEE, Ho Seong; KIM, Yongchan. Performance characteristics of a dual-evaporator heat pump system for effective dehumidifying and heating of a cabin in electric vehicles. **Appl. Energy**, Elsevier Ltd, v. 146, p. 29–37, 2015. ISSN 03062619. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.01.124. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.124>.

BAROCZY, C. J. A systematic correlation for two-phase pressure drop. **Chem. Eng. Prog. Symp.**, v. 62, p. 232–249, 1966. Disponível em: <https://www.osti.gov/biblio/4539823>.

BELL, Ian H.; WRONSKI, Jorrit; QUOILIN, Sylvain; LEMORT, Vincent. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. **Ind. Eng. Chem. Res.**, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, fev. 2014. ISSN 08885885. DOI: 10.1021/ie4033999.

BHATTI, Mohinder S. Riding in comfort, Part II: Evolution of automotive air conditioning. **ASHRAE J.**, v. 41, n. 9, 1999. ISSN 00012491.

BRÜGGEMANN, Pedro Augusto; PODGAIETSKY, Gabriel Longen; HERMES, Christian Johann Losso. Performance mapping of a vapor compression system for dual-zone vehicular air conditioning applications. **ENCIT**, 2022.

CARON, Leonardo Toigo; HERMES, Christian Johann Losso; SILVA, Diogo Lôndero da. Steady-state simulation of the air-conditioning system of a hybrid vehicle. **ENCIT**, 2022.

CEN, Jiwen; LI, Zhibin; JIANG, Fangming. Experimental investigation on using the electric vehicle air conditioning system for lithium-ion battery thermal management. **Energy Sustain. Dev.**, International Energy Initiative, v. 45, p. 88–95, 2018. ISSN 23524669. DOI: 10.1016/j.esd.2018.05.005. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.esd.2018.05.005>.

CHURCHILL, Stuart W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes., 1977.

CIONCOLINI, Andrea; THOME, John R. Void fraction prediction in annular two-phase flow. **Int. J. Multiph. Flow**, Elsevier Ltd, v. 43, p. 72–84, 2012. ISSN 03019322. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2012.03.003. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2012.03.003>.

DA SILVA, Diogo Lôndero; MELO, Claudio. a Perspective on R&D&I Activities in the Brazilian Mobile Air Conditioning Market, 2019. DOI: 10.26678/abcm.encit2016.cit2016-0650.

DOMANSKI, Piotr; YASHAR, David; WOJTUSIAK, Janusz. **EVAP-COND, Version 4.0; Simulation Models for Finned-Tube Heat Exchangers with Circuitry Optimization**. [S.l.]: NIST/EL, 2016.

FENG, Lili; HRNJAK, Pega. Experimental and Numerical Study of a Mobile Reversible Air Conditioning- Heat Pump System. **Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.**, p. 1–10, 2016.

FENG, Lili; HRNJAK, Predrag. Experimental Study of an Air Conditioning-Heat Pump System for Electric Vehicles. **SAE Tech. Pap.**, 2016. ISSN 01487191. DOI: 10.4271/2016-01-0257.

FRIEDEL, Lutz. **Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow**. [S.l.: s.n.], 1979.

GALVÃO, Igor de Abreu. **Avaliação termofluidodinâmica de um sistema de compressão mecânica de vapor para condicionamento de ar aeronáutico**. 2020. F. 147. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/226749?show=full>.

GONÇALVES, Joaquim M.; MELO, Cláudio; HERMES, Christian Johann Losso. A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators. **Appl. Therm. Eng.**, Elsevier Ltd, v. 29, n. 8-9, p. 1622–1630, 2009. ISSN 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.07.021. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.021>.

GOSNEY, W B. **Principles of Refrigeration**. [S.l.]: Cambridge University Press, 1982. ISBN 9780521236713. Disponível em: https://books.google.com.br/books?id=%7B%5C_%7D%7D%5QgAACAAJ.

HE, Hongwen; JIA, Hui; HUO, Weiwei; YAN, Mei. Stochastic Dynamic Programming of Air Conditioning System for Electric Vehicles. **Energy Procedia**, The Author(s), v. 105, p. 2518–2524, 2017. ISSN 18766102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.724. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.724>.

HOMES, J R. Development of an automobile air conditioning system for underhood installation. **Gen. Mot. Eng. J.**, v. 2, n. 3, p. 2–9, 1955.

HOTTA, Yoshihiko; TAJIRI, Akihiro. **Air conditioning system suitable for use in an electric vehicle**. [S.l.: s.n.], 1996.

IIR. The Role of Refrigeration in the Global Economy. **38th Note Refrig. Technol.**, 2019. DOI: <http://dx.doi.org/10.18462/iif.NItec38.06.2019>. Disponível em: <https://iifiir.org/en/fridoc/the-role-of-refrigeration-in-the-global-economy-2019-142028>.

JIANG, Haobo; AUTE, Vikrant; RADERMACHER, Reinhard. CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers. **Int. J. Refrig.**, v. 29, n. 4, p. 601–610, jun. 2006. ISSN 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2005.09.019.

JOUDI, Khalid A.; MOHAMMED, Abdul Sattar K.; ALJANABI, Mohammed K. Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants. **Energy Convers. Manag.**, v. 44, n. 18, p. 2959–2976, 2003. ISSN 01968904. DOI: 10.1016/S0196-8904(03)00051-7.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. Compact heat exchangers. Third Edition., 1984.

KO, Jaedeok; THU, Kyaw; MIYAZAKI, Takahiko. Transient analysis of an electric vehicle air-conditioning system using CO₂ for start-up and cabin pull-down operations. **Appl. Therm. Eng.**, Elsevier Ltd, v. 190, March, p. 116825, 2021. ISSN 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116825. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116825>.

KWON, Chunkyu; KIM, Mo Se; CHOI, Younguk; KIM, Min Soo. Performance evaluation of a vapor injection heat pump system for electric vehicles. **Int. J. Refrig.**, Elsevier Ltd, v. 74, p. 136–148, 2017. ISSN 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.10.004. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.10.004>.

LAKE, Barry J.; ZIEHR, Lawrence; TAGLIAPIETRA, Lance C. **Controller for heating in reversible air conditioning and heat pump hvac system for electric vehicles**. [S.l.: s.n.], 2000.

LEE, Deonghyuk; KANG, Chisuk; HONG, Seongho. **Air conditioner for electric vehicle**. [S.l.: s.n.], 2013.

LI, Wenhua. Simplified steady-state modeling for variable speed compressor. **Appl. Therm. Eng.**, Elsevier Ltd, v. 50, n. 1, p. 318–326, 2013. ISSN 13594311. DOI:

10.1016/j.applthermaleng.2012.08.041. Disponível em:
<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.041>.

LIANG, Kunfeng; WANG, Moran; GAO, Chunyan; DONG, Bin; FENG, Changzhen; ZHOU, Xun; LIU, Jing. Advances and challenges of integrated thermal management technologies for pure electric vehicles. **Sustain. Energy Technol. Assessments**, Elsevier Ltd, v. 46, January, p. 101319, 2021. ISSN 22131388. DOI: 10.1016/j.seta.2021.101319. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101319>.

LOCKHART, R. W.; MARTINELLI, R. C. Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes. **Chem. Eng. Prog.**, v. 45, n. 1, p. 39–48, 1949.

MCQUISTON, F C; PARKER, J D; SPITLER, J D. **Heating, Ventilating, and Air Conditioning: Analysis and Design**. [S.l.]: Wiley, 2004. ISBN 9780471470151. Disponível em: https://books.google.com.br/books?id=V%7B%5C%7D5C%7B%5C_%7DC-DwAAQBAJ.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chem. Eng. Process.**, v. 20, n. 6, p. 297–308, 1986. ISSN 02552701. DOI: 10.1016/0255-2701(86)80008-3.

NEGRÃO, Cezar O.R.; ERTHAL, Raul H.; ANDRADE, Diogo E.V.; SILVA, Luciana Wasnievski Da. A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications. **Appl. Therm. Eng.**, Elsevier Ltd, v. 31, n. 6-7, p. 1114–1124, 2011. ISSN 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.12.006. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.12.006>.

OLIET, C.; PÉREZ-SEGARRA, C. D.; DANOV, S.; OLIVA, A. Numerical simulation of dehumidifying fin-and-tube heat exchangers: Semi-analytical modelling and experimental comparison. **Int. J. Refrig.**, v. 30, n. 7, p. 1266–1277, 2007. ISSN 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.02.005.

PETUKHOV, B. S. Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. **Adv. Heat Transf.**, v. 6, n. 100, p. 503–564, 1970. ISSN 00652717. DOI: 10.1016/S0065-2717(08)70153-9.

QI, Zhaogang. Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles - A review. **Renew. Sustain. Energy Rev.**, Elsevier, v. 38, p. 754–764, 2014. ISSN 13640321. DOI: 10.1016/j.rser.2014.07.038. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.038>.

SANTOS, Guilherme Z.; RONZONI, Adriano F.; HERMES, Christian Johann Losso. Performance characterization of small variable-capacity reciprocating compressors using a minimal dataset. **Int. J. Refrig.**, Elsevier Ltd, v. 107, p. 191–201, 2019. ISSN 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.07.014. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.07.014>.

SCOPUS. **Scopus**. [S.l.: s.n.], 2022. Disponível em: <https://www.scopus.com/term/analyzer.uri?sort=plf-f%7B%5C%7Dsrc=s%7B%5C%7Dsid=3c7971bca016b512b5cf7ddb44025942%7B%5C%7Dsot=a%7B%5C%7Dsdt=a%7B%5C%7Dsl=47%7B%5C%7Ds=TITLE-ABS-KEY%7B%5C%7D28vehicle+AND+air+AND+conditioning%7B%5C%7D29%7B%5C%7Dorigin=resultslist%7B%5C%7Dcount=10%7B%5C%7DanalyzeResults=Analyze+results>.

SHAH, Mirza M. New general correlation for heat transfer during saturated boiling in mini and macro channels. **Int. J. Refrig.**, Elsevier B.V., v. 137, December 2021, p. 103–116, 2022. ISSN 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2022.02.019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.02.019>.

SHAH, Mirza Mohammed. General Correlation For Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes Further Development and Verification. v. 119, Shah 2010, 2013. Disponível em: <http://web.b.ebscohost.com.proxy-um.researchport.umd.edu/ehost/pdfviewer/pdfviewer?sid=3f1f8fc0-5269-4211-9d51-fdf8317dc1bb%7B%5C%7D40sessionmgr113%7B%5C%7Dvid=1%7B%5C%7Dhid=107>.

SHAH, Ramesh K.; SEKULI, Duan P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. [S.l.: s.n.], 2003. DOI: 10.1002/9780470172605.

SILVA, Diogo Lôndero da; CORDOVA, Guilherme Medeiros de. Mathematical modeling of an automotive air- conditioning system under steady-state conditions. n. 2017, 2017.

STOECKER, Wilbert F. **Industrial Refrigeration Handbook**. First edit. New York: McGraw-Hill Education, 1998. ISBN 9780070616233. Disponível em: <https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9780070616233>.

SUZUKI, Takahisa; ISHII, Katsuya. Air Conditioning System for Electric Vehicle. **SAE Tech. Pap. 960688**, p. 8, 1996.

- THRELKELD, J L. **Thermal Environmental Engineering**. [S.l.]: Prentice-Hall, 1970. (Briefing (Cement Concrete & Aggregates Australia)). ISBN 9780139147210. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=AV21AAAAIAAJ>.
- TIAN, Changqing; LI, Xianting. Numerical simulation on performance band of automotive air conditioning system with a variable displacement compressor. **Energy Convers. Manag.**, v. 46, n. 17, p. 2718–2738, 2005. ISSN 01968904. DOI: 10.1016/j.enconman.2004.12.012.
- ÜNAL, Şaban; YILMAZ, Tuncay. Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses. **Appl. Therm. Eng.**, v. 79, p. 108–116, 2015. ISSN 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.023.
- VONBUN, Christian. Impactos Ambientais E Econômicos Dos Veículos Elétricos E Híbridos Plug-in: Uma Revisão Da Literatura. (**Syn**)thesis, v. 8, n. 2, p. 45–63, 2017. ISSN 1414-915X. DOI: 10.12957/synthesis.2015.30472.
- WALTRICH, Maicon; HERMES, Christian Johann Losso; GONCALVES, Joaquim M.; MELO, Cláudio. A first-principles simulation model for the thermo-hydraulic performance of fan supplied tube-fin heat exchangers. **Appl. Therm. Eng.**, Elsevier Ltd, v. 30, n. 14-15, p. 2011–2018, 2010. ISSN 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.05.006. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.006>.
- WANG, Chi-Chuan; JANG, Jiin-Yuh; CHIOU, Nien Fong. Technical Note A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers. **Int. J. Heat Mass Transf.**, v. 42, p. 1919–1924, 1999.
- WANG, Jianfeng; HIHARA, Eiji. Prediction of air coil performace under partially wet and totally wet cooling conditions using equivalent dry-bulb temperature method. **Int. J. Refrig.**, v. 26, n. 3, p. 293–301, 2003. ISSN 01407007. DOI: 10.1016/S0140-7007(02)00132-9.
- WU, Jing; ZHOU, Guoliang; WANG, Mingyu. A comprehensive assessment of refrigerants for cabin heating and cooling on electric vehicles. **Appl. Therm. Eng.**, Elsevier, v. 174, July 2019, p. 115258, 2020. ISSN 13594311. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115258. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115258>.
- YAN, Mei; HE, Hongwen; JIA, Hui; LI, Menglin; XUE, Xue. Model Predictive Control of the Air-conditioning System for Electric Bus. **Energy Procedia**, The Author(s), v. 105, p. 2415–2421, 2017. ISSN 18766102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.694. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.694>.

ZENG, junxiong; FENG, Shuai; LAI, Chenguang; SONG, Jie; FU, Lijuan; CHEN, Hu; DENG, Shanqing; GAO, Tieyu. Prediction on Thermal Performance of Refrigerant-Based Battery Thermal Management System for a Hev Battery Pack. **SSRN Electron. J.**, Elsevier Ltd, v. 201, 2022. ISSN 00179310. DOI: 10.2139/ssrn.4196877.

ZHANG, Guiying; QIN, Fei; ZOU, Huiming; TIAN, Changqing. Experimental Study on a Dual-parallel-evaporator Heat Pump System for Thermal Management of Electric Vehicles. **Energy Procedia**, The Author(s), v. 105, p. 2390–2395, 2017. ISSN 18766102. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.687. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.687>.

ZHANG, Kexin; LI, Ming; YANG, Changhai; SHAO, Zhiyuan; WANG, Lihong. Exergy Analysis of Electric Vehicle Heat Pump Air Conditioning System with Battery Thermal Management System. **J. Therm. Sci.**, v. 29, n. 2, p. 408–422, 2020. ISSN 1993033X. DOI: 10.1007/s11630-019-1128-2.

ZHANG, Zhenying; WANG, Jiayu; FENG, Xu; CHANG, Li; CHEN, Yanhua; WANG, Xingguo. The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review. **Renew. Sustain. Energy Rev.**, Elsevier Ltd, v. 91, February, p. 443–463, 2018. ISSN 18790690. DOI: 10.1016/j.rser.2018.04.005.

ZHANG, Ziqi; WANG, Dandong; ZHANG, Chengquan; CHEN, Jiangping. Electric vehicle range extension strategies based on improved AC system in cold climate – A review. **Int. J. Refrig.**, Elsevier Ltd, v. 88, p. 141–150, 2018. ISSN 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.12.018.

ZHU, Yonghua; JIN, Xinqiao; DU, Zhimin; FAN, Bo; FU, Sijie. Generic simulation model of multi-evaporator variable refrigerant flow air conditioning system for control analysis. **Int. J. Refrig.**, Elsevier Ltd e IIR, v. 36, n. 6, p. 1602–1615, 2013. ISSN 01407007. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.04.019. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.04.019>.

ZIVI, S M. Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. **ASME J. Heat Transf.**, v. 86, p. 247–251, 1964.

ZOU, Huiming; JIANG, Bin; WANG, Qian; TIAN, Changqin; YAN, Yuying. Performance analysis of a heat pump air conditioning system coupling with battery cooling for electric vehicles. **Energy Procedia**, Elsevier B.V., v. 61, p. 891–894, 2014. ISSN 18766102. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.11.989. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.989>.

APÊNDICE A – DADOS COMPRESSOR ELÉTRICO

A Tabela 17 mostra os dados obtidos de catálogo disponível na literatura de um compressor elétrico. Os valores foram utilizados para regressão das curvas do compressor apresentadas na Seção 3.1.3.

Tabela 17 – Dados obtidos de catálogo de um compressor elétrico

Rotação [rpm]	ΔT_{sh} [K]	ΔT_{sc} [K]	P_s [kPa]	P_d [kPa]	Q [W]	W [W]	COP
3000	25	10	300	1500	2972	1220	2,44
3000	25	10	300	1750	2687	1355	1,98
3000	25	10	300	2000	2449	1533	1,60
3000	25	10	300	2250	2222	1674	1,33
3000	25	10	300	2500	2013	1847	1,09
5000	25	10	300	1500	5079	2038	2,49
5000	25	10	300	1750	4671	2232	2,09
5000	25	10	300	2000	4263	2415	1,76
5000	25	10	300	2250	3911	2569	1,52
5000	25	10	300	2500	3541	2746	1,29
7000	25	10	300	1500	7263	3208	2,26
7000	25	10	300	1750	6627	3415	1,94
7000	25	10	300	2000	6019	3657	1,65
7000	25	10	300	2250	5563	3924	1,42
7000	25	10	300	2500	5165	4257	1,21
8000	25	10	300	1500	8212	3872	2,12
8000	25	10	300	1750	7566	4048	1,87
8000	25	10	300	2000	6883	4307	1,60
8000	25	10	300	2250	6361	4487	1,42
8000	25	10	300	2500	5839	4701	1,24