

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Escola de Engenharia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Renato Arruda de Oliveira

ANÁLISE COMPARATIVA E MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM CLIMATIZADOR VEICULAR COM CONDENSADORES A R1234YF/ÁGUA E R134A/AR

Belo Horizonte
2023

Renato Arruda de Oliveira

ANÁLISE COMPARATIVA E MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM CLIMATIZADOR VEICULAR COM CONDENSADORES A R1234YF/ÁGUA E R134A/AR

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na área de concentração de energia e sustentabilidade e linha de pesquisa Refrigeração, Bombas de Calor e Condicionamento de Ar.

Orientador: Prof. Dr. Willian Moreira Duarte

Coorientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Belo Horizonte
2023

O48a

Oliveira, Renato Arruda de.

Análise comparativa e modelo de simulação de um climatizador veicular com condensadores a R1234yf/água e R134a/ar [recurso eletrônico] / Renato Arruda de Oliveira. - 2023.

1 recurso online (95 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Willian Moreira Duarte.

Coorientador: Luiz Machado.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 81-95.

Bibliografia: f. 77-80.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Condensação - Teses. 3. Ar condicionado - Teses. 4. Bombas de calor - Teses. 5. Refrigeração - Teses. I. Duarte, Willian Moreira. II. Machado, Luiz. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621 (043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

“ANÁLISE COMPARATIVA E MODELO DE SIMULAÇÃO DE UM CLIMATIZADOR VEICULAR COM CONDENSADORES A R1234YF/ÁGUA E R134A/AR”

RENATO ARRUDA DE OLIVEIRA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Willian Moreira Duarte (Orientador – Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Luiz Machado (Coorientador – Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Antonio Augusto Torres Maia (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Tiago de Freitas Paulino (Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET-MG) e Dr. Fabricio José Pacheco Pujatti (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 27 de fevereiro de 2023.



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Professor do Magistério Superior**, em 07/03/2023, às 18:28, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Tiago de Freitas Paulino, Usuário Externo**, em 08/03/2023, às 10:35, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabricio Jose Pacheco Pujatti, Professor do Magistério Superior**, em 08/03/2023, às 17:00, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Antonio Augusto Torres Maia, Professor do Magistério Superior**, em 08/03/2023, às 20:58, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Machado, Professor do Magistério Superior**, em 10/03/2023, às 12:45, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2119285** e o código CRC **0E47C967**.

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer, em primeiro lugar, a Deus, pela força e coragem durante toda esta longa caminhada.

À minha esposa Anna Augusta, meus pais Ilson e Elma, meus irmãos Lais e Rafael, familiares e amigos, que sempre me incentivaram minha carreira. Sem este apoio, incentivo e amor eu não teria chegado até aqui.

Ao meu orientador, Prof. Willian Moreira Duarte, pelo apoio em todas as horas e pelas idéias que nortearam a construção do modelo matemático deste trabalho. Ao meu coorientador, Prof. Luiz Machado, pelo apoio dado durante o trabalho, sobretudo na revisão desta monografia.

Aos membros da banca examinadora, Prof. Fabrício José Pacheco Pujati e Prof. Antônio Maia da UFMG e Prof. Tiago de Freitas Paulino do CEFET-MG, por terem aceitado participar da avaliação do meu trabalho de mestrado e pelas correspondentes correções e sugestões indicadas para este trabalho.

Aos colegas do PPGMEC e a todos os membros do GREA. À Marina Costa, Secretária do PPGMEC, sempre alerta sobre os nossos prazos e pendências. A todos os professores do PPGMEC, pelas aulas e transmissão dos conteúdos, que muito contribuíram para ampliação dos meus conhecimentos e fundamentação desta dissertação.

À FAPEMIG, CAPES e CNPq, órgãos de fomentos à pesquisa do Brasil, essenciais para o desenvolvimento deste trabalho.

*O real não está na saída nem na chegada: ele se dispõe
para a gente é no meio da travessia.*

Guimarães Rosa

Resumo

Em razão de recorrentes crises no setor de energia e do aquecimento global do planeta, fabricantes de carros e pesquisadores têm acelerado a busca por sistemas de ar condicionado veicular (ACV) mais eficientes e menos agressivos ao meio ambiente. Além disso, devido aos impactos da Covid-19 no mundo, sistemas de ACV deverão operar com maiores taxas de renovação do ar nos habitáculos de carros, ônibus, metrô e outros modos rodoviários e ferroviários de transporte coletivo. A quase totalidade dos sistemas de ACV opera com o refrigerante R134a, de alto GWP (Global Warming Potencial), e com condensadores a ar. Neste contexto, o objetivo do presente trabalho é estudar comparativamente a operação de um sistema de ACV convencional com a de um sistema alternativo utilizando o ecofluido R1234yf com condensador a água. Para estabelecer a correspondente análise comparativa, modelos matemáticos foram desenvolvidos para os dois sistemas. Uma metodologia proveniente da literatura também foi usada para estimar a carga térmica na cabine de um carro com vistas a subsidiar os modelos matemáticos dos dois sistemas de ACV. Os resultados do estudo comparativo revelaram que o *COP* (Coeficiente de Performance) do ACV a R1234yf/água foi 9,4% maior do que o do ACV a R134a/ar. A temperatura do R1234yf na descarga do compressor do sistema foi 17,5°C abaixo da temperatura relativa ao R134a, implicando, portanto, em uma vida útil mais longa para esse equipamento. Por outro lado, a temperatura da água na saída do condensador foi de 39°C, um valor bem acima da temperatura média de 31,8°C na saída do ar no condensador convencional. Duas soluções foram propostas para promover o arrefecimento da água com vistas ao retorno de água fria no condensador. A proposta mais plausível foi usar o próprio condensador ar para promover a redução da temperatura da água quente de saída do condensador a R1234yf/água. Devido ao maior peso do novo condensador e à incorporação de uma bomba d'água e do trocador de calor para promover o resfriamento deste líquido, observou-se um aumento de massa de 961 g. No entanto, este valor é insignificante em comparação à massa total do carro, passageiros e bagagens, de modo que não esse pequeno ganho de peso do sistema de ACV não acarreta maiores prejuízos à relação peso/potência do carro.

Palavras chaves: Ar condicionado veicular; R1234yf; R134a; Condensador a ar; Condensador a água.

Abstract

Due to recurrent crises in the energy sector and the earth global warming, car manufacturers and researchers have been accelerating the search for more efficient vehicle air conditioning systems (VACS) and more friendly to the environment. In addition, due to the impacts of Covid-19 in the world, most VACS operates with higher rates of the air renewal in cabins of cars, buses, subways and others roads and rains modes of public transport. Almost all VACS operate with the fluid R134a as refrigerant, of high GWP (Global Warming Potential), and with a condenser at air. In this context, the objective of this work is to comparatively study the operations of a conventional LCA system and an alternative system with water cooled condenser and the ecofluid R1234yf. To establish the corresponding comparative analysis, mathematical models were developed for the two systems. A methodology from the literature was also used to estimate the thermal load in the cabin of a car in order to support the mathematical models of the two VACS. The results of the comparative study revealed that the *COP* (Coefficient of Performance) of the VACS at R1234yf/water was 9.4% higher than the value of the VACS at R134a/air. The temperature of R1234yf at the system compressor discharge was 17.5°C below the R134a correspondent temperature, so a longer useful life for this equipment. On the other hand, the water temperature at the condenser outlet was 39°C, a value well above the average temperature of 31.8°C at the air outlet conventional condenser. Two solutions were proposed to promote water cooling of return to the condenser. The most plausible proposal was to use the condenser at air to reduce the temperature of the hot water leaving the condenser at R1234yf/water. Due to the greater weight of the new condenser and the incorporation of a water pump and the heat exchanger to promote the cooling of this liquid, a mass increase of 961 g was observed. However, this value is negligible compared to the total mass of the car, passengers, and luggage. Thus, the small weight gain of the VACS does not cause major negative impacts on the car weight/power ratio.

Keywords: Vehicle air conditioning; R1234yf; R134a; Air condenser; Water condenser.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 - Esquema de um condicionador veicular	22
Figura 2.2 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor de um AC veicular a R134a	23
Figura 2.3 - Transferência de calor através da parede cilíndrica de um condensador bi-tubular resfriado a água.....	25
Figura 2.4 - Região anular entre tubos concêntricos de diâmetros d (tubo interno) e D (tubo envelope).	61
Figura 2.5 - Representação de um escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo com destaque para va-zões e as áreas de passagens do fluido	29
Figura 3.1 - Fontes de calor na cabine.....	40
Figura 3.2 - Transferência de calor através de uma parede plana do carro	43
Figura 3.3 - Compressor automotivo	49
Figura 3.4 - Válvula de expansão termostática automotiva.	51
Figura 3.5 - Condensador automotivo	53
Figura 3.6 - Variáveis de entrada e de saída do modelo do condensador a R134a/ar	54
Figura 3.7 - Zonas do condensador no ciclo pressão versus entalpia.....	55
Figura 3.8 - Comprimentos e critérios de transições nas três zonas do condensador.....	56
Figura 3.9 - Fluxograma do modelo do condensador a R134a/ar.	60
Figura A.1 – Polinômio para determinação dos parâmetros da correlação de Hughmark	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Constantes da correlação de Hilpert (1933)	27
Tabela 2.2 - Valores dos parâmetros da correlação de Hughmark (1962).	31
Tabela 2.3 - Cronologia relativa a publicações sobre ACV.	38
Tabela 3.1 - Parâmetros solares, propriedades do vidro e áreas e ângulos das superfícies envidraçadas usados nas equações de 3.1 a 3.6.	42
Tabela 3.2 - Acréscimo diferencial de temperatura para a Equação 3.7.	43
Tabela 3.3 - Áreas, espessuras e condutividades térmicas das paredes do carro.	44
Tabela 3.4 - Grandezas do compressor operando com o refrigerante R134a nas condições descritas na Figura 2.2.	50
Tabela 3.5 - Grandezas da válvula termostática operando com o refrigerante R134a nas condições da Figura 2.2.	52
Tabela 3.6 - Características do condensador a R134a/ar usado na modelagem.	52
Tabela 4.1 - Dados para o cálculo da carga térmica do carro de passeio deste trabalho.	65
Tabela 4.2 - Resultado do cálculo da carga térmica do carro de passeio deste trabalho.	65
Tabela 4.3 - Resultado do modelo do condensador a R134a/ar	66
Tabela 4.4 - Ponto de operação do ACV a R1234yf e condensador a água.	68
Tabela 4.5 - Resultados do modelo do condensador a R1234yf/água.	69
Tabela 4.6 - Impactos do emprego do condensador a R1234yf/água.	69
Tabela 4.7 - Comparativo entre sistemas de ACV a R134a e R1234yf	73

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ACV	Ar condicionado veicular;
AP	Alta pressão;
BP	Baixa pressão;
EES	<i>Engineering Equation Solver;</i>
GWP	<i>Global Warming Potential;</i>
MTDM	Método de tomada de decisão multicritério;
ODP	<i>Ozone Depletion Potential;</i>
TCI	Trocador de calor intermediário;
VEE	Válvula de expansão eletrônica;
VEM	Válvula de expansão manual;
VET	Válvula de expansão termostática;

NOMENCLATURA

Exceções¹

c_p	Calor específico a pressão constante [J/(kgK)];
c_v	Calor específico a volume constante [J/(kgK)];

Letras Gregas

α	Fração de vazio [adimensional];
β	Ângulo de inclinação [°];
ε	Erro ou diferença [unidade variavel];
η	Rendimento [adimensional];
θ	Ângulo de inclinação [°];
λ	Refletividade [adimensional];
μ	Viscosidade dinâmica [Pa.s];
ξ	Coefficiente de espaço nocivo do compressor [adimensional];
ρ	Massa específica [kg/m ³];
τ	Transmissividade [adimensional];
φ	Umidade relativa [%];
ω	Umidade absoluta [adimensional];

Letras Latinas

A	Área [m ²];
B	Coefficiente de extinção [adimensional];
C	Constantes e coeficientes auxiliares;
COP	Coefficiente de performance [adimensional];
d	Diâmetro ou diâmetro do tubo interno [m];
D	Diâmetro do tubo envelope [m];
e	Espessura [m];
f	Fator de atrito de Darcy [adimensional];
G	Velocidade mássica [kg/(m ² .s)];
g	Aceleração da gravidade [m/s ²];

¹ O subcrito p e v normalmente indicam parede e vapor, porém quando combinado com o a variável c indicam calor específico.

H	Altura [m];
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/(m ² K)];
h	Entalpia específica [J/kg]; ²
i	Radiação solar [W/m ²];
K	Condutividade térmica [W/(m.K)];
k	Parâmetro da correlação de Hughmark [adimensional];
L	Comprimento [m];
M	Massa [kg];
\dot{M}	Fluxo de calor metabólico [W/m ²];
m	Expoente da correlação de Hilpert [adimensional];
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s];
N	Número de itens [adimensional];
n	Rotação [rpm]
P	Pressão [Pa];
Pr	Númeo de Prandtl [adimensional];
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [W];
R	Resistência térmica [K/W];
Re	Número de Reynolds [adimensional];
S	Superfície [m ²];
T	Temperatura [°C];
U	Coefficiente de transferência de calor [W/(m ² K)];
\dot{V}	Vazão volumétrica [m ³ /s];
V	Velocidade [m/s];
\dot{W}	Potência [W];
x	Título de vapor [adimensional];
Z	Parâmetro da correlação de Hughmark [adimensional];

Subscritos

1	Entrada do evaporador;
2	Entrada do compressor;
$2a$	Sáida do evaporador;

² h combinado com os subscritos 1,2,3,3s, l , v e lv indica entalpia e com os demais subscritos ou sem subscrito indica o coeficiente convectivo.

<i>3</i>	Sáida do compressor;
<i>3s</i>	Sáida do compressor considerando um processo isentrópico;
<i>4</i>	Entrada da VET;
<i>4a</i>	Sáida do condensador;
<i>amb</i>	Ambiente;
<i>a</i>	Ar;
<i>a1</i>	Ar na entrada do trocador de calor/condensador;
<i>a2</i>	Ar na saída do trocador de calor/condensador;
<i>al</i>	Aleta;
<i>ap</i>	Aparente;
<i>cab</i>	Cabine do carro;
<i>comp</i>	Compressor;
<i>cond</i>	Condensador ou condensação;
<i>crit</i>	Crítico;
<i>des</i>	Descarga do compressor;
<i>dif</i>	Difusa;
<i>dir</i>	Direta;
<i>ds</i>	Zona de desuperaquecimento;
<i>e</i>	Externo;
<i>env</i>	Tubo evelope
<i>evap</i>	Evaporador;
<i>f</i>	Vidro frontal (para prisas);
<i>fc</i>	Frente do condensador;
<i>gex</i>	Gases de exaustão;
<i>H</i>	Hughmark;
<i>hom</i>	Homogêneo;
<i>i</i>	Interno ou i-ésimo elemento de um somatório;
<i>is</i>	Isoentrópico;
<i>j</i>	Janela;
<i>l</i>	Líquido;
<i>lv</i>	Vaporização;
<i>lat</i>	Latente;
<i>m</i>	Massa;

<i>motor</i>	Cofre do motor;
<i>o</i>	Ocupantes;
<i>p</i>	Parede;
<i>pas</i>	Passes no trocador de calor.
<i>pi</i>	Parede interna;
<i>pe</i>	Parede externa;
<i>r</i>	Refrigerant;
<i>rad</i>	Radiação;
<i>ref</i>	Refletida;
<i>s</i>	Fluido secundário;
<i>sr</i>	Zona de subresfriamento;
<i>sa</i>	Superaquecimento;
<i>sen</i>	Sensível;
<i>t</i>	Vidro traseiro;
<i>tc</i>	Trocador de calor;
<i>tot</i>	Total;
<i>tub</i>	Tubo;
<i>v</i>	Vapor;
<i>vol</i>	Volumetrico;
<i>vent</i>	Ventilação;
<i>vet</i>	Válvula de expansão termostática;
<i>w</i>	Água;
<i>w1</i>	Água na entrada do condensador;
<i>w2</i>	Água na saída do condensador;

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	18
1.1.	OBJETIVOS.....	19
1.1.1.	OBJETIVOS GERAIS	19
1.1.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	19
1.2.	ESTRUTURAÇÃO DA MONOGRAFIA.....	20
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1.	INTRODUÇÃO.....	21
2.2.	CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR.....	21
2.3.	TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM CONDICIONADOR VEICULAR	24
2.3.1.	TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO.....	25
2.3.2.	TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESCOAMENTO BIFÁSICO	28
2.4.	FRAÇÃO DE VAZIO NO ESCOAMENTO BIFÁSICO	29
2.5.	ESTADO DA ARTE EM CLIMATIZAÇÃO VEICULAR	31
2.6.	FECHAMENTO	39
3.	MATERIAIS E MÉTODOS.....	40
3.1.	CARGA TÉRMICA DO CARRO	40
3.1.1.	RADIAÇÃO DIRETA	41
3.1.2.	RADIAÇÃO DIFUSA.....	41
3.1.3.	RADIAÇÃO REFLETIDA.....	42
3.1.4.	CONDUÇÃO.....	42
3.1.5.	CARGA DO MOTOR.....	45
3.1.6.	EXAUSTÃO.....	45
3.1.7.	METABOLISMO	46
3.1.8.	VENTILAÇÃO	47
3.2.	MODELAGEM DO CONDENSADOR.....	47
3.2.1.	O EVAPORADOR.....	48
3.2.2.	O COMPRESSOR.....	48
3.2.3.	A VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA	50
3.2.4.	O CONDENSADOR.....	52
3.2.5.	MODELO DO CONDENSADOR A R134A/AR	53
3.2.6.	CONSIDERAÇÕES SIMPLIFICADORAS	53
3.2.7.	VARIÁVEIS DE ENTRADA E DE SAÍDA	54

3.2.8.	SISTEMA DE EQUAÇÕES DO MODELO	55
3.2.9.	RESOLUÇÃO DO SISTEMA DE EQUAÇÕES	58
3.3.	MODELO DE DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR A R1234YF/ÁGUA.....	60
3.3.1.	VARIÁVEIS DE ENTRADA E DE SAÍDA	61
3.3.2.	EQUAÇÕES E ROTINA DE CÁLCULO.....	62
3.3.3.	COMPARATIVO ENTRE OS CONDENSADORES	63
3.4.	FECHAMENTO	63
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	64
4.1.	INTRODUÇÃO	64
4.2.	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	64
4.3.	RESULTADOS DO MODELO DO CONDENSADOR A R134A/AR.....	65
4.4.	MODELO DO CONDENSADOR A R1234YF/ÁGUA	68
4.4.1.	RESULTADOS DO MODELO	68
4.4.2.	ARREFECIMENTO DA ÁGUA DO CONDENSADOR.....	70
4.4.3.	COMPARATIVO COM RESULTADOS DA LITERATURA	73
4.5.	FECHAMENTO	74
5.	CONCLUSÕES.....	76
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77
	APÊNDICE A - POLINÔMIO DA CORRELEÇÃO DE HUGHMARK.....	81
	APÊNDICE B - PROGRAMA EES PARA CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	82
	APÊNDICE C - MODELO DO CONDENSADOR R134A/AR.....	85
	APÊNDICE D - MODELO DO CONDENSADOR R1234YF/ÁGUA.....	90
	APÊNDICE E - CÁLCULOS DO CIRCUITO DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA.....	94

1. INTRODUÇÃO

Desde a primeira revolução industrial, iniciada no final do Século XVIII, até a atual quarta revolução industrial, distinguida pela Indústria 4.0, a humanidade vem desfrutando de avanços tecnológicos sem precedentes na história. Não obstante, esses benefícios, em geral, são acompanhados de fortes impactos no meio ambiente. Por isso, a chamada tecnologia verde, que concilia o desenvolvimento de novos produtos com a preservação ambiental, é hoje uma meta incorporada por quase todos os setores da indústria. O desenvolvimento de sistemas de ar condicionado veicular (ACV) não foge a essa tendência, com os fabricantes de carros e diversos centros de pesquisas do mundo buscando soluções e desenvolvimentos de equipamentos mais eficientes e com menor impacto para o planeta. Ademais, em decorrência de impactos sociais decorrentes da Covid-19, sistemas de ACV deverão ser submetidos a rígidos protocolos, incluindo a exigência do aumento do ar de renovação nas cabines de carros e ônibus. Neste contexto, a norma brasileira NBR 16401-3, referente à renovação de ar em diferentes ambientes, foi recentemente atualizada (Pinheiro, 2022). Ainda nesse cenário, Mathai *et al* (2021) publicaram um trabalho no qual simulações numéricas foram usadas para avaliar como o microclima na cabine de um carro pode potencialmente espalhar espécies patogênicas, como o Sars-Cov-2, entre os ocupantes do veículo para uma diferentes configurações de janelas abertas e/ou fechadas.

Em geral, sistemas de ACV são baseados no ciclo de compressão a vapor a R134a, fluido esse da 3ª geração de refrigerantes e que apresenta um ODP (*Ozone Depletion Potencial*) igual a zero. Apesar de inofensivo à camada de ozônio, o R134a é um gás de estufa, pois apresenta um valor de GWP (*Global Warming Potencial*) muito elevado (valor de 1300). Outra particularidade do ACV é que o condensador do sistema usa o ar atmosférico como fluido secundário. Tendo em vista o menor coeficiente de transferência de calor do ar, condensadores resfriados com esse fluido apresentam pressões de condensação relativamente altas, implicando um maior consumo de energia para acionar o compressor a vapor de R134a.

Ante ao exposto, uma solução de tecnologia verde para um ACV demandaria duas modificações: (i) substituição do R134a por um refrigerante da 4ª geração, como o ecofluido R1234yf, que, além de apresentar um valor de ODP zero, apresenta um GWP baixíssimo (menor que 1); (ii) substituição do condensador convencional a ar, cujo coeficiente de transferência de calor por convecção é baixo, por um condensador resfriado com água, cujo referido

coeficiente é elevado, proporcionando temperaturas e pressões de condensação mais baixas e, por conseguinte, implicando maior eficiência energética do sistema. No entanto, um condensador a água tende a ser mais pesado do que o condensador a ar de um ACV porque o líquido agrega mais massa ao trocador de calor do que o ar. Além disso, um resfriador de água, similar aos radiadores dos carros, deverá ser adicionado ao sistema. Não obstante, o ganho na eficiência energética do sistema com o condensador a água poderá compensar o correspondente aumento de peso.

1.1. Objetivos

Ante a discussão apresentada acima, os objetivos deste trabalho são os seguintes:

1.1.1. Objetivos gerais

Avaliar a viabilidade o *retrofit* do sistema de ACV a R134a/ar de um carro pelo sistema a R1234yf/água.

1.1.2. Objetivos específicos

- ✓ Desenvolver uma subrotina para estimar a carga térmica na cabine de um carro para subsidiar os modelos matemáticos dos sistemas de ACV a R134a/ar e a R1234yf/água.
- ✓ Desenvolver um modelo matemático do condensador convencional a R134a/ar para calcular um ponto de operação padrão e o *COP* do ACV, bem como o peso total do condensador a R134a/ar.
- ✓ Desenvolver um modelo de dimensionamento para o condensador a R1234yf/água e determinar, a partir da carga térmica pré-definida para a cabine do carro, o *COP* do sistema e o peso total do novo condensador.
- ✓ Propor soluções para o arrefecimento da água de saída do condensador alternativo visando o seu retorno para esse trocador de calor.

1.2. Estruturação da monografia

Além da presente Introdução, esta monografia contém mais quatro capítulos. O Capítulo 2 apresenta fundamentos sobre termodinâmica, transferência de calor e o cálculo da massa de refrigerante em componentes de um ACV, com ênfase para o condensador. O Capítulo 2 também uma revisão sobre trabalhos publicados nos últimos vinte anos relativos a sistemas de climatização de carros. O Capítulo 3 apresenta o cálculo da carga térmica na cabine de um carro. Também é dedicado à definição do ACV e aos desenvolvimentos dos modelos matemáticos do sistema de ACV com condensador a R134a/ar e a R1234yf/água. O Capítulo 4 explora simulações com esses modelos e estabelece uma comparação do desempenho do ACV operando com os dois condensadores. Duas propostas para o arrefecimento da água quente de saída do novo condensador são ainda apresentadas no Capítulo 4, bem como um compêndio comparativo entre resultados obtidos com os modelos e resultados de trabalhos experimentais e teóricos oriundos da literatura. Por fim, o Capítulo 5 traz as conclusões do trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

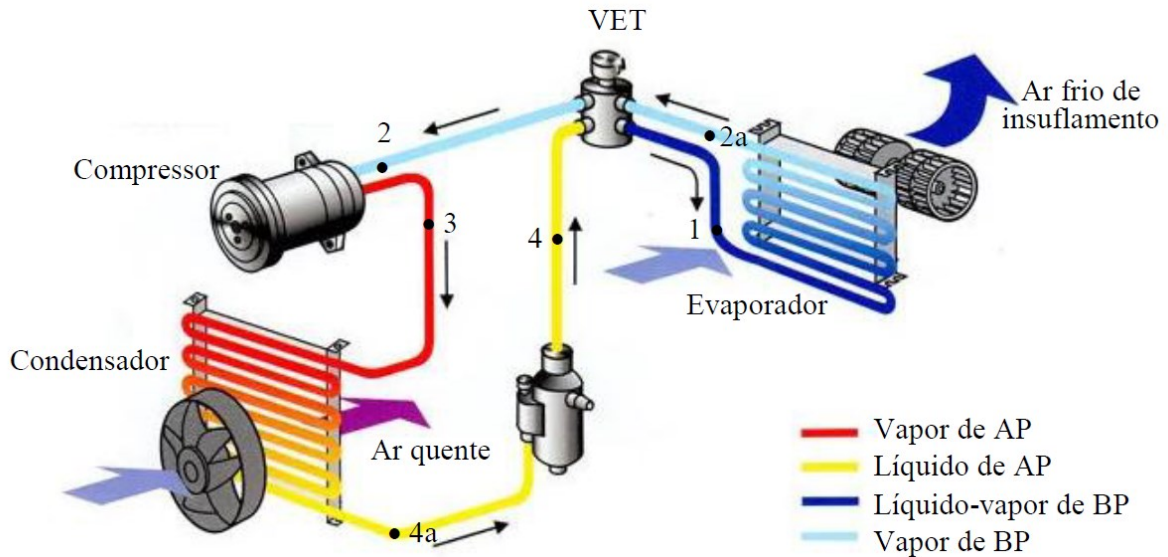
2.1. Introdução

A primeira parte deste capítulo explora os fundamentos para o desenvolvimento dos modelos matemáticos apresentados no capítulo seguinte. Além da termodinâmica do ciclo de compressão a vapor de ACV, são apresentadas correlações de transferência de calor para as regiões de escoamento monofásico do fluido de trabalho (refrigerante) e do fluido secundário (ar e água), bem como as correspondentes correlações para os escoamentos bifásicos do refrigerante no condensador do ACV. Também são apresentadas correlações de fração de vazão para o escoamento bifásico visando o cálculo da massa de refrigerante no sistema. Por fim, na segunda parte do capítulo, é apresentado um estado da arte dos últimos 20 anos sobre sistemas de ACV mais ecológicos e eficientes.

2.2. Ciclo de compressão a vapor

O sistema de ACV tem a função de promover conforto térmico para os ocupantes do carro, implicando também maior nível de alerta do motorista e, portanto, mais segurança para todos. O sistema de ar condicionado apresenta três funções básicas: controles de temperatura, umidade e circulação do ar. Um sistema de ACV é constituído basicamente pela máquina de refrigeração, rede de circulação de ar e acessórios, tais como ventiladores e difusores. De uma forma geral, o sistema, representado esquematicamente na Figura 2.1, opera no ciclo de compressão a vapor. O sistema é composto por quatro componentes básicos: (i) o evaporador na linha de baixa pressão (BP), que promove a remoção de calor da cabine do carro; (ii) o condensador na linha de alta pressão (AP), que rejeita calor para o meio ambiente; (iii) a válvula de expansão termostática (VET), que promove a queda de pressão do refrigerante da linha de alta para a linha de baixa pressão e ainda controla o grau de superaquecimento do refrigerante vapor na saída do evaporador; (iv) o compressor, que impõe a vazão de refrigerante no circuito e promove o aumento de sua pressão da linha de baixa para a linha de alta pressão. Nos sistemas de ACV, o compressor é acionado pelo motor do carro.

Figura 2.1 - Esquema de um condicionador veicular



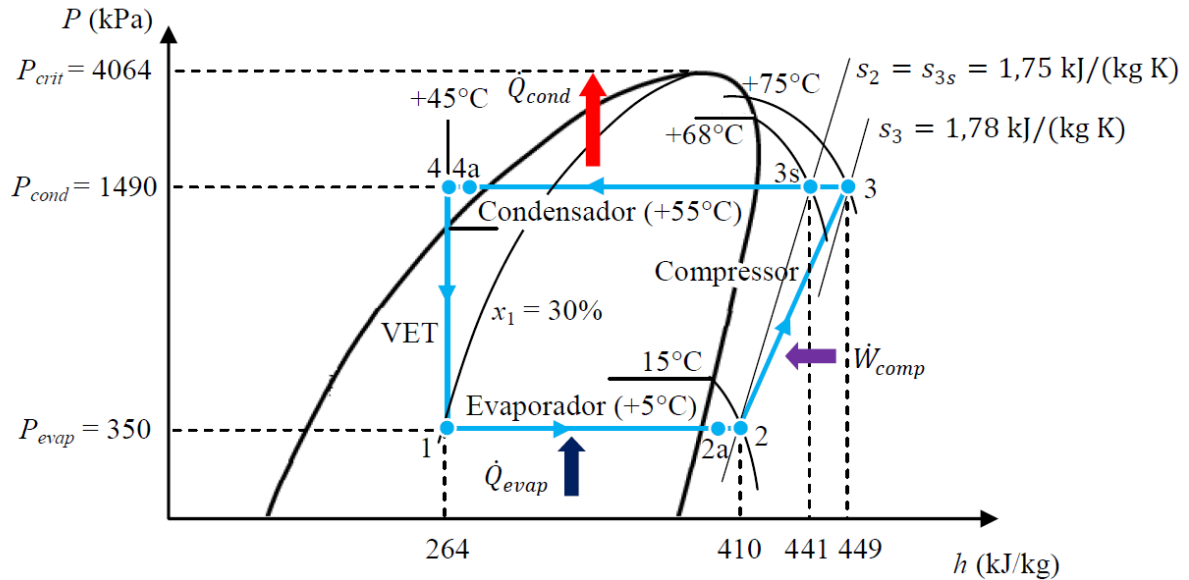
Fonte: Adaptado de Mishira (2022).

A Figura 2.2 mostra o diagrama $P-h$ (pressão versus entalpia) do ciclo de refrigeração de um sistema de ACV a R134a, constituído pelas etapas descritas anteriormente: absorção de calor à taxa \dot{Q}_{evap} da cabine do carro para o fluido refrigerante (processo 1-2 no evaporador); compressão do refrigerante associada à taxa de trabalho externo \dot{W}_{comp} (processo 2-3 no compressor); rejeição de calor à taxa \dot{Q}_{cond} do refrigerante para o meio ambiente (processo 3-4 no condensador); expansão do fluido (processo 4-1 na VET). Além dessa expansão, a VET do ACV da Figura 2.1 apresenta uma particularidade, operando como um trocador de calor intermediário, promovendo a troca de calor entre o líquido e a alta pressão que sai do condensador e o vapor frio e a baixa pressão que sai do evaporador. Assim, parte do subresfriamento (processo 4a-4) e parte do superaquecimento (processo 2a-2) do refrigerante, indicados na Figura 2.2, ocorrem no corpo da VET.

Em primeira aproximação, o processo 1-2 no evaporador e o processo 3-4 no condensador podem ser tratados como isobáricos, enquanto o processo 4-1 na VET pode ser considerado adiabático e isoentálpico: $h_4 = h_1$. Idealmente, o processo 2-3s no compressor seria adiabático e reversível, portanto, isoentrópico: $s_{3s} = s_2$ (igualdade de entropias). Na prática, mesmo que a compressão possa ser considerada adiabática, há certo aumento de entropia do refrigerante decorrente de irreversibilidades naturais do processo. Por isso, a entalpia do refrigerante na saída do compressor é um pouco maior do que o valor correspondente para uma compressão adiabática reversível, conforme mostrado na Figura 2.2: $h_3 > h_{3s}$. Usando a 1ª Lei da Termodinâmica para um volume de controle, obtêm-se as Equações 2.1 a 2.4, apresentadas a seguir,

e que podem ser usadas para expressar os balanços de energia nos componentes do sistema. As quatro equações foram montadas de forma a gerar resultados com sinal positivos.

Figura 2.2 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor de um AC veicular a R134a



Fonte: Autor.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (2.2)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{comp} \quad (2.4)$$

Nas Equações 2.1 a 2.3, h_1 , h_2 , h_3 e h_4 são as entalpias do refrigerante nas entradas e saídas dos componentes do ACV e \dot{m}_r é a vazão mássica do refrigerante. A Equação 2.4 é uma expressão da conservação da energia no climatizador veicular: a energia que sai do sistema (\dot{Q}_{cond}) é igual à soma das energias que entram no sistema ($\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{comp}$).

Ainda sobre a etapa de compressão e em decorrência da discussão anterior, o trabalho específico no compressor no processo reversível ($h_{3s} - h_2$) é menor do que o correspondente trabalho no processo irreversível ($h_3 - h_2$). A razão entre esses trabalhos é o rendimento isoentrópico η_{is} , dado pela Equação 2.5.

$$\eta_{is} = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (2.5)$$

Substituindo nessa equação as correspondentes entalpias indicadas no diagrama $P-h$ da Figura 2.2, obtém-se um rendimento isoentrópico do compressor de aproximadamente 0,80. Esse número indica que a energia despendida no compressor ideal (compressão adiabática reversível) é 80% da energia despendida no compressor mais próximo do caso real (compressão adiabática irreversível).

Outra relação importante obtida com a ajuda do ciclo de compressão a vapor de um condicionador veicular é a Equação 2.6, que expressa a definição operacional do coeficiente de performance (COP) do ciclo: razão entre a energia desejada (calor retirado da cabine do carro para o refrigerante no evaporador) e a energia paga (trabalho consumido pelo refrigerante no compressor).

$$COP = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (2.6)$$

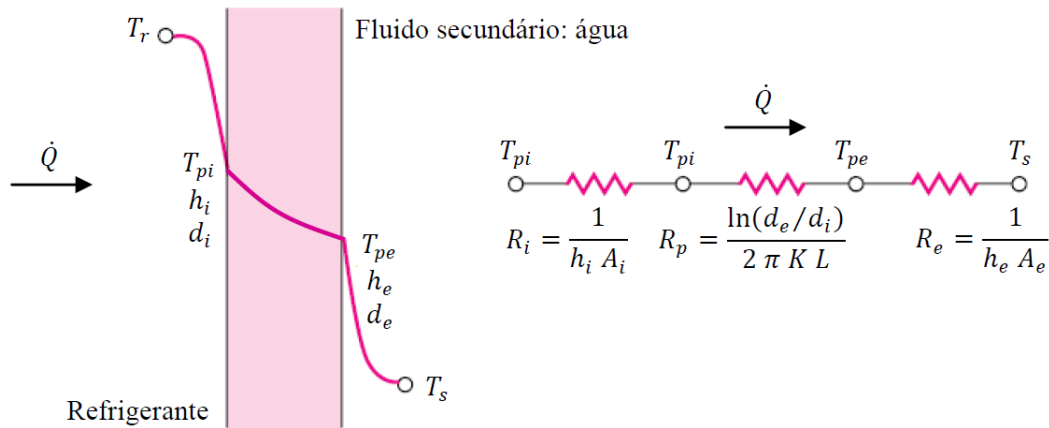
Substituindo nessa equação as correspondentes entalpias indicadas no diagrama $P-h$ da Figura 2.2, obtém-se um coeficiente de performance igual a 3,7 para o ciclo de refrigeração do condicionador veicular. Esse número indica que, para cada unidade de energia despendida no compressor, o evaporador retira 3,7 unidades de calor da cabine do carro.

2.3. Transferência de calor em um condicionador veicular

As trocas de calor em um sistema de ACV ocorrem basicamente no evaporador e no condensador da máquina de refrigeração, onde os principais mecanismos de transferência de calor são a convecção térmica entre fluidos e superfícies de tubos e aletas, bem como a condução de calor através do corpo dessas peças. A título de exemplo, a Figura 2.3 ilustra as transferências de calor do refrigerante para o fluido secundário em um condensador a água. Nessa figura, T_r e T_s são as temperaturas do refrigerante e do fluido secundário, T_{pi} e T_{pe} são as temperaturas nas paredes interna e externa do tubo por onde o refrigerante escoar, R_i , R_p e R_e são as resistências térmicas do fluido interno, da parede do tubo e do fluido externo (respectivas fórmulas indicadas na Figura 2.3), d_i , d_e e L são os diâmetros interno e externo e o comprimento do tubo, K é a condutividade térmica do material do tubo, $A_i = \pi d_i L$ e $A_e = \pi d_e L$ são as áreas das superfícies interna e externa de troca de calor e h_i e h_e são os coeficientes de transferência de calor por convecção entre os fluidos interno e externo e as respectivas paredes

adjacentes do tubo. Por fim, as taxas de transferências de calor através da parede do tubo e trocada entre essa parede e os fluidos podem ser calculadas por qualquer uma das expressões que aparecem na Equação 2.7, cujos termos foram definidos anteriormente.

Figura 2.3 - Transferência de calor através da parede cilíndrica de um condensador bi-tubular resfriado a água.



Fonte: Adaptado de Incropera e De Witt (2002).

$$\dot{Q} = \frac{T_r - T_{pi}}{R_i} = \frac{T_{pi} - T_{pe}}{R_p} = \frac{T_{pe} - T_s}{R_e} = \frac{T_r - T_s}{R_i + R_p + R_e} \quad (2.7)$$

Da discussão apresentada, destaca-se a importância do coeficiente de transferência de calor por convecção no cálculo em trocadores de calor. A seguir, são apresentadas algumas correlações para calcular esse coeficiente nas regiões de escoamentos monofásicos e bifásicos em condensadores de sistemas de ACV.

2.3.1. Transferência de calor em escoamento monofásico

Na tubulação interna do condensador mostrado na Figura 2.1 e no correspondente processo mostrado na Figura 2.2, destacam-se duas regiões onde o fluido esco monofasicamente. Uma delas corresponde ao processo de desuperaquecimento na primeira parte do condensador. Além disso, após o refrigerante sofrer condensação na parte intermediária da tubulação, o líquido condensado passa por um processo de subresfriamento no final do trocador de calor. Exemplificando esses dois casos, e valendo-se do diagrama $P-h$ da Figura 2.2, o fluido R134a vapor sofre um desuperaquecimento de 20°C a alta pressão, com a temperatura do fluido diminuindo de 75°C para 55°C, e, após a condensação, o líquido sofre um subresfriamento de 10°C, com a temperatura do fluido diminuindo de 55°C para 45°C. Outro escoamento monofásico

presente no condensador da Figura 2.1 decorre do fluxo externo de ar em corrente cruzada com o escoamento do refrigerante escoando dentro dos tubos.

Ante ao exposto, e tendo em vistas as equações de balanços de energia dos modelos matemáticos dos condensadores a ar e a água do climatizador deste estudo, faz-se necessário conhecer os coeficientes de transferência de calor para os escoamentos monofásicos internos e externos abordados anteriormente. Correlações apropriadas para calcular esses coeficientes são apresentadas a seguir.

Correlações de Gnielinski e de Dittus-Boelter

A correlação de Gnielinsk (1976), apresentada por Incropera e De Witt (2002), é válida para escoamentos internos, monofásicos e turbulentos. Dada pela Equação 2.8, essa correlação permite estimar os coeficientes de transferências de calor por convecção forçada do refrigerante nos estados de vapor e líquido em um condensador tubular, como aqueles mostrados nas Figura 2.1 e Figura 3.10, bem como o coeficiente da água nesse último condensador.

$$h = \left[\frac{f/8(Re - 1000) Pr}{1 + 1,27 (f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \right] \frac{K}{d} \quad (2.8)$$

Nessa equação, Re e Pr são os números de Reynolds e de Prandtl do fluido, K é a condutividade térmica do fluido, d é o diâmetro interno da tubulação, ou o diâmetro hidráulico em um espaço anular, e f é o fator de atrito entre o fluido e a superfície do tubo. Esse fator depende da rugosidade da superfície e do diâmetro do tubo e ainda do número de Reynolds do fluido. Para tubos trefilados, típicos em tubulações de cobre e alumínio de condensadores de sistema de ACV, o fator de atrito pode ser estimado com alta precisão pela correlação de Blasius, expressa pela Equação 2.9 e citada por Fox *et al* (2012).

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.9)$$

O número de Reynolds, que aparece na Equação 2.9 e Equação 2.8, é definido pela Equação 2.10, na qual μ é a viscosidade dinâmica e G é a velocidade mássica do fluido, essa última grandeza definida pela razão entre a vazão mássica do fluido (\dot{m}) e a área da seção transversal do tubo (A), conforme apresentado na equação 2.11.

$$Re = \frac{G d}{\mu} \quad (2.10)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (2.11)$$

A correlação de Dittus e Boelter (1930), apresentada por Incropera e De Witt (2002), é uma expressão mais simples para achar o coeficiente de transferência de calor por convecção em escoamentos internos, monofásicos e turbulentos. Dada pela Equação 2.12, essa correlação permite calcular o referido coeficiente para o refrigerante vapor e líquido e para a água nos condensadores das Figuras 2.1 e 2.4. Todos os termos da Equação 2.12 foram definidos anteriormente.

$$h = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \frac{K}{d} \quad (2.12)$$

Correlação de Hilpert

Essa correlação é validada para um escoamento externo em corrente cruzada sobre um único tubo. Dada pela Equação 2.13, a correlação de Hilpert (1933), apresentada por Incropera e De Witt (2002), permite estimar o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada do ar escoando em torno do condensador convencional de um sistema de ACV como o mostrado na Figura 2.1.

$$h_a = C Re^m Pr^{1/3} \frac{K}{d} \quad (2.13)$$

Nessa expressão, Re , Pr e K são os números de Reynolds e de Prandtl e a condutividade térmica do fluido (ar no caso de um ACV) e d é o diâmetro externo do tubo. A correlação de Hilpert é válida para $Pr \geq 0,7$ e as constantes C e m , dependentes do número de Reynolds, são fornecidas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Constantes da correlação de Hilpert (1933)

Re	C	m
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,385
40 – 4.000	0,683	0,466
4000 – 40.000	0,193	0,618
40.000 – 400.000	0,027	0,805

Fonte: Incropera e De Witt (2002)

2.3.2. Transferência de calor em escoamento bifásico

Para o desenvolvimento do modelo matemático deste trabalho, faz-se necessário o emprego de correlações para calcular os coeficientes de transferência de calor por condensação para o condensador a ar (Figura 2.1) e o condensador a água (Figura 3.10). Nos dois condensadores, o escoamento do refrigerante ocorre no interior de uma tubulação. Nesse caso, o coeficiente de transferência de calor por condensação pode ser calculado pela correlação de Shah (1979), dada pela Equação 2.14. Shah (2022) avaliou correlações e resultados experimentais de transferência de calor durante a condensação em dutos de fluidos puros e misturas incluído o R134a e o R1234yf. Dentre as melhores correlações avaliadas por ele está a correlação de Shah (1979).

$$h_{cond} = h_l \left[(1 - x)^{0,8} + \frac{3,8 x^{0,76} (1 - x)^{0,04}}{(P/P_{crit})^{0,38}} \right] \quad (2.14)$$

Essa correlação fornece o coeficiente de transferência de calor em função do título x do refrigerante. No denominador que aparece no segundo termo do lado direito da equação, P_{crit} é a pressão crítica e P é a pressão. O termo h_l é o coeficiente de transferência de calor dado pela correlação de Dittus-Boelter, considerando somente líquido escoando, conforme expresso pela Equação 2.15.

$$h_l = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{1/3} \frac{K_l}{d} \quad (2.15)$$

Nessa fórmula, Pr_l e K_l são o número de Prandtl e a condutividade do refrigerante líquido, d é o diâmetro interno do tubo e Re_l é o número de Reynolds do refrigerante líquido. Esse último é dado pela Equação 2.16, na qual G é a velocidade mássica do refrigerante e μ_l é a viscosidade dinâmica do refrigerante líquido.

$$Re_l = \frac{G d}{\mu_l} \quad (2.16)$$

De fato, a correlação de Shah fornece o coeficiente local em cada posição do tubo ao longo do escoamento do refrigerante. No entanto, frequentemente é necessário saber o valor do

coeficiente médio para toda a zona de condensação. Essa média pode ser obtida a partir da Equação 2.17.

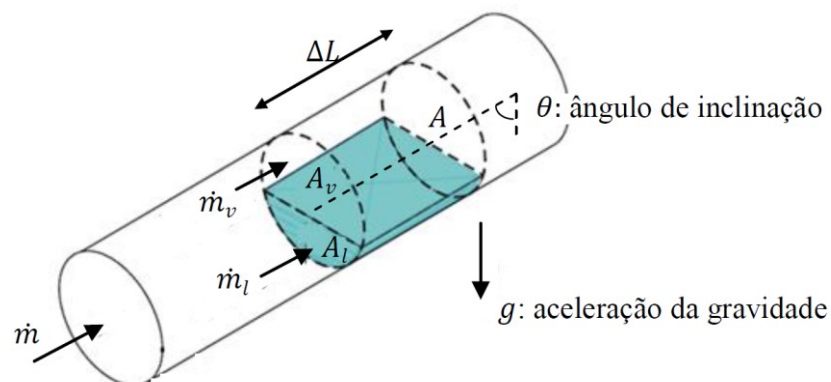
$$\bar{h}_{cond} = (1/L_{cond}) \sum_{i=1}^N h_i \Delta L \quad (2.17)$$

Para usar essa equação, a zona de condensação é dividida em N elementos de comprimentos iguais a ΔL , de modo que, a partir da correlação de Shah, o coeficiente de transferência de calor local h_i pode ser calculado para cada elemento. O coeficiente médio \bar{h}_{cond} é obtido dividindo-se a soma do produto entre o coeficiente local e o comprimento de cada elemento pelo comprimento total L_{cond} da zona de condensação.

2.4. Fração de vazio no escoamento bifásico

A Figura 2.4 mostra um escoamento bifásico com destaque para um pequeno trecho de comprimento ΔL . Para calcular a massa do fluido nesse trecho é necessário determinar a fração de vazio, definida em cada seção do tubo como sendo a razão entre área da seção ocupada pela fase de vapor (A_v) e a área da seção total do tubo (A). A fração de vazio apresenta certa semelhança com o título em vapor do fluido, esse parâmetro sendo definido em cada seção do tubo como sendo a razão entre a vazão mássica da fase de vapor (\dot{m}_v) e a vazão mássica total do fluido (\dot{m}).

Figura 2.4 - Representação de um escoamento bifásico líquido-vapor em um tubo com destaque para vazões e as áreas de passagens do fluido



Fonte: Autor.

A massa do fluido no pequeno trecho do tubo (Δm) pode ser obtida pela soma das massas de líquido (Δm_l) e de vapor (Δm_v) presentes na mistura. A Equação 2.18 permite calcular essas massas, enquanto as Equações 2.19 e 2.20 permitem calcular, nessa ordem, a fração de

vazio e o título em vapor do refrigerante. Nessas expressões, os parâmetros geométricos estão indicados na Figura 2.5, ρ_l e ρ_v são as massas específicas das fases de líquido e de vapor, \dot{m}_v é a vazão mássica do vapor e \dot{m} é a vazão mássica total da mistura líquido/vapor. Em geral, a fração de vazio pode ser determinada a partir do título e das massas específicas das fases de líquido e de vapor. Na literatura, há muitas correlações para estimar a fração de vazio. A seguir, duas metodologias são apresentadas

$$M = M_l + M_v = \rho_l A_l \Delta L + \rho_v A_v \Delta L = [\rho_l(1 - \alpha) + \rho_v \alpha] A \Delta L \quad (2.18)$$

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (2.19)$$

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (2.20)$$

Modelo Homogêneo

O modelo homogêneo, apresentado por Rice (1987), é expresso pela Equação 2.21. Essa equação é deduzida a partir das Equações 2.19 e 2.20 para calcular a vazão mássica em função da massa específica, velocidade e área da seção de passagem do fluido ($\dot{m} = \rho V A$) aplicadas para as fases de líquido e vapor. Além dessa combinação, deve-se aplicar a condição de não deslizamento na interface líquido/vapor: $V_v = V_l$ (velocidade média sectional do vapor igual à velocidade média sectional do líquido).

$$\alpha_{hom} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (2.21)$$

Correlação de Hughmark

Essa correlação, dada pela Equação 2.22 e apresentada por Rice (1987), é baseada em um fator corretivo k_H aplicado à Equação 2.21 do modelo homogêneo. Nessa fórmula, k_H é fornecida na Tabela 2.2, na qual o parâmetro Z é calculado pela Equação 2.23, que é função da massa específica ρ_v do vapor e das viscosidades dinâmicas μ_v e μ_l do vapor e do líquido, da velocidade mássica G e do título x do fluido bifásico, do diâmetro interno d do tubo, da aceleração da gravidade g , da fração de vazio α_{hom} dada pelo modelo homogêneo e da própria fração de vazio α . Como Z é função de α , faz-se necessário um cálculo iterativo para achar o valor final de α . No Apêndice A, é apresentado um polinômio de regressão para calcular k_H em função de Z . Esse polinômio foi usado nas rotinas de cálculos dos modelos deste trabalho.

$$\alpha = k_H \alpha_{hom} = \frac{k_H}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (2.22)$$

$$Z = \left[\frac{d G}{\mu_l + \alpha (\mu_v - \mu_l)} \right]^{1/6} + \left\{ \frac{1}{g d} \left[\frac{G x}{\rho_v \alpha_{hom} (1 - \alpha_{hom})} \right]^2 \right\}^{1/8} \quad (2.23)$$

Tabela 2.2 - Valores dos parâmetros da correlação de Hughmark (1962).

Z	1,3	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
k _H	0,185	0,225	0,325	0,490	0,605	0,675	0,720
Z	8,0	10	15	20	40	70	130
k _H	0,767	0,780	0,808	0,830	0,880	0,930	0,980

Fonte: Rice (1987).

2.5. Estado da arte em climatização veicular

O estado da arte apresentado nesta seção congregou publicações dos últimos vinte anos sobre sistemas de ACV por compressão de vapor. A revisão bibliográfica foi concentrada principalmente em trabalhos relativos à substituição do refrigerante R134a pelo refrigerante ecológico R1234yf em sistemas de ACV, bem como na identificação de soluções envolvendo os componentes do sistema. A seguir, esses trabalhos são apresentados em ordem cronológica.

Kaynakli e Horuz (2003) investigaram em detalhes um sistema de ACV a R134a por meio de testes experimentais. O desempenho do ACV foi medido para diferentes temperaturas do meio ambiente e do habitáculo do carro e também para diferentes velocidades de rotação do compressor do sistema. A capacidade de climatização e o *COP* do sistema, a potência do compressor, a vazão de refrigerante e as pressões de evaporação e de condensação foram estudadas por meio de gráficos apresentados no estudo. Este trabalho foi um precursor das pesquisas que viriam nos anos seguintes, a grande maioria referente à busca por refrigerantes com baixo GWP para sistemas de ACV. O *COP* do sistema variou entre 1.0 a 2.5 durante os testes experimentais.

Zilio *et al* (2011) realizaram experimentos em um típico sistema de ACV europeu compacto a R134a, equipado com um compressor de deslocamento variável controlado internamente, um evaporador e um condensador de mini canais e uma válvula de expansão do tipo eletrônica (VEE). Pequenas modificações foram realizadas em dois sistemas de ACV R134a, permitindo que esses fossem carregados com o então novo fluido refrigerante R1234yf. Testes realizados em laboratório indicaram que, para uma dada capacidade de climatização, os

sistemas carregados com R1234yf apresentaram desempenhos inferiores ao desempenho do sistema originalmente carregado com R134a. Modificações maiores foram realizadas em alguns componentes do ACV, mas a sequência do estudo foi conduzida com a ajuda de um modelo matemático do sistema. Simulações computacionais mostraram que as referidas modificações permitiram garantir um bom desempenho do ACV, compensando efeitos negativos do novo fluido refrigerante. O COP do sistema usando R1234yf variou na faixa de $\pm 8.3\%$ se comparado com o sistema com R134a.

Yohan Lee e Dongsoo Jung (2012) realizaram experimentos comparando o comportamento de um banco de testes de um ACV com vistas à comparação do sistema operando com os fluidos R134a e R1234yf. Não obstante o R134a ser amplamente usado desde os anos 1990 em sistemas automotivos, os autores alertaram para o fato de a comunidade européia indicar a sua total eliminação até meados dos anos 2020 em razão do seu alto potencial de aquecimento global. Nos testes de verão, os resultados mostraram que o *COP* do ACV carregado com R1234yf foi apenas 2,7% menor do que o *COP* para o sistema carregado com R134a. Nos testes de inverno, essa diminuição da eficiência energética do ACV foi de 4,0%. A favor do R1234yf, a temperatura desse refrigerante na descarga do compressor e a quantidade de carga no sistema foram 6,5°C e 10% mais baixas do que aquelas para o sistema carregado com o fluido R134a. Com base nos resultados, os autores concluíram que o R1234yf pode ser usado como uma solução ecológica de longo prazo em sistemas de ACV.

Moo-Yeon Lee *et al* (2012) desenvolveram um sistema de ACV a CO₂ (R744) em um ciclo transcrito, no qual o compressor era acionado por um inversor de frequência. O sistema foi testado para várias condições de operação. Os resultados experimentais mostraram que a capacidade de resfriamento do ACV aumentou de 36,8%, e o COP de 30,3%, quando a pressão na entrada do resfriador de gás (componente similar ao condensador para um ciclo padrão) passou de 92 bars para 102 bars e a temperatura do ar na entrada do refrigerador de gás e a velocidade do compressor foram fixadas em 35°C em 4000 rpm. Comparado com o ACV a R134a, o *COP* de resfriamento com R744 foi maior, em média, 24,3% para todas as velocidades do compressor.

Honghyun Cho *et al* (2013) realizaram um estudo experimental em um banco de testes de ACV dotado de um trocador de calor intermediário (TCI) montado entre o evaporador e o condensador do sistema. O sistema foi carregado com os refrigerantes R134a e R1234yf. Os testes revelaram que, sem o TCI, a capacidade de climatização no evaporador foi 7% menor e o *COP* do ACV a R1234yf foi 4,5% menor comparado aos valores para o ACV a R134a.

Contudo, com o TCI, esses números foram mitigados para 1,8% e 2,9%. Assim, os autores concluíram que há um forte benefício do uso do TCI em um ACV, viabilizando a troca do fluido R134a pelo fluido ecológico R1234yf.

Honghyun Cho e Chasik Park (2016) realizaram um estudo experimental sobre o desempenho e a análise exérgica em um ACV carregado com os refrigerantes R134a e R1234yf para várias velocidades do compressor. O sistema com e sem um TCI também foi investigado. Sem esse trocador de calor, o sistema apresentou uma capacidade de climatização de 4% a 7% menor e *COP* de 3,6% a 4,5% menor em comparação com o sistema a R134a para as velocidades do compressor variando de 800 rpm a 1800 rpm. Com o TCI, o sistema com R1234yf mostrou uma capacidade de climatização quase equivalente aquela do sistema sem esse trocador de calor e carregado com o R134a, enquanto o *COP* foi menor apenas de 0,3% a 2,9% para a mesma faixa de velocidades do compressor. De fato, o *COP* aumentou 0,9% para o ACV a R1234yf e dotado com o TCI para a velocidade do compressor de 2500 rpm. Quanto à análise exérgica, para o sistema de ACV/R1234yf, a eficiência com base na 2ª lei da termodinâmica foi de 3,4% a 4,6% menores em comparação com o sistema de ACV/R134a para todas as velocidades do compressor e ambos os sistemas sem o TCI. Essa eficiência foi melhorada de 1,5% a 4,6% para o ACV/R1234yf com o TCI.

Di Battista e Cipollone (2016) desenvolveram um modelo matemático para um ACV a R1234yf e R134a, constituído por quatro submodelos relativos aos componentes básicos do sistema: compressor, condensador, dispositivo de expansão manual (VEM) e um evaporador a ar. O desempenho do ACV foi avaliado e uma otimização dos componentes foi realizada. Os autores testaram o sistema operando com um condensador resfriado com água ao invés do condensador convencional resfriado com ar ambiente. O ACV/R1234yf com condensador resfriado com o líquido apresentou uma redução de 22% na potência do eixo do compressor em relação ao ACV/R134a e condensador resfriado com ar, implicando um significativo aumento (cerca de 40%) do *COP* do sistema.

Hisamudin *et al* (2016) estudaram experimentalmente o efeito da temperatura ambiente no desempenho de um sistema de ACV a R1234yf. O estudo explorou o consumo de energia, a distribuição de temperatura e *COP* do sistema para três temperaturas ambientes (30°C, 35°C e 40°C), três cargas térmicas (500 W, 700 W e 1000 W) e três rotações do compressor (1000 rpm, 1500 rpm e 2000 rpm). As medições foram realizadas durante o período de 30 minutos para uma temperatura do ar na cabine do carro ajustada em 21°C. Para a rotação do compressor de 1000 rpm, o *COP* do ACV diminuiu 23% quando a temperatura ambiente aumentou de 30°C

para 40°C e a carga térmica aumentou de um valor mínimo perto de zero para 1000 W. Para as mesmas variações da temperatura ambiente e da carga térmica, as reduções do *COP* foram de 17% e 32% para as rotações do compressor de 1500 rpm e 2000 rpm.

Daviran *et al* (2017) desenvolveram um modelo matemático para comparar o desempenho de um ACV operando com o fluido R1234yf como substituto do R134a. O ACV consistiu de um evaporador, um compressor, um condensador a ar e uma VET. Duas condições diferentes foram consideradas: capacidade de refrigeração no evaporador constante e vazão mássica de refrigerante constante. Os resultados mostraram que o coeficiente de transferência de calor geral do lado do refrigerante R1234yf é de 18% a 21% menor e a queda de pressão é de 24% a 20% menor para o R1234yf em relação ao R134a para os processos de condensação e evaporação, respectivamente. Comparativamente ao ACV/R134a, o *COP* do ACV/R1234yf é menor de 1,3% a 5% para a primeira condição de operação do sistema, mas o *COP* do ACV/R1234yf é 18% maior para o sistema operando na segunda condição.

Vaghela (2017) avaliou um ACV, comparando o comportamento do sistema operando com R134a e com refrigerantes alternativos R290, R600a, R407C, R410A, R404A, R152a e R1234yf. A partir dos ciclos termodinâmicos de refrigeração por compressão de vapor do ACV, o autor determinou vários parâmetros do sistema usando os *softwares* EES e RefProp, concluindo que o R1234yf é o refrigerante alternativo mais adequado como substituto do R134a. Não obstante o ACV/R1234yf ter apresentado um menor *COP* (cerca de 16%) comparado ao ACV/R134a, o R1234yf foi apontado como o melhor refrigerante alternativo em razão do seu baixíssimo potencial de aquecimento global, podendo ser usado como fluido de *retrofit* em sistemas de ACV com modificações mínimas.

Wang *et al* (2018) investigaram o desempenho de aquecimento de um sistema de ACV a R744 em ciclo transcrito para regiões de clima frio. O compressor rotativo, acionado eletricamente, foi usado para regular a vazão mássica do refrigerante. Os resultados experimentais indicaram que o *COP* do sistema foi de 1,7 quando as temperaturas do meio ambiente, do ar de insuflamento e do ar na cabine do carro foram de -20°C, +40°C e +20°C, respectivamente.

Zhaofeng Meng *et al* (2018) estudaram o desempenho de um sistema de ACV reverso usando trocadores de calor com micro canais. Os fluidos refrigerantes usados no sistema foram o R134a e uma mistura de R1234yf e R134a com uma razão em massa na proporção, nessa ordem, de 89% e 11%. Essa mistura, além de ter ODP nulo, apresenta um GWP inferior a 150, atendendo, assim, a exigência das diretivas europeias para sistemas de ACV. Os resultados de

testes experimentais mostraram que as capacidades de transferência de calor dos dois fluidos são semelhantes nos modos de resfriamento e aquecimento. Sobre o desempenho do ACV, e comparado com o fluido R134a puro, o *COP* do sistema com a referida mistura foi menor de 4% a 9% no modo de resfriamento da cabine do carro, enquanto foi menor de 4% a 16% no modo de aquecimento. No compressor, a temperatura média de descarga da mistura foi de até 10°C mais baixa do que a do R134a puro nos modos de resfriamento e de aquecimento.

Yunchan Shin *et al* (2019) conduziram um estudo experimental, seguido de análises de balanços de energia e exergia, em um sistema de ACV operando com os refrigerantes R134a e uma mistura de R134a/R1234yf. Alguns resultados para dois cenários de testes foram os seguintes. Quando a temperatura do ar externo aumentou de 32,5°C para 37,5°C, o *COP* e a taxa de destruição total de exergia do sistema usando a mistura diminuíram, nessa ordem, de 5,19% e de 25,8% em comparação com o sistema carregado com R134a puro. A eficiência exergética do sistema carregado com a mistura foi 21,8% superior àquela para o sistema com R134a puro. Quando a velocidade de rotação do compressor aumentou de 1000 rpm para 2000 rpm, a capacidade de refrigeração do sistema aumentou para o sistema tanto carregado com a mistura, quanto com R134a puro. Por outro lado, nesses últimos ensaios, o *COP* e a taxa de destruição total de exergia do sistema carregado com a mistura diminuíram de 4,82% e de 19,5% em comparação com os valores do sistema usando R134a puro.

Aral *et al* (2020) estudaram por meio de testes experimentais um sistema de ACV a R134a e R1234yf, desenvolvido e testado para os modos de refrigeração e aquecimento em amplas faixas de velocidade do compressor e temperatura do ar externo. Vários parâmetros de desempenho energético e exergético do sistema foram avaliados. De forma geral, os resultados revelaram que o R1234yf tem melhor desempenho no aquecimento do que no resfriamento. O sistema a R1234yf apresentou uma capacidade de climatização 5,8% menor para o modo de resfriamento, e 0,2% maior para o modo de aquecimento, um *COP* 11,9% menor para o resfriamento, e 3,6% menor para o aquecimento, sendo todos esses valores comparados com a operação do ACV carregado com R134a. Mesmo assim, o R1234yf pode ser usado como substituto do R134a com bom desempenho nos dois modos de operação. Sobre a análise exergética, a eficiência com base na 2ª lei para o ACV com R1234yf foi de 17,6% e de 14,7% menores, em comparação com o ACV com R134a operando nos modos de resfriamento e de aquecimento, respectivamente. Além disso, os autores constataram que o compressor é o maior contribuinte para a destruição de exergia do sistema.

Wanyong Li *et al* (2020) estudaram um sistema de ACV a R1234yf para um veículo elétrico em um clima frio. Os autores destacaram que muitos estudos foram conduzidos sobre o desempenho de ACV a R1234yf para o modo resfriamento, mas há poucos estudos relativos ao desempenho do sistema operando no modo de aquecimento em climas frios. Neste trabalho, o comportamento de um ACV/R1234yf para aquecimento foi analisado e comparado com o do ACV/R134a para diferentes fatores de influência, tais como a carga de refrigerante, temperaturas, velocidade do vento externo, vazão do ar e largura do condensador. Diversos resultados foram obtidos a partir de 42 testes experimentais. A seguir, são destacados dois: (i) a carga ideal para o ACV/R134a foi entre 2.050 e 2.800 g, e para o ACV/R1234yf, entre 2.000 a 2.700 g; (ii) aumentando a largura do condensador, ou aumentando a vazão de ar nesse componente, o *COP* do ACV com o fluido R1234yf superou ligeiramente o valor para o ACV com o fluido R134a.

Oliveira *et al* (2020)³ apresentaram uma análise comparativa entre um sistema de ACV convencional com condensador a R134a/ar e outro alternativo com condensador a R1234yf/água. Os desempenhos dos dois sistemas foram avaliados a partir de um modelo matemático alimentado com dados de desempenhos dos trocadores de calor e de vazões e consumos de energia do compressor, valores esses obtidos em mapas fornecidos pelos fabricantes desses componentes. Os resultados revelaram que o *COP* e a capacidade de resfriamento do sistema alternativo são menores (cerca de 20%) do que os correspondentes valores para o sistema convencional. Esse menor desempenho deveu-se ao uso do refrigerante R1234yf, e não ao fato de se usar água como fluido de resfriamento do condensador.

Jianmin Fang *et al* (2021) conduziram um estudo experimental para estudar um sistema de ACV a R744 em ciclo transcrito. O objetivo do trabalho foi estudar o efeito de um TCI montado no sistema entre o evaporador e o resfriador de gás do sistema. Os resultados mostraram que o uso do TCI aumentou o *COP* do sistema de 14,5% para 18,5% para várias temperaturas do ar externo. Uma análise exérgica também foi realizada. Foi verificado que o compressor e o resfriador de gás são os principais responsáveis pelas perdas de exergia quando o TCI é incorporado no sistema. Segundo os autores, os resultados obtidos podem servir de referência para otimizar sistemas de ACV a R744.

Taejin Lee *et al* (2021) conduziram experimentos em um compressor de deslocamento variável de um ACV a R1234yf. Em comparação com o sistema operando com o R134a, o

³ Trabalho apresentado pelo autor da presente dissertação no ENCIT 2020. Os modelos desenvolvidos posteriormente, e que integram a presente monografia, são mais avançadas do que o modelo apresentado no referido congresso, permitindo avaliações e comparações mais aprofundadas entre os sistemas de ACV com condensadores a R134a/ar e R1234yf/água.

sistema apresentou um *COP* menor de apenas 5% para um curso de volume máximo do compressor. No entanto, quando a temperatura de insuflamento do ar foi a mais baixa (ajustada em 5°C), o *COP* caiu de 17% devido ao expressivo aumento da potência consumida pelo compressor. Por conseguinte, as perdas nas válvulas de aspiração e de descarga do compressor também aumentaram expressivamente. Um novo jogo de válvulas foi testado, resultando em uma mitigação das referidas perdas.

Poongavanam *et al* (2021) usaram o método de tomada de decisão multicritério (MTDM) para selecionar o melhor refrigerante para substituir o R134a em sistemas de ACV. No artigo, os autores descrevem em detalhes como o método foi aplicado tendo por base os baixos GWP e ODP estipulados por protocolos ambientais para sistemas de ACV. Três diferentes ferramentas do MTDM foram usadas no estudo. Para o processamento de dados, várias características termodinâmicas dos refrigerantes, informações do ambiente e circunstâncias econômicas foram usadas para otimizar o sistema com múltiplos atributos de respostas, incluindo o calor latente, condutividade térmica, pressão de saturação, massa específica, calor específico, viscosidade, GWP, ODP e custo dos fluidos analisados. Entre 14 refrigerantes testados, o R744 foi considerado o pior refrigerante por dois métodos, enquanto o R1233zd(E) foi considerado o pior pelo terceiro método.

Além dos trabalhos aqui abordados, outras publicações merecem destaques. Yueming Li *et al* (2009), Siricharoenpanich *et al* (2019) e Illán-Gómez e García-Cascales (2019) demonstraram as vantagens de se usar condensadores a água não exatamente em sistemas de ACV, mas em edificações. O último trabalho explorou ainda os prós e contras de se usar o refrigerante R1234yf como substituto do R134a. Também merecem ser destacados o trabalho de Pabon *et al* (2020), um estado da arte sobre o refrigerante R1234yf relativa à última década, e o trabalho de Yadav *et al* (2022), um estado da arte sobre os refrigerantes R1234yf e R290 no Século XVI. Além desses trabalhos, Zhenying Zhang *et al* (2018) apresentaram uma revisão bibliográfica sobre sistema de ACV em carros elétricos. Sendo o ACV alimentado eletricamente, esse sistema tende a comprometer o aporte de energia destinado ao movimento do carro. Umezumi e Noyama (2010), dois engenheiros da empresa Mitsubisch, também apresentaram um artigo em um simpósio sobre ACV para carros elétricos, alertando há 12 anos sobre os desafios desse sistema.

A Tabela 2.3 sumariza os estudos de sistemas de ACV citados nesta seção. Além dos autores, as colunas da tabela destacam os seguintes pontos: refrigerantes do ACV; fluidos de resfriamento do condensador; uso de um TCI entre o evaporador e o compressor do sistema; metodologia de abordagem do estudo: estudo experimental (Exp) e/ou com modelagem (Mod);

influência da carga de refrigerante e massa total do sistema sobre o seu desempenho. Em geral, os trabalhos focaram a substituição do refrigerante R134a por um fluido da 4ª geração, com predominância para o R1234yf. Apenas os trabalhos de Di Battista e Cipollone (2016) e de Oliveira *et al* (2020) abordaram o uso da água para resfriamento do condensador do ACV. Por sua vez, apenas o trabalho de Wanyong Li *et al* (2020) explorou a influência da carga de refrigerante do ACV sobre o COP do sistema, mas com um condensador convencional à ar. Portanto, há uma lacuna a ser explorada em sistemas de ACV: substituição do refrigerante R134a por um ecofluido, como o R1234yf, associada ao uso de um condensador a água, bem como a quantificação dos impactos negativos decorrentes do ganho de peso do sistema dotado com esse trocador de calor. Em outras palavras, a despeito do aumento do *COP* do sistema, é preciso responder se o maior peso do condensador, contabilizando as massas do refrigerante, água, bomba d'água, entre outras partes, inviabilizaria ou não o sistema.

Tabela 2.3 - Cronologia relativa a publicações sobre ACV.⁴

Autores e ano da publicação	Refrigerantes	Cond	TCI	Exp	Mod	Massa
Kaynakli e Horuz (2003)	R134a	Ar	-	✓	-	-
Zilio <i>et al</i> (2011)	R134a e R1234yf	Ar	-	✓	-	-
Yohan Lee e Dongsoo Jung (2012)	R134a e R1234yf	Ar	-	✓	-	-
Moo-Yeon Lee <i>et al</i> (2012)	R134a e R744	Ar	-	✓	-	-
Honghyun Cho <i>et al</i> (2013)	R134a e R1234yf	Ar	✓	✓	-	-
Honghyun Cho e Chasik Park (2016)	R134a e R1234yf	Ar	✓	✓	-	-
Di Battista e Cipollone (2016)	R134a e R1234yf	Ar e água	-	-	✓	-
Hisamudin <i>et al</i> (2016)	R1234yf	Ar	-	✓	-	-
Daviran <i>et al</i> (2017)	R134a e R1234yf	Ar	-	-	✓	-
Vaghela (2017)	R134a, R290, R407C, R410A, R152a, R1234yf	Ar	-	-	✓	-
Wang <i>et al</i> (2018)	R134a e R744	Ar	-	✓	-	-
Zhaofeng Meng <i>et al</i> (2018)	R134a e misturas de R1234yf/R134a	Ar	-	✓	-	-
Yunchan Shin <i>et al</i> (2019)	R134a e misturas de R1234yf/R134a	Ar	-	✓	-	-
Aral <i>et al</i> (2020)	R134a e R1234yf	Ar	-	✓	-	-
Wanyong Li <i>et al</i> (2020)	R134a e R1234yf	Ar	-	✓	-	✓

⁴ Cond: tipo de fluido secundário usado no condensador.

TCI: sistema dotado ou não de trocador de calor interno entre o evaporador e o condensador.

Exp: trabalho de cunho experimental.

Mod; trabalho com modelagem do sistema e/ou de seus componentes.

Inv: análise do efeito da massa de refrigerante (inventário) sobre o sistema e/ou em seus componentes.

Arruda <i>et al</i> (2020)	R134a e R1234yf	Ar e água	-	-	✓	-
Jianmin Fang <i>et al</i> (2021)	R744	Ar	✓	✓	-	-
Taejin Lee <i>et al</i> (2021)	R1234yf	Ar	-	✓	-	-
Poongavanam <i>et al</i> (2021)	R134a, R152a, R1234yf, R1234ze, R1233zd, R290, R600a, R744, R1270, R744/R290, R430A, R436A, R444A, R445A	Ar	-	-	✓	-

Fonte: Autor.

2.6. Fechamento

Este capítulo foi dedicado a uma breve revisão bibliográfica sobre a termodinâmica, a transferência de calor e o cálculo da massa de refrigerante em um sistema de ACV. Esses fundamentos são essenciais para o desenvolvimento dos modelos matemáticos do deste trabalho, e que são apresentados no próximo capítulo. No presente capítulo, também foi apresentado um estado da arte relativo à substituição do refrigerante R134a usado em sistemas de ACV por fluidos com baixo GWP, bem como soluções para aumentar a eficiência do sistema. Esse estado da arte permitiu concluir que a proposta deste trabalho preenche uma lacuna nas pesquisas sobre sistemas de ACV: estudar as vantagens e desvantagens do uso de um condensador resfriado com água em um ACV a R1234yf de um carro de passeio. Por outro lado, o presente capítulo não explorou o cálculo da carga térmica na cabine desse carro. Sendo essa carga uma variável de saída do modelo do sistema de ACV com condensador a R134a/ar, e uma variável de entrada do modelo com o condensador a R1234yf/água, optou-se por apresentar a correspondente metodologia de cálculo no capítulo seguinte.

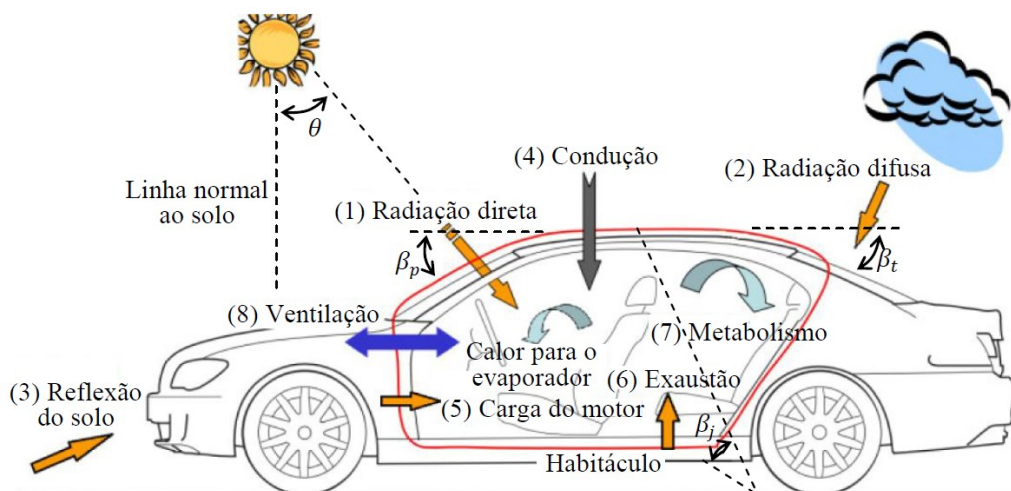
3. MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo acha-se dividido em três partes. Na primeira delas é abordado o cálculo da carga térmica na cabine de um carro. A segunda parte apresenta os componentes do ACV usado neste trabalho, incluindo fórmulas para calcular vazões e entalpias no compressor e na VET, valores esses usados para alimentar os modelos do sistema de ACV deste trabalho. Esses modelos são apresentados na terceira parte do capítulo.

3.1. Carga térmica do carro

Fayazbakhsh e Bahrami (2013) e Khayyam *et al* (2009) e realizaram estudos em sistemas de AC veicular. Nesses trabalhos, os autores calcularam a carga térmica no habitáculo do carro com base nas oito fontes de calor indicadas na Figura 3.1: (1) radiação solar direta; (2) radiação difusa; (3) radiação refletiva pelo solo; (4) condução de calor do meio ambiente; (5) calor do motor do carro; (6) calor de exaustão dos gases de escape; (7) calor de metabolismo dos passageiros; (8) calor de ventilação do ar de renovação. Para o sistema operando em regime permanente, a soma dessas taxas de transferência de calor é igual à taxa de recuperação de calor que o ar da cabine do carro fornece para o evaporador do ar do climatizador veicular. A seguir, são apresentadas as equações e tabelas usadas nos cálculos dessas taxas. Informações mais detalhadas podem ser obtidas nos trabalhos de Khayyam (2009) e de Fayazbakhsh (2013).

Figura 3.1 - Fontes de calor na cabine.



Fonte: Adaptado de Fayazbakhsh (2013).

3.1.1. Radiação direta

A carga térmica por radiação solar direta nos vidros do carro pode ser calculada pelas Equações 3.1 e 3.2. A primeira fornece a componente do fluxo de radiação solar \dot{I}_{dir} normal ao solo, em W/m^2 , em um dia claro. \dot{I}_{ap} é a radiação solar aparente, B é o coeficiente de extinção e θ é o ângulo entre a radiação solar e a linha normal ao solo. A segunda equação fornece a taxa de transferência de calor, em W , através dos vidros do carro, na qual τ é a transmissividade do vidro e o termo entre colchetes é a soma das projeções horizontais das áreas envidraçadas do carro. As parcelas S_f , S_t e S_j são, nessa ordem, as áreas do para brisas, do vidro traseiro e dos vidros das janelas, cujas inclinações em relação à horizontal são dadas pelos ângulos β_f , β_t e β_j . O divisor 4 na equação deve-se à radiação solar incidir diretamente apenas sobre um dos quatro lados do carro em momento (Fayazbakhsh, 2013).

$$\dot{I}_{dir} = \dot{I}_{ap} e^{-B/\cos\theta} \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{dir} = \dot{I}_{dir}\tau[(S_f\cos\beta_f + S_t\cos\beta_t + S_j\cos\beta_j)/4] \quad (3.2)$$

3.1.2. Radiação difusa

A carga térmica por radiação solar difusa através dos vidros de um carro pode ser calculada com ajuda das Equações 3.3 e 3.4. A primeira fornece o fluxo de radiação solar difusa $\dot{I}_{dif,i}$, em W/m^2 , para cada um dos vidros do carro, e que são diferenciados pelo índice i . Nessa equação, C é o fator de radiação difusa, \dot{I}_{dir} é o fluxo de calor por radiação direta, dado pela Equação 3.1, e β_i é o ângulo formado entre a superfície do vidro e a horizontal. Aplicando-se a Equação 3.3 separadamente para cada vidro (para brisas, traseira e janelas), obtém-se o respectivo fluxo de calor na superfície. A Equação 3.4 fornece a taxa total de transferência de calor por radiação solar difusa através desses vidros. Esse valor é dado pela soma dos fluxos de calor parciais multiplicados, cada um deles, pela transmissividade τ do vidro e pela respectiva área S_i da superfície (Khayyam, 2009).

$$\dot{I}_{dif,i} = C \dot{I}_{dir} (1 + \cos\beta_i)/2 \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{dif} = \sum_{i=1}^3 S_i \tau \dot{I}_{dif,i} \quad (3.4)$$

3.1.3. Radiação refletida

A carga térmica por radiação solar refletida e que atravessa os vidros do carro pode ser calculada com ajuda das Equações 3.5 e 3.6. A primeira fornece o fluxo de radiação solar refletida pelo chão $\dot{I}_{ref,i}$, em W/m², para cada um dos vidros. Nessa equação, \dot{I}_{dir} é o fluxo de calor por radiação direta, dado pela Equação 3.1, C é o fator de radiação difusa, λ é a refletividade do chão e β_i é o ângulo formado entre cada uma das superfícies envidraçadas do carro e a horizontal. Aplicando-se a Equação 3.5 separadamente para cada vidro, obtém-se o fluxo de calor na correspondente superfície. A Equação 3.6 fornece a taxa total de transferência de calor por radiação refletida pelo chão. Esse valor é a soma dos fluxos de calor parciais multiplicados pela transmissividade τ do vidro e pela respectiva área S_i da superfície. No mais, a Tabela 3.1 apresenta dados para alimentar as Equações de 3.5 e 3.6, e as Equações de 3.1 a 3.4 (Khayyam, 2009, Fayazbakhsh, 2013 e ASHRAE, 2017).

$$\dot{I}_{ref,i} = \dot{I}_{dir}(1 + C)\lambda(1 + \cos\beta_i)/2 \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{ref} = \sum_{i=1}^3 S_i \tau \dot{I}_{ref,i} \quad (3.6)$$

Tabela 3.1 - Parâmetros solares, propriedades do vidro e áreas e ângulos das superfícies envidraçadas usados nas equações de 3.1 a 3.6.

\dot{I}_{ap}	B	C	θ	τ	S_f	S_t	S_j	β_f	β_t	β_j	λ
1085 W/m ²	0,207	0,136	40°	0,5	0,7 m ²	0,6 m ²	2 m ²	40°	40°	80°	0,2

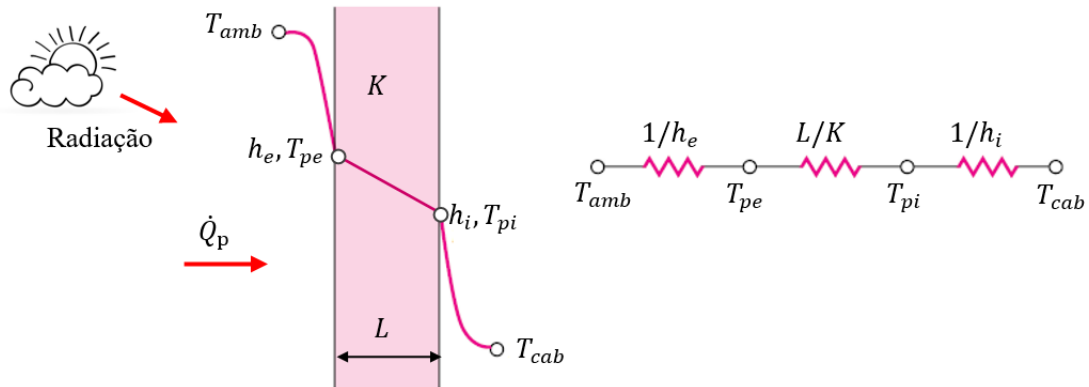
Fonte: Khayyam (2009), Fayazbakhsh (2013) e ASHRAE (2017)

3.1.4. Condução

A carga térmica, \dot{Q}_p , refere-se ao absorvido pelas paredes da cabine do carro vindo do meio ambiente, porta-malas e cofre do motor. A carga térmica do porta-malas é pequena e pode ser desprezada. A carga térmica do motor é mais importante, sendo abordada na próxima seção. Sobre a carga térmica do ambiente, a Figura 3.2 mostra o perfil de temperaturas e as resistências térmicas envolvidas nos cálculos. Nessa figura, T_{amb} e T_{cab} são as temperaturas do meio ambiente e da cabine do carro e T_{pe} e T_{pi} são as temperaturas das superfícies externa e interna da

parede. Além disso, $1/h_e$ e $1/h_i$ são as resistências térmicas decorrentes das transferências de calor por convecção do meio ambiente para a parede externa e da parede interna para o ar da cabine, sendo h_e e h_i os correspondentes coeficientes de transferências de calor. Por fim, L/K é a resistência por condução através da parede, sendo K a condutividade térmica média dos materiais constituintes da parede e L o comprimento ou espessura desse material.

Figura 3.2 - Transferência de calor através de uma parede plana do carro



Fonte: Adaptado de Incropera et al (2002).

A carga térmica por condução pode ser calculada pela Equação 3.7, na qual U é o coeficiente de transferência de calor global entre o meio ambiente e o interior do carro e A é a área da seção transversal ao fluxo de calor. O coeficiente U pode ser calculado pela Equação 3.8, na qual as três parcelas entre parênteses são as resistências térmicas mostradas na Figura 3.2. Ainda sobre a Equação 3.7, a parcela ΔT_{rad} é o acréscimo diferencial de temperatura decorrente da acumulação de calor nas paredes do carro expostas à radiação solar. Esse acréscimo é fornecido na Tabela 3.2, adaptada da norma americana para climatização de ambientes, conforme citado por Creder (2004). Para os vidros do carro, o acréscimo diferencial de temperatura é praticamente zero, pois a absorvidade solar dessas superfícies é muito baixa. O acréscimo também é zero para o assoalho do carro, pois essas superfícies não são expostas à radiação solar direta.

Tabela 3.2 - Acréscimo diferencial de temperatura para a Equação 3.7.

Superfícies	Cor média	Cor média	Cor clara
Teto	25°C	16,6°C	8,3°C
Paredes	8,3°C	5,5°C	2,7°C

Fonte: Creder (2004)

$$\dot{Q}_p = U A [(T_{amb} - T_{cab}) + \Delta T_{rad}] \quad (3.7)$$

$$U = \left(\frac{1}{h_e} + \frac{L}{K} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1} \quad (3.8)$$

Sobre os coeficientes de transferências de calor por convecção, h_e pode ser calculado pela Equação 3.9, proposta no trabalho de Ingersoll *et al* (1992), na qual V é a velocidade do carro em m/s. Por sua vez, h_i pode ser calculado pela Equação 3.10, apresentada por Holman (2010), na qual H , fixada em 0,5 m, é a altura média do espaço interno do carro, enquanto ΔT , aproximada em 10°C, é a diferença entre a temperatura média das paredes internas (teto, portas e assoalho) e a temperatura da cabine. Substituindo esses valores na Equação 3.10, obtém-se $h_i = 3,0 \text{ W/(m}^2\text{°C)}$. Esse coeficiente poderia ser obtido com mais precisão se ΔT fosse calculada aplicando-se a equação da taxa de transferência de calor entre as temperaturas T_{pi} e T_{cab} no circuito térmico da Figura 3.2. Contudo, tendo em vista o baixo valor de h_i , o esforço computacional despendido nos cálculos não valeria à pena.

$$h_e = 0,6 + 6,64 V^{0,5} \quad (3.9)$$

$$h_i = 1,42 \left(\frac{\Delta T}{H} \right)^{0,25} \quad (3.10)$$

A Tabela 3.3 apresenta as áreas e espessuras de paredes e condutividades térmicas usadas no cálculo da carga térmica por condução. Há dois tipos de paredes: simples (vidros do para brisa, das janelas e da traseira) e compostas (portas, assoalho e teto do carro). No primeiro caso, a espessura e a condutividade são os próprios valores dos correspondentes vidros. Nas paredes compostas, foram adotados os valores da espessura total da parede e uma condutividade térmica média tomando-se por base as condutividades dos materiais componentes da peça (metais, plásticos, isolamentos e forros internos).

Tabela 3.3 - Áreas, espessuras e condutividades térmicas das paredes do carro.

Superfícies		A (m ²)	L (mm)	K (W/(m.K))
Envidraçadas	Para brisa	0,98	3	1,05
	Janelas	1,69		
	Traseira	0,71		
Opacas	Portas	1,98	10	0,2
	Assoalho	2,1		
	Teto	1,4		

Fonte: Adaptado de Fayazbakhsh (2013).

3.1.5. Carga do motor

A carga térmica do motor do carro também pode ser calculada pela Equação 3.7, mas duas modificações são necessárias. A primeira delas é impor $\Delta T_{rad} = 0$, pois o interior do cofre do motor não está exposto à radiação solar. Ademais, a temperatura T_{amb} do meio ambiente deve ser substituída pela temperatura T_{motor} do ar no interior do referido espaço. O valor dessa temperatura, em °C, pode ser estimado pela Equação 3.11, apresentada por Fayazbakhsh (2013), na qual n é a rotação do motor em rpm.

$$T_{motor} = 77,55 + 0,0355 n - 0,000002 n^2 \quad (3.11)$$

Ainda sobre a Equação 3.7, o coeficiente global U também pode ser obtido com ajuda da Equação 3.8, mas, nesse caso, os coeficientes de transferência de calor externo e interno, h_e e h_i , devem ser calculados pela Equação 3.10. Tendo em vista o baixo valor desses coeficientes, neste trabalho, foi considerado o mesmo valor usado para a cabine do carro: $h_e = h_i = 3,0$ W/(m²°C). Sobre a parcela L/K da Equação 3.8 (resistência da parede), o valor para a condutividade térmica adotado foi o mesmo usado nas outras paredes opacas do carro, $K = 0,2$ W/(m°C), fornecido na Tabela 3.3. Por outro lado, como a parede entre o cofre do motor e a cabine é bem mais espessa do que as outras paredes opacas do carro, o valor adotado foi $L = 20$ mm.

3.1.6. Exaustão

A temperatura dos gases de exaustão, T_{gex} pode atingir valores muito elevados, de até 1000°C no caso de motores diesel, conforme relato de Talbi e Agnew (2002). Por isso, uma taxa significativa de calor pode ser transferida do sistema de escape dos gases do motor para a cabine do carro. Essa carga térmica pode ser calculada pela Equação 3.7, considerando os seguintes ajustes: (i) $\Delta T_{rad} = 0$, pois não há incidência de radiação solar na parte de baixo do assoalho do carro; (ii) A é a área da superfície do sistema de escape em contato com o assoalho do carro, considerada, no presente trabalho, como sendo 10% da área total do assoalho, valendo, portanto, $A = 0,21$ m²; (iii) a temperatura ambiente T_{amb} deve ser substituída pela temperatura

T_{gex} dos gases, dada pela Equação 3.12, apresentada por Fayazbakhsh (2013). Nessa expressão, a rotação n do motor é dada em rpm e a temperatura dos gases é obtida em °C.

$$T_{gex} = 0,138 n - 17 \quad (3.12)$$

Sobre o coeficiente global de transferência de calor U , o valor pode ser calculado pela Equação 3.8, mas sem considerar a transferência de calor por convecção no lado externo. O coeficiente interno, h_i , é dado pela Equação 3.10, conforme explicado anteriormente. Sobre a condutividade térmica e a espessura do assoalho, os valores estão apresentados na Tabela 3.3.

3.1.7. Metabolismo

As atividades metabólicas dos ocupantes de um carro criam constantemente transferências de calor sensível e calor latente. A primeira decorre da transferência de calor por convecção da área superficial das pessoas para o ar da cabine, enquanto a segunda manifesta-se pela transpiração através dos poros. A carga térmica total metabólica em pode ser calculada pela Equação 3.13. Nessa expressão, i é um índice identificado a cada um dos n ocupantes do carro e \dot{M}_i e S_i são o fluxo de calor metabólico e a área superficial de cada pessoa. Neste trabalho, foi considerado um fluxo metabólico de 55 W/m² para cada passageiro e um fluxo de 85 W/m² para o motorista do carro, conforme recomendado na Norma ISO 8996 (2004), relativa à ergonomia de ambientes climatizados. Nessa norma, a área superficial corpórea de cada um dos ocupantes do carro pode ser avaliada, em m², pela Equação 3.14, na qual M_i e H_i são a massa, em kg, e a altura, em metros, de cada ocupante do carro. Por fim, do HandBook Fundamentals da ASHRAE (2017), estima-se que as parcelas de calor sensível e de calor latente associadas à carga térmica total, dada pela Equação 3.13, são de 70% e de 30%, respectivamente.

$$\dot{Q}_{met} = \sum_{i=1}^n \dot{M}_i S_i \quad (3.13)$$

$$S_i = 0,202 M_i^{0,425} H_i^{0,725} \quad (3.14)$$

3.1.8. Ventilação

A transmissão de doenças respiratórias altamente infecciosas é facilitada pelo transporte de gotículas exaladas e aerossóis, que podem permanecer suspensos no ar por longos períodos de tempo. Assim, o ar da cabine do carro representa um elevado risco de transmissão de patógenos, incluindo o vírus SARS-CoV-2 da Covid-19, conforme apresentado no trabalho de Mathai *et al* (2021). Neste cenário, o ar de ventilação, que é aspirado do exterior para o interior do carro, mais do que nunca é essencial para garantir a devida qualidade sanitária do ar na cabine do carro. Essa ventilação aporta calor sensível e calor latente para a cabine, cujo cálculo é apresentado a seguir.

A taxa de transferência de calor sensível do ar de renovação é dada pela Equação 3.15, na qual \dot{m}_{vent} é a vazão do ar de ventilação, T_{amb} e T_{cab} são as temperaturas do ar ambiente e do ar da cabine e $c_{p,a}$ é o calor específico do ar, calculado na temperatura média entre T_{amb} e T_{cab} . A taxa de transferência de calor latente do ar de renovação é dada pela Equação 3.16, na qual a vazão \dot{m}_{vent} é a mesma da Equação 3.15, ω_{amb} e ω_{cab} são as umidades absolutas do ar ambiente e do ar da cabine e h_{lv} é o calor latente do vapor de água presente no ar, valor esse calculado na pressão média do vapor entre as condições do meio ambiente e da cabine. A carga térmica total de ventilação é dada pela Equação 3.17, isto é, pela soma das taxas calculadas pelas Equações 3.15 e 3.16.

$$\dot{Q}_{vent,sen} = \dot{m}_{vent} c_{p,a} (T_{amb} - T_{cab}) \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_{vent,lat} = \dot{m}_{vent} h_{lv} (\omega_{amb} - \omega_{cab}) \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{vent} = \dot{Q}_{vent,sen} + \dot{Q}_{vent,lat} \quad (3.17)$$

3.2. Modelagem do ACV

Esta seção aborda os modelos dos condensadores a R134a/ar e R1234yf/água do sistema de ACV. Dados e fórmulas dos outros componentes do sistema são essenciais para alimentar os referidos modelos. Por isso, nas próximas três subseções, são apresentadas maiores informações sobre o evaporador, o compressor e a VET do sistema de ACV.

3.2.1. O evaporador

O evaporador é o componente do sistema responsável pela climatização da cabine do carro. Neste trabalho, esse componente não foi modelado. Não obstante, a temperatura de evaporação do refrigerante nesse trocador de calor pode ser estimada, com boa precisão, considerando um valor 20°C abaixo da temperatura do ar na cabine do carro. Ademais, o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador pode ser ajustado na VET, conforme explicação apresentada na Seção 3.2.3. Sobre a capacidade de climatização do evaporador, esse valor é igual à carga térmica na cabine do carro, cuja metodologia de cálculo está apresentada em detalhes na primeira parte deste capítulo.

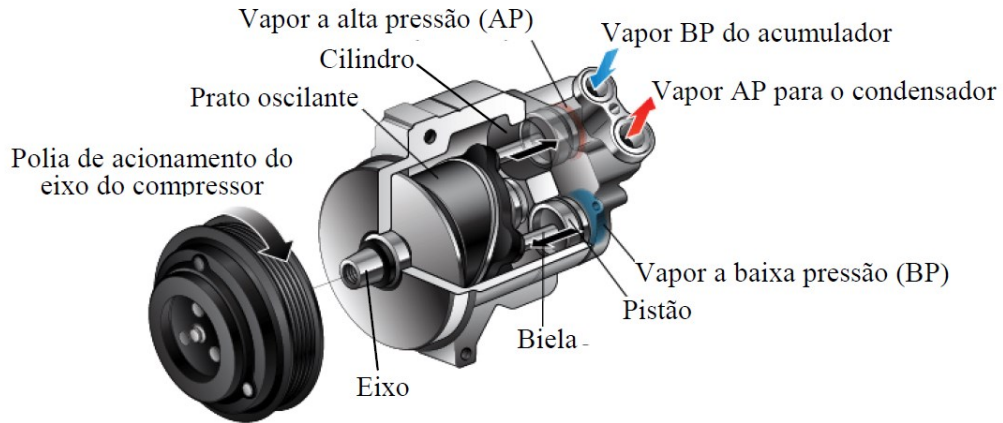
3.2.2. O compressor

A Figura 3.3 mostra o compressor automotivo usado neste trabalho. O dispositivo é constituído por um par de cilindros e pistões. O refrigerante como vapor frio e a baixa pressão (BP) é aspirado do evaporador/acumulador para um dos cilindros. Simultaneamente, no outro cilindro, o refrigerante como vapor quente e a alta pressão (AP) é descarregado para o condensador. Esses movimentos alternados dos pistões são promovidos por um prato oscilante, solidário ao eixo do compressor, cuja rotação provém de um par de polias interligadas por uma correia. A polia motora é acionada pelo motor do carro, enquanto a polia movida, mostrada na figura, gira o eixo do compressor. O produto entre o dobro do volume varrido por um pistão durante um curso e a velocidade de rotação do eixo do compressor é o deslocamento volumétrico desse equipamento.

O deslocamento volumétrico multiplicado pela massa específica do refrigerante na aspiração do compressor é a vazão mássica nesse equipamento. Na prática, essa vazão é um pouco menor porque o compressor apresenta um rendimento volumétrico inferior a 100%. Esse parâmetro depende da razão de pressões do refrigerante na descarga e aspiração do compressor. Quanto maior essa razão, menor é o rendimento volumétrico do compressor. Uma estimativa desse rendimento é dada pela Equação 3.18. A idéia baseia-se no fato de que nem toda a massa aspirada é descarregada pelo compressor porque uma parte permanece no espaço morto do

compressor ao final da compressão. Valendo-se desse rendimento, a vazão mássica no compressor é dada pela Equação 3.19.

Figura 3.3 - Compressor automotivo



Fonte: Adaptado de ClearMechanics (2023)

$$\eta_{vol} = 1 + \xi - \xi \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{c_v/c_p} \quad (3.18)$$

$$\dot{m}_{comp} = \dot{V}_{comp} \rho_2 \eta_{vol} \quad (3.19)$$

Na Equação 3.18, ξ é a coeficiente de espaço nocivo, definida pela razão entre o volume morto ocupado pelo vapor ao final do curso de compressão e o volume aspirado pelo compressor, P_3 e P_2 são as pressões do refrigerante na aspiração e descarga do compressor e o expoente da razão de pressões é a razão os calores específicos c_v e c_p a volume e a pressão constantes do fluido na aspiração do compressor. A taxa de espaço nocivo não se altera com o fluido, pois esse é um parâmetro geométrico do compressor, mas c_v e c_p sim, pois são propriedades físicas e, portanto, dependem do fluido e até mesmo do ponto de operação do sistema. Na Equação 3.19, \dot{V}_{comp} é a vazão volumétrica teórica do compressor e ρ_2 é a massa específica do refrigerante na aspiração do equipamento. Neste trabalho, para a modelagem do condensador a R134a/ar, foi considerado uma vazão volumétrica de 0,001 m³/s e um coeficiente de espaço nocivo de 5%.

Outra eficiência do processo de compressão é o rendimento isoentrópico η_{is} , definido operacionalmente pela Equação 2.5. Neste trabalho, esse rendimento foi fixado em 80%. A partir desse valor, e manipulando a referida fórmula, é possível calcular pela Equação 3.20 a entalpia do refrigerante na saída do compressor. Nessa equação, h_2 é a entalpia do refrigerante na aspiração do compressor e h_{3s} é a entalpia na descarga para uma compressão adiabática reversível. O rendimento η_{is} corrige as irreversibilidades do processo, de modo que h_3 é a

entalpia real na saída do compressor para a compressão adiabática irreversível. A título de exemplo, a Tabela 3.4 apresenta o valor dessa entalpia para o refrigerante R134a operando nas condições do ciclo de climatização da Figura 2.2, bem como valores de outras variáveis.

$$h_3 = h_2 + \frac{h_{3s} - h_2}{\eta_{is}} \quad (3.20)$$

Tabela 3.4 - Grandezas do compressor operando com o refrigerante R134a nas condições descritas na Figura 2.2.

Variáveis		Valores	Fontes
Pressão na entrada e saída	P_2 e P_3	349,9 e 1492 kPa	Figura 2.2 e software EES
Temperatura na entrada	T_2	15°C	
Massa específica na entrada	ρ_2	16,3 kg/m ³	
Calores específicos na entrada	c_v e c_p	0,9074 e 0,7767 kJ/(kg. K)	
Vazão volumétrica	\dot{V}	0,001 m ³ /s	Dados operacionais do compressor
Coef. de espaço nocivo	ξ	5%	
Rendimentos isoentrópico	η_{is}	80%	
Rendimento volumétrico	η_{vol}	77,78%	Equação 3.1
Vazão mássica	\dot{m}_{comp}	0,01267 kg/s	Equação 3.2
Entalpia na saída	h_3	302,3 kJ/kg	Equação 3.3

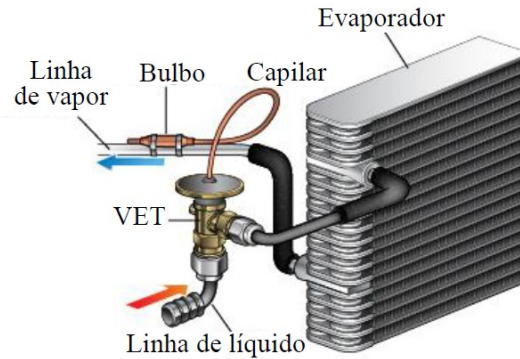
3.2.3. A válvula de expansão termostática

A Figura 3.4 mostra uma VET automotiva como à usada neste trabalho. Separada por um diafragma, a válvula é dividida em duas partes. Abaixo do diafragma, o refrigerante no estado líquido, vindo do condensador, atravessa um estrangulamento, cuja seção de passagem é variável. Acima do diafragma, a câmara da válvula se interliga, por meio de um tubo capilar, a um bulbo fixado na tubulação na saída do evaporador. Esse bulbo é um sensor que percebe o nível do grau de superaquecimento do refrigerante.

A principal característica de uma VET é o controle do grau de superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador, cujo *set point* pode ser ajustado por meio do parafuso atuador na mola válvula. Graus de superaquecimento em torno de 7°C são típicos em uma VET. Quando acima desse valor, a temperatura e a pressão do gás no bulbo da válvula aumentam. O acréscimo de pressão é transmitido até o diafragma, de forma que a haste/agulha se movimenta no sentido de aumentar a seção de passagem da válvula, implicando maior aporte de refrigerante líquido no evaporador. Por conseguinte, o comprimento da zona de vapor no evaporador diminui, resultando na redução do superaquecimento. Quando o superaquecimento é deficiente,

todas as etapas descritas anteriormente ocorrem no sentido oposto: redução da pressão sobre o diafragma, movimento da agulha no sentido de reduzir a seção de passagem do refrigerante, redução da quantidade de líquido no evaporador, aumento da zona de vapor e, por conseguinte, aumento do superaquecimento. O resultado é sempre o mesmo: a correção do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador para o valor de *set point*.

Figura 3.4 - Válvula de expansão termostática automotiva.



Fonte: Adaptado de ClearMechanics (2023)

A modelagem de uma VET permite achar duas variáveis importantes do dispositivo: a entalpia do refrigerante na saída da válvula e a vazão mássica de fluido que passa através dela. Apesar da válvula automotiva funcionar como um trocador de calor intermediário, esse fenômeno não foi considerado nesse trabalho. O valor da primeira variável é a própria entalpia do refrigerante na entrada da VET, pois esse dispositivo pode ser modelado, com alta precisão, admitindo-se uma expansão rápida e adiabática do fluido ao passar pelo estrangulamento. Por isso, na Figura 2.2, o processo na VET é isoentálpico: $h_1 = h_4$. Sobre a vazão mássica na VET (\dot{m}_{vet}), o cálculo é mais complexo. Essa vazão depende da diferença entre as pressões do refrigerante na entrada e na saída da VET, como também do grau de superaquecimento na saída do evaporador. A Equação 3.21 é a expressão classicamente usada para calcular a vazão mássica através da VET.

$$\dot{m}_{VET} = C_{vet} \sqrt{(P_4 - P_1) \rho_4} \quad (3.21)$$

Nessa equação, C_{vet} é o coeficiente da VET, expresso em m^2 , P_4 e P_1 são as pressões do refrigerante na entrada e na saída e ρ_4 é a massa específica do refrigerante na entrada do dispositivo. O coeficiente C_{vet} é função de três variáveis: as pressões na entrada e na saída da válvula e o grau de superaquecimento ΔT_{sa} do refrigerante na saída do evaporador. Para modelagem da VET, a Equação 3.22 foi usada para o cálculo do coeficiente C_{vet} . Essa expressão foi ajustada

considerando os valores apresentados na Tabela 3.5, bem como outros valores da VET operando com o fluido R134a nas condições do ciclo mostrado na Figura 2.2.

$$C_{vet} = 3,2 \cdot 10^{-7} + 1 \cdot 10^{-14} P_4 + 1 \cdot 10^{-14} P_1 + 1 \cdot 10^{-14} \Delta T_{sa} \quad (3.22)$$

Tabela 3.5 - Grandezas da válvula termostática operando com o refrigerante R134a nas condições da Figura 2.2.

Variáveis		Valores	Fontes
Pressão na entrada e saída	P_4 e P_1	1492 e 349,9 kPa	Figura 2.2 e software EES
Grau de superaquecimento	ΔT_{sa}	10°C	
Massa específica na entrada	ρ_4	1104 kg/m ³	
Coefficiente	C_{vet}	$3,38 \times 10^{-7} \text{ m}^2$	Equação 3.22
Vazão mássica	\dot{m}_{vet}	0,01202 kg/s	Equação 3.21

3.2.4. O condensador

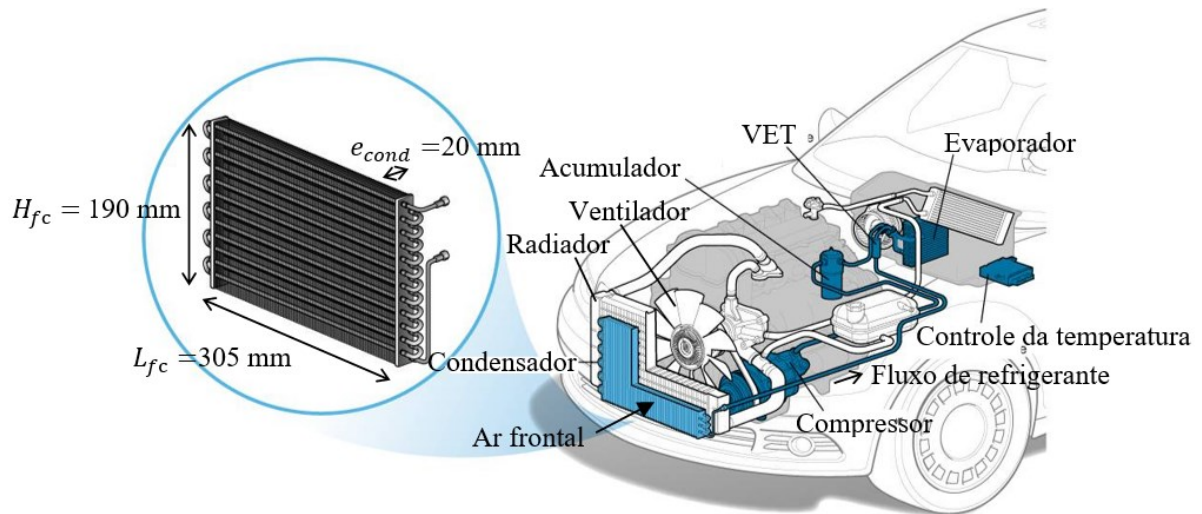
A Figura 3.5 mostra o condensador a R134a/ar do ACV deste trabalho. Além da base, altura e profundidade do condensador, indicadas na figura, os demais dados do condensador estão apresentados na Tabela 3.6. Sobre o ar frontal no condensador, sua temperatura de entrada é a mesma do meio ambiente e a velocidade é própria velocidade do carro, a exceção de quando esse está parado em um semáforo ou se deslocando a baixa velocidade em um trânsito pesado. Nessas circunstâncias, o ventilador, fixado atrás do radiador e do condensador, é automaticamente ligado para garantir uma vazão de ar equivalente àquela promovida pela velocidade do carro.

Tabela 3.6 - Características do condensador a R134a/ar usado na modelagem.

Elementos	Variáveis	Valores
Tubos	Quantidade	6 tubos
	Diâmetro externo	6 mm
	Espessura parede	1,5 mm
Aletas	Eficiência global	90%
	Espessura	0,5 mm
	Quantidade/tubo	330 aletas/m
Superfícies de troca de calor	Área interna/tubo	0,0226 m ²
	Área externa/tubo	115 m ²

Fonte: Autor.

Figura 3.5 - Condensador automotivo



Fonte: Adaptado de ClearMechanics (2023)

3.2.5. Modelo do condensador a R134a/ar

O modelo do condensador a R134a/ar é usado basicamente para determinação do ponto de operação do ACV, incluindo valores de temperaturas, pressões e vazões dos fluidos e o *COP* do sistema. A seguir, o modelo é explicado detalhadamente.

3.2.6. Considerações simplificadoras

O modelo do condensador é constituído por equações de balanços de energia aplicadas ao refrigerante R134a escoando no interior da tubulação do trocador de calor e para o ar escoando transversalmente à tubulação externa aletada. No estabelecimento desses balanços, as principais simplificações adotadas foram:

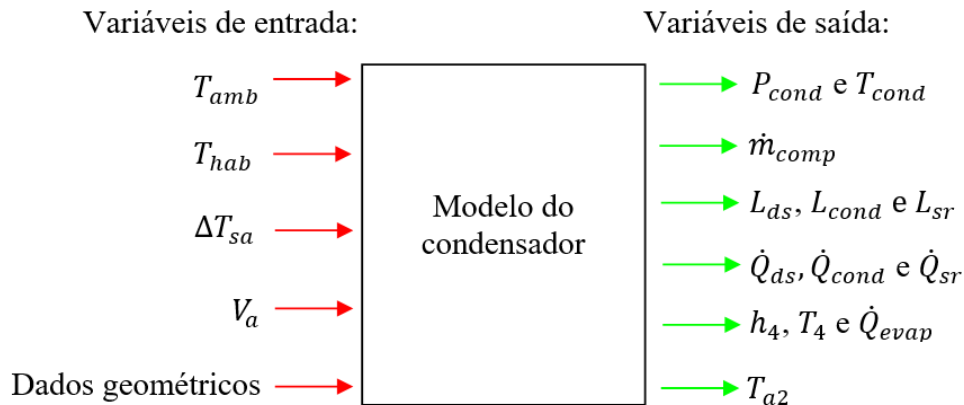
- i) Perda de calor das laterais do condensador para o meio ambiente desprezível.
- ii) Perda de pressão do R134a ao longo do escoamento desprezível.
- iii) Resistência térmica da parede dos tubos desprezível.
- iv) Condução axial de calor na tubulação do condensador desprezível.
- v) Uniformidade das grandezas físicas do R134a em cada seção da tubulação.
- vi) Constância do fluxo de calor nas zonas de escoamento monofásicos do R134a.

- vii) Temperaturas e massas específicas do R134a e ar iguais às médias entre os correspondentes valores de entrada e saída nas três zonas do condensador.
- viii) Perfil isotérmico do aletamento tomando por base a temperatura da base e um valor fixado para a eficiência global da superfície aletada.

3.2.7. Variáveis de entrada e de saída

A Figura 3.6 apresenta as variáveis de entrada e saída do modelo do condensador a R134a/ar. Um modelo de fronteiras móveis foi adotado para predição das variáveis de saída. Nessa modelagem, o condensador é dividido em três partes: zonas de desuperaquecimento, condensação e subresfriamento do refrigerante. As interfaces dessas zonas mudam de posição em função do ponto de operação do sistema, justificando a denominação de modelo de fronteira móvel. A Figura 3.7 mostra o diagrama pressão versus entalpia do ciclo de climatização de um ACV a R134a, com destaque para as três zonas do condensador usadas na modelagem.

Figura 3.6 - Variáveis de entrada e de saída do modelo do condensador a R134a/ar



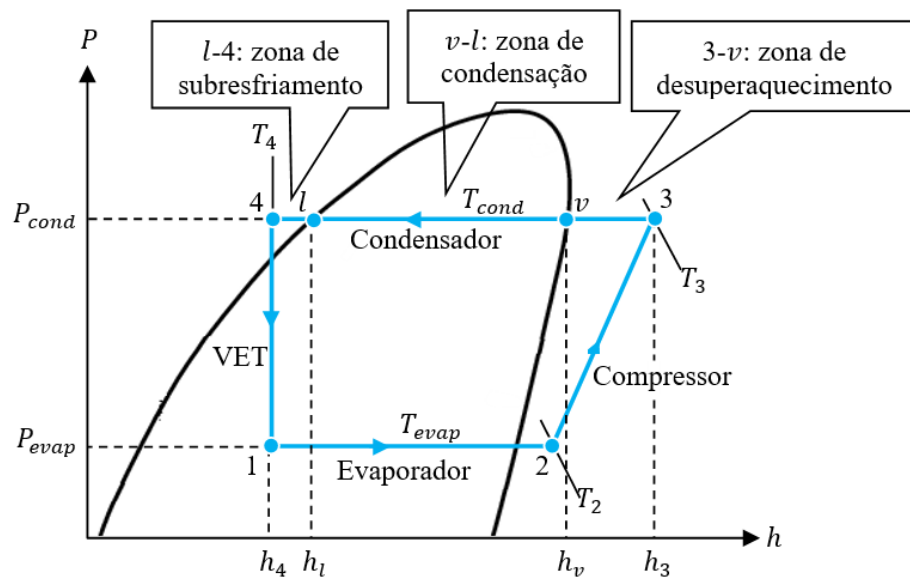
Fonte: Autor.

As variáveis de entrada do modelo apresentam valores impostos pela vizinhança do sistema ou que podem ser ajustados com a ajuda de acessórios. As temperaturas do meio ambiente (T_{amb}) e a velocidade do ar na entrada do condensador (V_a) são exemplos de variáveis impostas pela vizinhança. Já a temperatura do ar na cabine do carro (T_{cab}) e o grau de superaquecimento do refrigerante no evaporador (ΔT_{sa}) são variáveis ajustáveis. Outra variável de entrada é a vazão volumétrica teórica do compressor (\dot{V}_{comp}), cujo valor depende da rotação do motor e do jogo de polias de acionamento do compressor. Por fim, embora ausentes na Figura 3.6, a pressão

de evaporação e a temperatura do refrigerante na aspiração do compressor (P_{evap} e T_2) são variáveis de entrada do modelo, pois alimentam as equações do compressor. A mesma idéia se aplicada à equação da vazão imposta pela VET, que depende da pressão P_{evap} e da temperatura T_2 .

As variáveis de saída do modelo são as incógnitas do sistema de equações do modelo do condensador apresentadas na próxima subseção. Além das indicadas na Figura 3.6, há várias outras variáveis de saída do modelo, como a temperatura e a entalpia do refrigerante na entrada do condensador (T_3 e h_3). Conforme explicado a seguir, essas duas grandezas são funções da pressão de condensação do refrigerante (P_{cond}), sendo essa uma das principais variáveis de saída do modelo do condensador. As massas de refrigerantes presentes nas três zonas do condensador (m_{ds} , m_{cond} e m_{sr}) também são variáveis de saída do modelo do condensador. Sobre a capacidade de climatização \dot{Q}_{evap} , o valor calculado deve ser igual ou pelo menos próximo ao valor da carga térmica do carro. Esse ajuste pode ser feito escolhendo-se um valor adequado para o deslocamento volumétrico do compressor.

Figura 3.7 - Zonas do condensador no ciclo pressão versus entalpia.



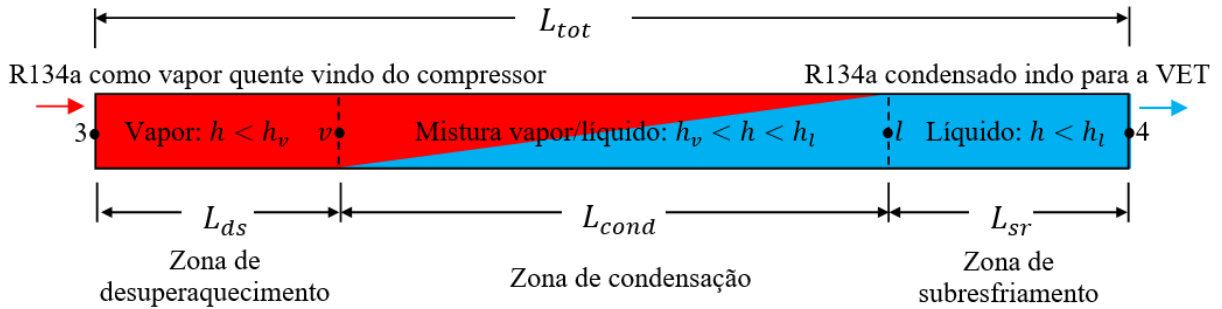
Fonte: Autor.

3.2.8. Sistema de equações do modelo

Em seguida, são apresentadas as equações do modelo aplicadas para o R134a e o ar nas três zonas do condensador. Para subsidiar o entendimento das equações no lado do refrigerante, a Figura 3.6 mostra os comprimentos e as interfaces entre as referidas zonas, bem como os

critérios de transições entre elas. Esses critérios são baseados nas comparações das entalpias do refrigerante em cada zona (h) com as entalpias do refrigerante nos estados de vapor e de líquido saturados (h_v e h_l).

Figura 3.8 - Comprimentos e critérios de transições nas três zonas do condensador.



Equações da zona de desuperaquecimento

$$\dot{m}_r (h_3 - h_v) = h_{r,ds} \pi d_i L_{ds} \left(\frac{T_3 + T_{cond}}{2} - T_{p,ds} \right) \quad (3.23)$$

$$\frac{\dot{m}_r (h_3 - h_v)}{L_{ds}} L_{fc} = \frac{\dot{m}_a}{N_{pas}} c_{p,a} (T_{a2,ds} - T_{a1}) \quad (3.24)$$

$$\frac{\dot{m}_a}{N_{pas}} c_{p,a} (T_{a2,ds} - T_{a1}) = h_{a,ds} (\pi d_e L_{fc} + \eta_{al} S_{al}) \left(T_{p,ds} - \frac{T_{a1} + T_{a2,ds}}{2} \right) \quad (3.25)$$

O lado esquerdo da primeira equação representa a taxa de transferência de calor na zona de desuperaquecimento, sendo \dot{m}_r a vazão mássica imposta pelo compressor e h_3 e h_v as entalpias do R134a na entrada e na saída do volume. No lado direito, $h_{r,ds}$ é o coeficiente de transferência de calor do R134a para a parede da tubulação, d_i é o correspondente diâmetro interno e L_{ds} é o comprimento da zona de desuperaquecimento. No último termo, a temperatura global do R134a no volume estudado é aproximada pela média aritmética entre a temperatura do R134a na entrada do condensador/saída do compressor (T_3) e a temperatura de condensação do fluido (T_{cond}), enquanto $T_{p,ds}$ é a temperatura média da parede da tubulação/aletas na zona de desuperaquecimento.

Na segunda equação, a fração do lado esquerdo representa a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento e está multiplicada pelo comprimento L_{fc} de um passe horizontal do duto no trocador de calor. Esse aquecimento também é expresso pelo lado direito da equação, no qual \dot{m}_a , N_{pas} , $c_{p,a}$, T_{a1} e $T_{a2,ds}$ são a vazão mássica, o número de passes no trocador de calor, o calor específico e as temperaturas de entrada e saída do ar.

Por fim, na terceira equação, a taxa de transferência de calor na zona é expressa pela referida variação de temperatura do ar (lado esquerdo da equação), bem como pela troca de calor entre o tubo/aletas e a corrente de ar (lado direito). Nessa última expressão, $h_{a,ds}$ é o coeficiente de transferência de calor do tubo/aletas para o ar, d_e é o diâmetro externo do tubo e L_{fc} é o já citado comprimento do tubo, η_{al} é a eficiência global da superfície aletada e S_{al} é a área das aletas. No último termo, $T_{p,ds}$ é a já citada temperatura da tubulação/aletas, enquanto a temperatura global do ar no volume de estudo é a média aritmética entre as temperaturas desse fluido na entrada (T_{a1}) e na saída ($T_{a2,ds}$) do condensador na zona de desuperaquecimento.

Equações da zona de condensação

$$\dot{m}_r (h_v - h_l) = h_{r,cond} \pi d_i L_{cond} (T_{cond} - T_{p,cond}) \quad (3.26)$$

$$\frac{\dot{m}_r (h_3 - h_v)}{L_{cond}} L_{fc} = \frac{\dot{m}_a}{N_{pas}} c_{p,a} (T_{a2,cond} - T_{a1}) \quad (3.27)$$

$$\frac{\dot{m}_a}{N_{pas}} c_{p,a} (T_{a2,cond} - T_{a1}) = h_{a,cond} (\pi d_e L_{fc} + \eta_{al} S_{al}) \left(T_{p,cond} - \frac{T_{a1} + T_{a2,cond}}{2} \right) \quad (3.28)$$

A lógica dessas três equações é semelhante à das equações da zona de desuperaquecimento. O lado esquerdo da primeira equação representa a taxa de transferência de calor na zona de condensação, sendo h_v e h_l as entalpias do fluido na entrada e saída dessa região. No lado direito da equação, $h_{f,cond}$ é o coeficiente de transferência de calor do R134a para a parede da tubulação, d_i é o correspondente diâmetro interno e L_{cond} é o comprimento da zona. No último termo, a temperatura global do R134a é a própria temperatura de condensação do fluido (T_{cond}) e $T_{p,cond}$ é a temperatura média da parede da tubulação/aletas na zona. Na segunda equação, $T_{a2,cond}$ é a temperatura de saída do ar na zona de condensação. Por fim, na terceira equação, a taxa de transferência de calor na zona de condensação é expressa pela referida variação de temperatura do ar (lado esquerdo da equação), bem como pela troca de calor entre o tubo/aletas e a corrente de ar (lado direito). Na última expressão, $h_{a,cond}$ é o coeficiente de transferência de calor do tubo/aletas para o ar na zona de condensação e os demais parâmetros já foram definidos anteriormente. A exceção do coeficiente de transferência de calor, os outros parâmetros são dados geométricos do condensador e, por isso, seus valores são os mesmos em todas as três zonas do condensador. No último termo, $T_{p,cond}$ é a temperatura média da tubulação/aletas, enquanto a temperatura global do ar no volume de estudo é a média aritmética entre as

temperaturas desse fluido na entrada (T_{a1}) e na saída ($T_{a2,cond}$) do condensador na zona de condensação.

Equações da zona de subresfriamento

$$\dot{m}_r (h_l - h_4) = h_{r,sr} \pi d_i L_{sr} \left(\frac{T_{cond} + T_4}{2} - T_{p,sr} \right) \quad (3.29)$$

$$\frac{\dot{m}_r (h_3 - h_v)}{L_{sr}} L_{fc} = \frac{\dot{m}_a}{N_{pas}} c_{p,a} (T_{a2,sr} - T_{a1}) \quad (3.30)$$

$$\frac{\dot{m}_a}{N_{pas}} c_{p,a} (T_{a2,sr} - T_{a1}) = h_{a,sr} (\pi d_e L_{fc} + \eta_{al} S_{al}) \left(T_{p,sr} - \frac{T_{a1} + T_{a2,sr}}{2} \right) \quad (3.31)$$

Seguindo a mesma lógica das equações anteriores, $h_{r,sr}$ é o coeficiente de transferência de calor do R134a para a parede da tubulação, L_{sr} é o comprimento da zona de subresfriamento, dado pela diferença entre o comprimento total do condensador e a soma dos comprimentos das zonas de superaquecimento e de condensação, T_4 é a temperatura do fluido na saída do condensador, ao passo que $T_{p,sr}$ é a temperatura média da parede da tubulação/aletas na zona de subresfriamento e $T_{a2,sr}$ é a temperatura do ar na saída condensador na zona de subresfriamento.

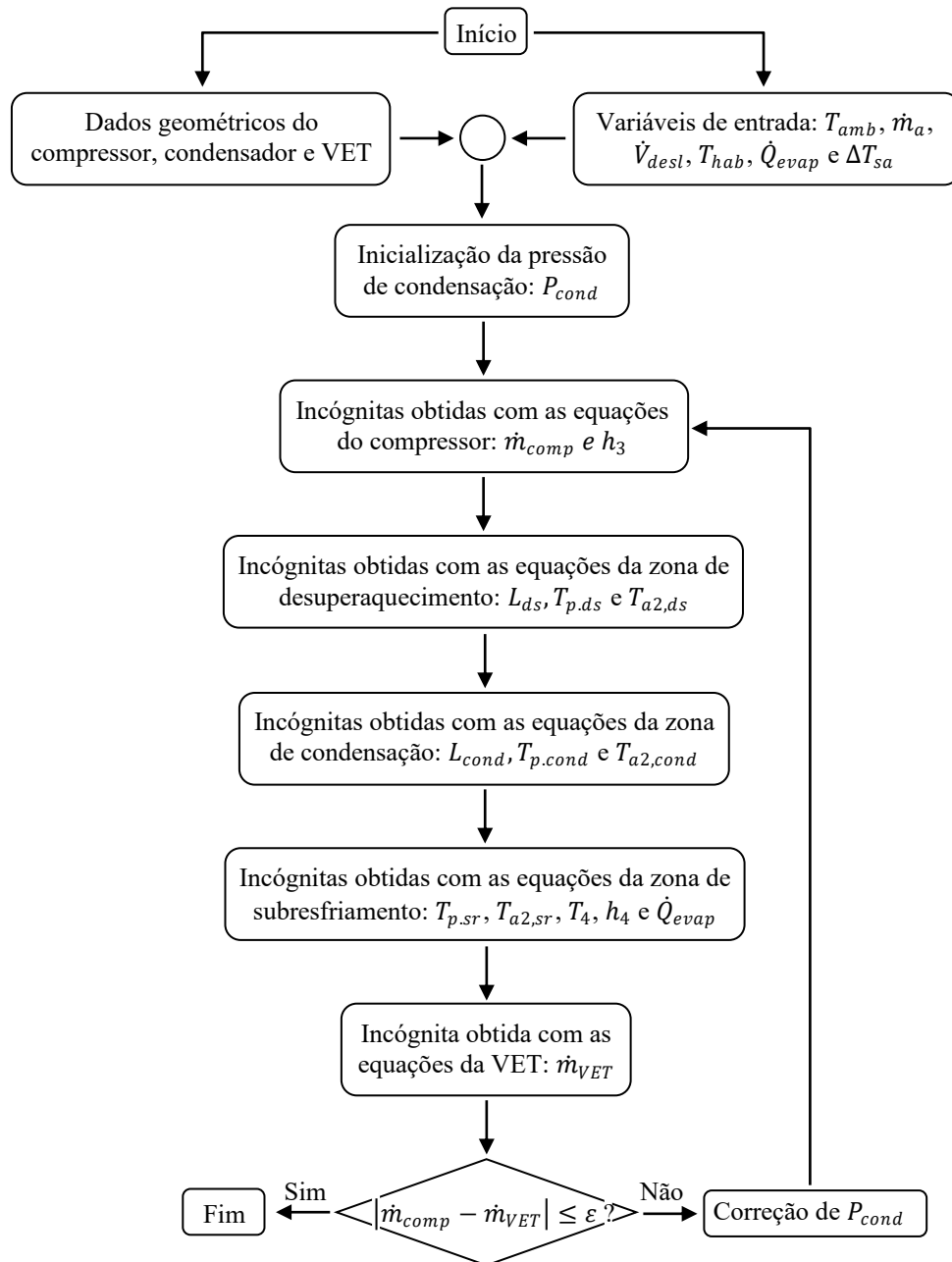
3.2.9. Resolução do sistema de equações

Uma das principais incógnitas do sistema de equações do modelo é a pressão de condensação (P_{cond}) do refrigerante. Por sua vez, várias outras grandezas são funções dessa pressão, como a temperatura de condensação do R134a (T_{cond}) e as entalpias do vapor e do líquido saturados do fluido (h_v e h_l), bem como as correspondentes massas específicas (ρ_v e ρ_l), além de várias propriedades físicas do vapor e do líquido, como as viscosidades dinâmicas (μ_v e μ_l) e as condutividades térmicas (K_v e K_l). Ante as dependências dessas e outras grandezas com a pressão de condensação, uma técnica comumente empregada para resolver as equações de modelos de condensadores consiste em arbitrar inicialmente um valor para P_{cond} . Fazendo isso, sobram poucas incógnitas no sistema de equações que, em geral, podem ser calculadas com relativa facilidade. Obviamente, após concluída a resolução das equações, uma ou duas das variáveis de saída do modelo são usadas, ainda que de forma indireta, para corrigir e ajustar o valor inicializado da pressão P_{cond} . Esse ajuste, baseado no método da tentativa e erro, é realizado, em geral, com o apoio de algum método para aceleração da convergência dos resultados.

Explicando com mais detalhes, uma vez que a pressão P_{cond} é inicializada, duas grandezas podem ser determinadas pelas Equações 3.18 e 3.19 do compressor: a vazão de R134a no condensador imposta pelo compressor ($\dot{m}_r = \dot{m}_{comp}$) e a entalpia na saída do compressor/entrada do condensador (h_3). Em seguida, as Equações 3.23 a 3.25 da zona de desuperaquecimento do condensador podem ser resolvidas, de modo que as seguintes grandezas são calculadas: comprimento da referida zona, temperatura do tubo/aletas e temperatura de saída do ar ($L_{ds}, T_{p,ds}$ e $T_{a2,ds}$). Na próxima etapa, as Equações 3.26 a 3.28 da zona de condensação podem ser resolvidas, implicando os cálculos das seguintes grandezas: comprimento, temperatura do tubo/aletas e temperatura do ar na saída da zona de desuperaquecimento ($L_{cond}, T_{p,cond}$ e $T_{a2,cond}$). Por fim, as Equações 3.29 a 3.31 da zona de subresfriamento podem ser resolvidas, permitindo achar as seguintes grandezas: temperatura do tubo/aletas, temperatura do ar na saída da zona de subresfriamento e entalpia e temperatura do R134a na saída do condensador/entrada da VET ($T_{p,sr}, T_{a2,sr}, T_4, h_4$ e \dot{Q}_{evap}), observando que a temperatura T_4 e a entalpia h_4 do R134a na saída do condensador/entrada da VET são grandezas interdependentes, isto é, a partir do valor de uma delas, pode-se obter o valor da outra. A última grandeza é a capacidade de refrigeração \dot{Q}_{evap} , calculada a partir da Equação 2.1. Essa é uma variável de saída do modelo do condensador porque a vazão do refrigerante ($\dot{m}_r = \dot{m}_{comp} = \dot{m}_{vet}$) é também uma variável de saída do modelo, assim como a entalpia na entrada do evaporador, uma vez que, de acordo com o modelo da VET, $h_2 = h_4$.

Na resolução das equações do modelo, além de T_{cond} , \dot{m}_r e h_3 , várias outras grandezas são funções da pressão P_{cond} , notadamente as propriedades físicas que aparecem nas correlações de transferência do R134a. Como essa pressão foi arbitrada, a solução das equações não representa a resposta definitiva do sistema. Para corrigir o valor de P_{cond} , a vazão mássica do R134a na VET (\dot{m}_{vet}) deve ser calculada com ajuda das Equações 3.21 e 3.22. Caso a vazão \dot{m}_{vet} não seja igual à vazão \dot{m}_{comp} imposta pelo compressor, o valor da pressão de condensação deverá ser corrigido e, por conseguinte, todas as equações deverão ser resolvidas novamente. Enquanto essa igualdade de vazões não for observada, a menos de um erro ε pré-definido, o referido procedimento de cálculo deverá ser repetido. Neste trabalho, a correção da pressão de condensação foi acelerada com a ajuda do método de Newton-Raphson. A rotina de cálculos aqui descrita acha-se resumida no fluxograma mostrado na Figura 3.9.

Figura 3.9 - Fluxograma do modelo do condensador a R134a/ar.



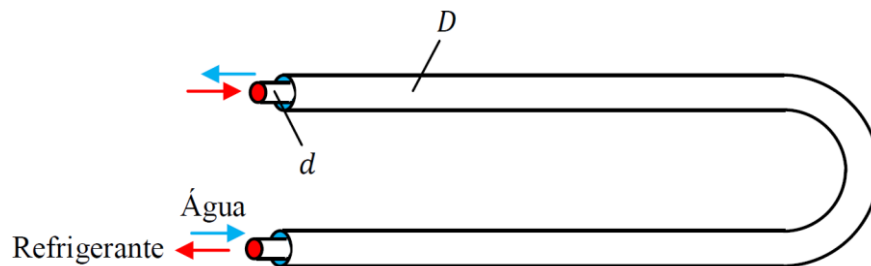
Fonte: Autor.

3.3. Modelo de dimensionamento do condensador a R1234yf/água

O modelo do condensador a R134a/ar, descrito na seção anterior, é um realmente modelo, considerando que, a partir de poucas variáveis de entrada e das definições dos fluidos

operacionais e da geométrica do sistema, um expressivo conjunto de equações foi formado, permitindo o cálculo de muitas incógnitas, as chamadas variáveis de saída do modelo, entre as quais a pressão e a temperatura de condensação do refrigerante no condensador, a vazão do refrigerante, as temperaturas do ar e do refrigerante na saída do condensador e a capacidade de refrigeração da unidade de climatização do carro. Por outro lado, o modelo do condensador a R1234yf/água, descrito nesta seção do capítulo, não é um modelo de fato, mas sim um método de dimensionamento do trocador de calor, pois a rotina de cálculo permite achar diâmetros e comprimentos das tubulações do condensador mostrado na Figura 3.10 a partir de um ponto de operação do sistema.

Figura 3.10 - Região anular entre tubos concêntricos de diâmetros d (tubo interno) e D (tubo envelope).



Fonte: Autor.

3.3.1. Variáveis de entrada e de saída

As variáveis de entrada do modelo são as seguintes: temperatura de evaporação, definida como sendo 20°C abaixo da temperatura do ar no interior da cabine do carro; pressão de evaporação e pressão de condensação, definidas pelas correspondentes temperaturas de evaporação e de condensação; temperatura do refrigerante na saída do evaporador/entrada do compressor, definida pela temperatura de evaporação e pelo grau de superaquecimento $\Delta T_{sa} = 10^{\circ}\text{C}$ na saída do evaporador, valor esse ajustado na VET; temperatura do refrigerante na saída do condensador/entrada da VET, considerando a temperatura de condensação e um grau de subresfriamento imposto de $\Delta T_{sr} = 5^{\circ}\text{C}$ do refrigerante na saída do condensador. Além dessas grandezas, outro dado importante do modelo é o deslocamento volumétrico do compressor, podendo ser o mesmo valor usado no sistema com o condensador a R134a/ar, ou um valor um pouco maior ou menor, ajustado por meio de um novo par de polias de acionamento do compressor.

Ainda sobre as variáveis de entrada, outro dado importante das equações do modelo é a temperatura de condensação. Diferentemente do condensador a ar, em um condensador a água, a diferença de temperaturas entre os dois fluidos (R1234yf e água) é relativamente baixa em razão do coeficiente de troca de calor associado à água ser muito maior do que o coeficiente do ar. Por isso, neste modelo, a temperatura de condensação foi fixada em um valor apenas 15°C acima da temperatura de entrada da água no condensador. Um valor mais baixo para a temperatura de condensação e, por conseguinte, também mais baixo para a pressão de condensação, implica um *COP* do sistema de ACV com o condensador a R1234yf/água maior do que o do sistema com o condensador a R134a/ar.

Sobre as variáveis de saída do modelo do ACV com condensador a R1234yf/água, a principal delas é o comprimento total do condensador (L_{tot}), obtido a partir dos cálculos dos comprimentos das zonas de desuperaquecimento (L_{ds}), de condensação (L_{cond}) e de subresfriamento (L_{sr}) do refrigerante. Ademais, o modelo permite achar a temperatura T_3 do refrigerante na saída do compressor/entrada do condensador, a vazão mássica \dot{m}_r do refrigerante no sistema e a temperatura T_{aq2} da água na saída do condensador, bem como os diâmetros interno d_i e externo d_e do tubo interno por onde circula o R1234yf e o diâmetro interno D_i do tubo externo por onde circula a água.

3.3.2. Equações e rotina de cálculo

As equações do modelo do condensador a R1234yf/água são as mesmas do modelo do condensador a R134a/ar. Há duas diferenças principais, sendo a primeira delas no tocante ao fluido secundário, que é o ar em um modelo, e água no outro. A segunda diferença é mais significativa, referindo-se aos dados e às incógnitas das equações. Conforme descrito anteriormente, as incógnitas das equações são os comprimentos das três zonas do condensador, bem como o comprimento total do trocador de calor. Tendo em vista o grande número de dados e as poucas incógnitas do sistema, o modelo do condensador a R1234yf/água é de fácil resolução e sem a necessidade do procedimento iterativo usado nos cálculos do modelo do condensador a R134a/ar.

3.3.3. Comparativo entre os condensadores

Os resultados obtidos com os modelos descritos neste capítulo permitem comparar as operações do climatizador dotados com os condensadores a R134a/ar e a R1234yf/água. A partir desses resultados, duas importantes grandezas dos sistemas podem ser comparadas: coeficiente de performance (COP) e temperatura na descarga do compressor (T_3). A primeira delas é a essência deste trabalho, enquanto a segunda é importante porque a vida útil do compressor depende do nível de temperatura na descarga desse componente. Outra grandeza que deve ser analisada com atenção é a massa dos condensadores (fluidos e partes metálicas). Como o condensador a R1234yf/água tende a ser mais pesado do que o condensador a R134a/ar, é importante calcular os pesos dos dois trocadores de calor para verificar a viabilidade de substituir o condensador a ar pelo condensador a água.

3.4. Fechamento

Neste capítulo, os modelos matemáticos dos condensadores a R134a/ar e R1234yf/água foram descritos. Além da apresentação das equações dos modelos e do correspondente método de resolução, boa parte do capítulo foi dedicada à metodologia para calcular a carga térmica do ACV e às definições das geometrias e informações operacionais relativas aos componentes do sistema de ACV. Na sequência, no capítulo seguinte, são apresentadas várias simulações computacionais geradas com os modelos, visando subsidiar o estudo comparativo do climatizador automotivo dotado com os dois tipos de condensadores.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Introdução

Este capítulo é dedicado à apresentação e discussão dos resultados do modelo do sistema de ACV a R134a dotado com um condensador a ar. Primeiramente, o cálculo da carga térmica do carro é apresentado de forma sumarizada. Na sequência, essa carga é usada para ajustar o deslocamento volumétrico do compressor no modelo do ACV com o condensador a R134a/ar. Valores de temperaturas, pressões e vazões do refrigerante e do COP do sistema são obtidos a partir de simulações realizadas com modelo. Em seguida, o modelo do condensador a R1234yf/água também é explorado no capítulo, sendo usado para dimensionar o novo trocador de calor. Uma análise comparativa do ACV equipado com os dois condensadores é realizada com base nos correspondentes valores de COP e dos pesos dos dois conjuntos condensador/fluídos. Para isso, são usados resultados dos modelos para levantar vantagens e desvantagens do sistema de ACV operando com os dois condensadores. Por fim, os resultados dos modelos também são comparados com resultados oriundos da literatura.

4.2. Cálculo da carga térmica

Com vistas a subsidiar os modelos do sistema de ACV deste trabalho, a carga térmica de um carro de passeio padrão foi calculada a partir da metodologia descrita no Capítulo 3 e com a ajuda da rotina de cálculo escrita com o *software* EES⁵ apresentada no Apêndice B. Além dos números apresentados no referido capítulo, sobretudo envolvendo parâmetros de radiação e informações sobre a geometria do carro, os outros dados usados no cálculo da carga térmica acham-se apresentados na Tabela 4.1. Nesse quadro, T_{cab} e φ_{cab} indicam a temperatura e umidade relativa do ar da cabine do carro, T_{hab} e φ_{hab} indicam a temperatura e umidade relativa do ar do meio ambiente, N_o , M e H indicam o número de ocupantes do carro e a massa e a altura média de cada uma dessas pessoas. Nas três últimas colunas, n é a rotação do motor, V_a é a velocidade do carro e \dot{V}_{vent} é a vazão do ar de ventilação na cabina do carro. O valor de 0,014

⁵ EES (*Engineering Equation Solver*) é um programa da empresa *F-Chart Software* para resolver numérica e simultaneamente milhares de equações algébricas e diferenciais não lineares. O Programa é dotado de uma vasta biblioteca com propriedades termodinâmicas e de transporte de diversas substâncias compressíveis e incompressíveis. Maiores informações em: <https://fchartsoftware.com>

m^3/s adotado para essa vazão foi baseado no trabalho de Fletcher e Saunders (1994) sobre carga térmica em carros de passeio. Essa vazão é consistente com a vazão específica máxima de 8 litros/s por pessoa indicada no ANSI/ASHRAE Standard 20-2001 (2004). Considerando a metade desse valor e um carro com quatro ocupantes, a vazão total de ventilação seria de $0,016 \text{ m}^3/\text{s}$.

Tabela 4.1 - Dados para o cálculo da carga térmica do carro de passeio deste trabalho.

T_{cab} e φ_{cab}	T_{amb} e φ_{amb}	N_o e M e H	n	V_{carro}	\dot{V}_{vent}
20°C e 50%	30°C e 60%	4 pessoas/65 kg/1,7 m	2000 rpm	15 m/s	0,014 m^3/s

Fonte: Autor.

A Tabela 4.2 apresenta os resultados dos cálculos das cargas térmicas parciais e da carga térmica total do carro. As duas cargas parciais mais expressivas são as de metabolismo e de ventilação, com predominância para a segunda. A seguir, os resultados obtidos com esse modelo são apresentados. A ventilação e o metabolismos são os termos que mais impactam na carga térmica.

Tabela 4.2 - Resultado do cálculo da carga térmica do carro de passeio deste trabalho.

Cargas térmicas	Tipos de calor	Valores (W)
Radiação direta	Sensível	139
Radiação difusa		130,7
Radiação refletida		49,84
Condução (portas, vidros, teto e assoalho)		186,5
Motor		51,67
Gases de exaustão		60,25
Metabolismo	Sensível	306,2
	Latente	131,2
Ventilação	Sensível	164,5
	Latente	345,2
Subtotal	Sensível	1257
	Latente	476,4
Total	Sensível + latente	1734

Fonte: Autor.

4.3. Resultados do modelo do condensador a R134a/ar

As equações do modelo do ACV com condensador a R134a/ar foram resolvidas com base na metodologia exposta no Capítulo 3. Os cálculos foram realizados a partir da rotina de cálculo EES apresentada no Apêndice C. Sobre os coeficientes de transferência de calor referentes ao refrigerante que aparecem nas referidas equações, foram usadas a correlação de Dittus-Boelter para os escoamentos monofásicos nas zonas de desuperaquecimento e de sub-resfriamento e a correlação de Shah para o escoamento bifásico. Nesse último caso, um

coeficiente médio foi empregado. Para o lado do ar, a correlação de Hilpert foi usada para calcular o coeficiente de transferência de calor. Sobre a fração de vazio do refrigerante na zona de condensação, foi usada a correlação de Hughmark. Além das variáveis apresentadas na Tabela 4.1, os demais valores para alimentar as equações do modelo foram apresentados no Capítulo 3, tais como dados geométricos dos componentes do ACV e o rendimento isoentropico do compressor. Todos os dados do modelo acham-se apresentados na primeira parte da rotina de cálculo no Apêndice C. Por fim, a Tabela 4.3 apresenta as principais variáveis de saída do modelo.

Tabela 4.3 - Resultado do modelo do condensador a R134a/ar

Variáveis de saída do modelo	Valores
Temperatura e pressão evaporação: $T_1 = T_{evap}$ e $P_1 = P_2 = P_{evap}$	0°C e 293 kPa
Temperatura do R134a na saída do evaporador: T_2	7°C
Temperatura e pressão de condensação: T_{cond} e $P_3 = P_4 = P_{cond}$	52,7°C e 1410 kPa
Temperatura e entalpia do R134a na saída do compressor: T_3 e h_3	72°C e 299,2 kJ/kg
Temperatura do R134a na saída do condensador: T_4	42,6°C
Temperatura do ar de saída nas três zonas do condensador: T_{a2}	31,6°C, 33,1°C e 30,7°C
Comprimentos das zonas do condensador: L_{ds} , L_{cond} e L_{sr}	0,31 m, 1,04 m e 0,48 m
Massas R134a nas zonas do condensador: M_{ds} , M_{cond} e M_{sr}	0,33 g, 5,41 g e 8,46 g
Massas dos tubos e aletas do condensador: M_{tubos} e M_{aletas}	139,4 g e 479,2 g
Massa total do condensador: M_{cond}	632,8 g
Vazões na VET e no compressor: \dot{m}_{VET} e \dot{m}_{comp}	11,99 g/s e 12,01 g/s
Capacidade de climatização: \dot{Q}_{evap}	1,738 kW
Coefficiente de performance do sistema de ACV: COP	3,40

Fonte: Autor.

Uma diferença entre as temperaturas dos fluidos quente e frio em torno de 20°C é típica em evaporadores e condensadores a ar de sistemas de ar condicionado. Assim, aplicando-se essa regra prática de projeto, a temperatura de evaporação igual a 0°C decorreu do valor pré-fixado em 20°C para a temperatura do ar na cabine. A temperatura do refrigerante na saída do evaporador e entrada do compressor de 7°C decorreu do valor pré-fixado em 7°C para o grau de superaquecimento do fluido (*set point* da VET). Por outro lado, a temperatura de condensação no valor de 52,7°C foi calculada a partir da resolução das equações do modelo do condensador. Destaca-se o fato de a diferença entre essa temperatura e a temperatura de 30°C do ar de entrada no condensador ser igual a 22,7°C, em concordância com a regra prática supracitada para um condensador de sistema de ACV resfriado com ar. Todas as demais grandezas na Tabela 4.3 resultaram do modelo do condensador, como a pressão de condensação, a temperatura do refrigerante na saída do condensador e as temperaturas do ar nas saídas das três zonas do condensador. Os comprimentos de 0,31 m da zona de desuperaquecimento e de 1,04 m da zona de condensação também foram obtidos a partir do modelo do condensador. Já o comprimento da zona de subresfriamento de 0,48 m decorreu dos comprimentos das zonas anteriores e do

comprimento total de 1,83 m do condensador. Por sua vez, as massas de refrigerantes nessas três regiões foram obtidas em função dos respectivos comprimentos e diâmetros dos tubos, bem como da pressão de condensação e das temperaturas do refrigerante nos escoamentos monofásicos (vapor na zona de desuperaquecimento e líquido na zona de subresfriamento) e títulos no escoamento bifásico (mistura líquido/vapor na zona de condensação). As massas dos metais, de 139,4 g para os tubos em cobre e de 479,2 g para as aletas em alumínio, foram calculadas a partir da geometria do condensador apresentada na Tabela 3.3. A massa total do condensador no valor de 632,8 g é a soma das massas do refrigerante e dos metais. Conforme discutido na próxima seção, essa massa é um importante parâmetro da análise comparativa do condensador a R134a/ar com o condensador a R1234yf/água.

As vazões apresentadas na Tabela 4.3 decorreram das resoluções das Equações 3.18 e 3.19 do compressor e das Equações 3.21 e 3.22 da VET. Observando as referidas equações do compressor e da VET, constata-se a importante influência da pressão de condensação sobre as vazões impostas pelos referidos dispositivos. É por isso que P_{cond} foi escolhida como a variável para o estabelecimento da convergência entre \dot{m}_{comp} e \dot{m}_{vet} . Ainda sobre essa pressão, ela foi importante para a determinação da temperatura $T_3 = 72^\circ\text{C}$ e da entalpia $h_3 = 299,2 \text{ kJ/kg}$ do refrigerante na descarga do compressor e entrada do condensador. A referida entalpia foi calculada pela Equação 3.20, na qual, além do rendimento isoentrópico η_s da compressão adiabática irreversível, a pressão P_{cond} é essencial para a determinação da entalpia h_{3s} referente ao processo adiabático reversível no compressor.

Na Tabela 4.3, a capacidade de climatização de 1,738 kW é quase igual ao valor da carga térmica de 1,734 kW. Os dois valores diferem de apenas 0,23% e a quase igualdade deles decorreu de uma escolha apropriada para o deslocamento volumétrico do compressor, pré-fixado em $0,001 \text{ m}^3/\text{s}$. Por sua vez, essa capacidade de climatização dividida pelo consumo de energia do sistema resultou em um coeficiente de performance $COP = 3,40$. Nesse cálculo, obtido com ajuda da Equação 2.6, o consumo de energia foi associado apenas à compressão do refrigerante, sem se levar em conta os consumos de energia no ventilador de ar de insuflamento na cabine do carro e as perdas de energia associadas às transmissões de movimento para acionamento do compressor. Um COP em torno de 3 é típico de sistemas de ACV dotados de condensadores a ar. A idéia do presente trabalho é justamente aumentar o COP do sistema, substituindo o condensador convencional a R134a/ar por um condensador a R123yf/água. Na próxima seção, essa substituição é abordada.

4.4. Modelo do condensador a R1234yf/água

4.4.1. Resultados do modelo

As equações do modelo do condensador a R134a/ar foram adaptadas e resolvidas para dimensionar o condensador a R1234yf/água como aquele mostrado na Figura 3.10. Para isso, um ponto de operação foi pré-fixado com os valores apresentados na Tabela 4.4. De uma forma geral, as condições do refrigerante no evaporador são iguais aquelas do ACV com o condensador a R134a/ar: mesma capacidade de climatização de 1738 W, mesma temperatura de evaporação de 0°C e mesmo grau de superaquecimento de 7°C. Por outro lado, a temperatura de condensação foi pré-fixada em 46°C, ou seja, 6,2°C abaixo do valor referente ao condensador a R134a/ar. O valor mais baixo dessa temperatura é coerente porque o coeficiente de transferência de calor da água é muito maior do que o do ar. Outros valores pré-fixados foram a vazão \dot{V}_w e a temperatura T_{w1} da água na entrada do condensador e o grau de subresfriamento de 5°C do refrigerante na saída do condensador. Além disso, para o escoamento interno do refrigerante no condensador, foi selecionado um tubo de cobre com diâmetros interno e externo de 4 mm e 6 mm, enquanto, para o escoamento da água no espaço anular, foi selecionado um tubo envelope de PVC flexível com diâmetros interno e externo de 10 mm e 12 mm.

Tabela 4.4 - Ponto de operação do ACV a R1234yf e condensador a água.

T_{evap}	ΔT_{sa}	T_{cond}	ΔT_{sr}	\dot{Q}_{evap}	T_{w1}	\dot{V}_w
0°C	7°C	46°C	5°C	1738 W	32,65°C	5 L/min

Fonte: Autor.

A Tabela 4.5 apresenta os principais resultados do modelo do condensador a R1234yf/água, obtidos com a rotina de cálculo EES apresentada no Apêndice D. Além do comprimento do condensador, a tabela contém o coeficiente de performance do ACV e a massa total do condensador: $COP = 3,72$, $M_{cond} = 945,3$ g. Comparado ao condensador a R134a/ar, o COP do condensador a R1234yf/água é 9,4% maior. O aumento de massa agregada ao novo condensador é de 312,5 g. O aumento do COP é expressivo e implica uma significativa economia de energia de operação do ACV. Sobre o aumento de massa do condensador, comparada às massas do carro, dos passageiros e bagagens, o ganho de peso do novo condensador é irrisório.

Tabela 4.5 - Resultados do modelo do condensador a R1234yf/água.

L_{ds}	L_{cond}	L_{sr}	L_{tot}	M_{tub}	M_{env}	M_r	M_w	M_{cond}	COP
0,31 m	2,96 m	1,00 m	4,26 m	599,5 g	132,6 g	15,8 g	213,2 g	945,3 g	3,72

Fonte: Autor.

A Tabela 4.6 apresenta mais detalhadamente as variáveis dos modelos do ACV com os condensadores a R134a/ar e R1234yf/água. Para cada variável, o impacto positivo, negativo ou neutro da segunda opção é expresso na última coluna da tabela com os símbolos ☺, ☹, ☹, respectivamente. Em um total de 23 variáveis, quatro receberam classificação negativa e sete foram classificadas como neutras. Por outro lado, doze variáveis tiveram classificações positivas. Dentre essas, as mais significativas foram assinaladas em verde. O ganho do COP a favor do condensador a R1234yf/água representa o maior impacto positivo do estudo. O baixíssimo valor de GWP do R1234yf também mereceu destaque. Outro grande impacto positivo do ACV com condensador a R1234yf/água é o fato de o correspondente deslocamento volumétrico do compressor ser praticamente o mesmo do ACV com condensador a R134a/ar. Não obstante a variação de entalpia do R1234yf no evaporador ser 28% menor do que aquela associada ao R134a, os maiores valores da massa específica e do rendimento volumétrico do compressor associado ao R1234yf permitiram, para um mesmo deslocamento volumétrico, uma vazão mássica desse fluido quase 28% maior do que a do R134a. Por isso, verificou-se a quase igualdade dos respectivos deslocamentos volumétricos do compressor. Esse resultado é muito positivo, pois, no caso da substituição do condensador a R134a/ar de um ACV por um condensador a R1234yf/água, as polias de acionamento do eixo do compressor poderão ser mantidas. O melhor *retrofit* de um sistema é aquele que acontece com modificações mínimas. O pequeno ganho de peso do condensador a R1234yf/água, já abordado anteriormente, também mereceu ser destacado positivamente na Tabela 4.6. Outra vantagem importante do condensador a R1234yf/água é a menor temperatura do fluido na saída do compressor. Essa baixa temperatura proporciona uma vida útil mais longa do compressor. Por fim, a elevada temperatura da água na saída do novo condensador mereceu ser destacada negativamente e com a cor vermelha. Na próxima subseção, esse ponto é analisado com mais profundidade.

Tabela 4.6 - Impactos do emprego do condensador a R1234yf/água.

Variáveis	Condensador R134a/ar	Condensador R1234yf/água	Impacto
ODP e GWP	0 e 2000	0 e 1	☺
Carga térmica	1734 W	1734 W	☹
Temperatura de evaporação	0°C	0°C	☹
Pressão de evaporação	293 kPa	316 kPa	☹
Grau de superaquecimento na saída do evaporador	7,0°C	7,0°C	☹
Varição de entalpia do refrigerante no evaporador	145 kJ/kg	113,4 kJ/kg	☹
Densidade do refrigerante na aspiração do compressor	14 kg/m ³	17 kg/m ³	☺

Deslocamento volumétrico do compressor	3,60 m ³ /h	3,69 m ³ /h	☺
Vazão mássica do refrigerante	12,0 g/s	15,3 g/s	☺
Varição de entalpia do refrigerante no compressor	42,5 kJ/kg	30,5 kJ/kg	☺
Potência do compressor	509,6 W	466,5 W	☺
Coefficiente de performance do ciclo	3,40	3,72	☺
Temperatura do refrigerante na descarga do compressor	72,0°C	54,5°C	☺
Razão de pressão do ciclo	4,81	3,74	☺
Rendimento volumétrico do compressor	86,1%	87,6%	☺
Temperatura de condensação	52,7°C	46°C	☺
Pressão de condensação	1410 kPa	1182 kPa	☹
Grau de subresfriamento na saída do condensador	10,1°C	5°C	☹
Temperatura de entrada do ar ou da água no condensador	30°C	32,65°C	☹
Temperatura de saída do ar e água no condensador	31,8°C (média)	39,0°C	☹
Varição de entalpia do refrigerante no condensador	187,1	143,9 kJ/kg	☹
Taxa de rejeito de calor no condensador	2244 W	2201 W	☹
Massa total do condensador	632,8 g	945,3 g	☺

Fonte: Autor.

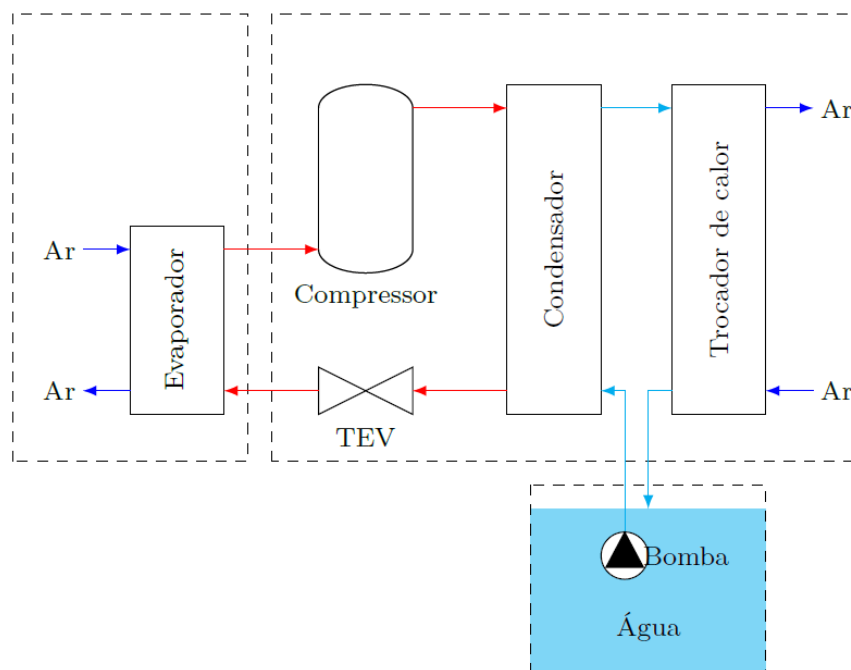
4.4.2. Arrefecimento da água do condensador

Um problema que deve ser resolvido para viabilizar o uso de um condensador a água em um ACV refere-se ao fato de que a água sai quente desse trocador de calor. Assim, antes de retornar para o condensador, a água deve ter a sua temperatura reduzida a uma temperatura próxima à do meio ambiente. Alguns carros com motores turbinados são dotados de um trocador de calor (*intercooler*) que promove o arrefecimento do ar de sobrealimentação do motor. Yasar *et al* (2021) e Yasar Sem e Kemal Ermis (2015) estudaram esse tipo de motor. Nesse caso, o referido trocador de calor pode ser usado com a dupla função de arrefecer o ar do motor e a água de saída do condensador. Nos carros turbinados sem o *intercoller* e nos carros com motores aspirados, o arrefecimento da água do condensador é um problema mais desafiador. A seguir, duas propostas são apresentadas. Em ambas, os principais dados são a temperatura de entrada da água $T_{w1} = 32,65^\circ\text{C}$, a vazão de água $\dot{m}_w = 0,0829 \text{ kg/s}$ e a temperatura de entrada do ar $T_{a1} = 30^\circ\text{C}$. Além desses valores, a taxa de transferência de calor no trocador de calor a água/ar deve ser, obviamente, igual à taxa no condensador a R1234yf/água, $\dot{Q}_{cond} = 2201 \text{ W}$, que é a carga térmica a ser combatida pelo arrefecedor da água.

A primeira proposta para o arrefecimento da água do condensador alternativo é o réuso do condensador a R134a/ar como trocador de calor água/ar como mostra a Figura 4.1. Essa solução pode ser interessante para o *retrofit* do ACV. Nesse caso, além da substituição do refrigerante R134a pelo ecofluido R1234yf, as tubulações de saída do compressor e de entrada na VET devem ser desviadas para a entrada e saída do condensador a água, enquanto as

tubulações de entrada e saída da água do condensador devem ser conectadas às extremidades do antigo condensador a ar. Os cálculos relativos ao arrefecimento da água foram realizados com ajuda da rotina EES apresentada no Apêndice E. As três principais variáveis calculadas são a temperatura de saída da água, a velocidade de entrada do ar e a massa total do trocador de calor a água/ar (massas da água, dos tubos e das aletas): $T_{w2} = 39,0^{\circ}\text{C}$, $V_a = 10,87 \text{ m/s}$ e $M_{tc} = 648,5 \text{ g}$. Sobre a velocidade calculada, o valor é menor do que a velocidade padrão imposta pelo movimento do carro (15 m/s). Isso significa que o trocador de calor a água/ar poderá arrefecer a água até um pouco abaixo de $32,65^{\circ}\text{C}$, que é a temperatura de projeto na entrada do condensador a R1234a/água. Sobre o peso desses dois equipamentos/fluidos, a massa total é de 1.593 g , sendo $945,3 \text{ g}$ e $648,5 \text{ g}$ as massas do condensador e do arrefecedor de água, respectivamente, representando um ganho de 961 g em relação à massa do condensador a R134a/ar ($632,8 \text{ g}$). Comparando com a massa total de um carro de passeio padrão, que é um pouco maior que uma tonelada, o ganho de massa decorrente da primeira proposta é muito pequeno, não impactando negativamente a relação peso/potência do carro.

Figura 4.1 – Proposta para o arrefecimento da água do condensador alternativo



Fonte: Adaptado de Duarte, et al (2023).

Outro ponto que merece atenção é a potência para acionar a bomba de circulação de água no condensador a R1234yf/água e no trocador de calor a água/ar. Essa potência pode ser determinada com as ajudas das rotinas de cálculos EES nos Apêndices D e E. A primeira fornece a queda de pressão $\Delta P = 65,6 \text{ Pa}$ no lado da água do condensador a R1234yf, e a outra a

queda de pressão $\Delta P_1 = 26,16$ Pa no lado da água do trocador de calor. Assim, a queda de pressão total no circuito é de $\Delta P = 91,76$ Pa. A potência da bomba pode ser calculada multiplicando-se essa perda de carga pela vazão volumétrica da água, obtendo-se 7,66 W. Essa potência é muito pequena comparada à potência de 466,5 W consumida pelo compressor. Portanto, o ganho no *COP* em 9,4% no ACV a R1234yf/água em relação ao *COP* do ACV a R134a/ar quase não sofrerá alteração quando a potência da bomba for incorporada à energia consumida pelo sistema. Ademais, o peso dessa bomba também é pequeno, de modo que a incorporação do equipamento ao sistema não prejudicará a relação peso/potência do carro.

A segunda proposta para o arrefecimento da água do condensador a R1234yf do ACV é o uso de parte do radiador do carro. Considerando uma potência de 80 CV (aproximadamente 60 kW) e um rendimento térmico de 40% para o motor do carro, o calor rejeitado pelo motor é de 36 kW. Admitindo que 1/3 desse calor seja absorvido pela água de arrefecimento do motor, conclui-se que o radiador do carro é um trocador de calor de 12 kW. Esse valor é quase seis vezes à taxa de transferência de calor no condensador a R1234yf/água ($\dot{Q}_{cond} = 2201$ W). Assim, seria razoável reservar 1/6 da superfície de troca de calor do radiador para o arrefecimento da água do condensador, sobrando 5/6 da superfície para o arrefecimento da água do motor. A dupla função do radiador não comprometeria o seu funcionamento, que continuaria sendo garantido pela ação da válvula termostática do circuito de água quente do motor do carro.

Sobre os prós e contras das duas propostas apresentadas, a primeira tem a seu favor o fato de o condensador a ar ser de alta eficiência e, por isso, ser apto para operar com uma menor diferença de temperatura entre o fluido quente e o fluido frio. Por outro lado, abrigar o condensador a R1234yf/água e o trocador de calor a água/ar no reduzido espaço disponível no cofre do motor não é algo evidente, sobretudo em carros mais compactos. Quanto à segunda proposta, as características são exatamente opostas, isto é, se por um lado o uso do radiador do carro não implica encontrar novos espaços no cofre do motor, esse trocador de calor foi concebido para funcionar com uma maior diferença de temperatura entre os fluidos. Basta dizer que a temperatura da água no radiador é em torno de 90°C, enquanto a temperatura do ar na saída do equipamento seria no máximo 50°C. No caso do arrefecimento da água do condensador, a temperatura do fluido deve ser reduzida de 39°C para 32,5°C. Assim, a proximidade entre as temperaturas da água e do ar pode ser um impedimento para o radiador ser usado no arrefecimento da água do condensador. Uma solução seria aumentar a vazão na bomba de água do circuito motor/radiador. De fato, esse aumento da vazão é desejável não apenas para permitir o devido arrefecimento da água do condensador, como também para garantir o arrefecimento da água

do motor, considerando a redução da correspondente superfície de troca de calor decorrente de o radiador operar com as duas funções.

4.4.3. Comparativo com resultados da literatura

Visando verificar a aceitabilidade dos resultados obtidos com os modelos, um quadro comparativo foi construído envolvendo resultados obtidos no presente trabalho e resultados oriundos dos trabalhos sobre a substituição do R134a pelo ecofluido R1234yf citado no estado da arte apresentado na Seção 2.5. Para construir este quadro, foi introduzido um parâmetro ε_y , definido operacionalmente pelas Equações 4.1 e 4.2. O cálculo de ε feito por uma ou pela outra equação depende se a análise da variável y seria mais acertiva comparando-se a diferença percentual dos valores de y associados aos fluidos R134a e R1234yf (Equação 4.1), ou se comparando simplesmente o desvio entre esses valores (Equação 4.2).

$$\varepsilon_y = \frac{y_{R1234yf} - y_{R134a}}{y_{R134a}} \quad (4.1)$$

$$\varepsilon_y = y_{R1234yf} - y_{R134a} \quad (4.2)$$

As seguintes variáveis y foram selecionadas no estudo comparativo: ε_{evap} referente à análise da capacidade de climatização do evaporador; ε_{COP} para a análise do coeficiente de performance do ACV; ε_{desc} para a temperatura do refrigerante na descarga do compressor; ε_m para a massa total do condensador ou massa de refrigerante no ACV. A Tabela 4.7 apresenta os valores dos respectivos parâmetros comparativos de resultados gerados pelos modelos do presente trabalho e de resultados da literatura. A Equação 4.1 foi usada nas duas primeiras colunas de resultados, e a Equação 4.2 nas duas últimas.

Tabela 4.7 - Comparativo entre sistemas de ACV a R134a e R1234yf

Trabalho		Refrigerantes	ε_{evap} (%)	ε_{COP} (%)	ε_{desc} (°C)	ε_m (g)
Presente dissertação - condensador a água		R134a e R1234yf	0	+12	-19	+961
Zilio <i>et al</i> (2011)			$\cong 0$	+6,9	-2,1	-
Lee e Jung (2012)	Testes verão		-3,9	-6,7	-6,7	-120
	Testes inverno		-0,8	-6,4	-6,4	-110
Honghyun (2013) - TCI/comp. 2500 rpm			-9,4	+4	-2	-
Di Battista (2016) - condensador a água			11,8	+43,3	-	-
Daviran <i>et al</i> (2017)			-20,4	+18,4	-20	-
Zhaofeng <i>et al</i> (2018) 11% R134a	Resfriamento	R134a e misturas de R134a/R1234yf	$\cong 0$	-6,7	-13	-
	Aquecimento		-4	-14	-10	-
Shin <i>et al</i> (2019) – 30% R134a		-8,5	-6,9	-	-	

Aral <i>et al</i> (2020)	Resfriamento	R134a e R1234yf	-9,1	-10	-10	-
Compressor 2000 rpm	Aquecimento		+7,6	-6,7	-20	-
Wanyong (2020) - Carro elétrico/aquec.			-2,8	-6,2	-	-
Taejin Lee <i>et al</i> (2021)			-4	-5	-	-

Os valores na Tabela 4.7 não são exatamente comparáveis, pois cada trabalho apresenta características distintas, tais como diferentes temperaturas e vazões do fluido de resfriamento do condensador, diferentes deslocamentos volumétricos do compressor, uso de um TCI entre o evaporador e o compressor, entre outras particularidades de cada sistema estudado. Não obstante, é possível comparar tendências e convergências entre os trabalhos, entre as quais se destacam as seguintes. Todos os sistemas de ACV a R1234yf estudados apresentaram temperaturas menores do fluido na descarga do compressor, sendo o valor, em média, 10°C abaixo da temperatura de descarga dos sistemas carregados com R134a. Em geral, a capacidade de climatização (resfriamento e aquecimento) e o *COP* do ACV a R1234yf são menores em comparação ao sistema a R134a. Por outro lado, um resultado oposto é obtido quando o sistema é melhorado com uso de um TCI, como no trabalho de Honghyun Cho *et al* (2013), ou com a substituição do condensador a ar por um condensador a água, como no presente trabalho e no trabalho de Di Battista e Cipollone (2016). Sobre a massa do sistema, a exceção da presente dissertação e do artigo de Lee e Jung (2012), os outros trabalhos não se ativeram a essa análise. Nesse último, os autores concluíram que um sistema de ACV a R1234yf apresenta uma massa menor de refrigerante do que um sistema a R134a operando tanto no modo de resfriamento quanto no de aquecimento. No presente trabalho, essa redução de massa em favor do ecofluido também foi constatada. O valor positivo de 961 g é porque esse valor congrega o cálculo total da massa do condensador a água, do trocador de calor para promover o arrefecimento da água e da bomba d'água desse conjunto. De fato, o mais importante é constatar que existe uma lacuna na literatura no tocante à análise da massa de sistemas de ACV a R1234yf.

4.5. Fechamento

Este capítulo foi dedicado à descrição e modelagem de um sistema de ACV a R134a e R1234yf dotado, nessa ordem, com um condensador convencional resfriado a ar e outro alternativo resfriado a água. Não obstante o ganho de peso do sistema, os resultados obtidos com a modelagem revelaram várias vantagens de se usar um condensador resfriado com água, com destaque para o aumento do *COP* do sistema e a redução da temperatura na descarga do

compressor para o ACV carregado com o refrigerante R1234yf. A seguir, no capítulo final desta monografia, são destacados os principais resultados quantitativos deste trabalho, bem como são explorados os passos seguintes da pesquisa.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, dois modelos matemáticos foram desenvolvidos para estudar a viabilidade de substituir os tradicionais condensadores a ar em sistemas de ACV a R134a por condensadores resfriados com água. Ademais, nesse último caso, o sistema de ACV modelado foi carregado com o ecofluido R1234yf. Os resultados obtidos com os modelos também foram comparados com resultados de trabalhos similares da literatura, e que foram publicados nos últimos 20 anos. A seguir, são destacados os três resultados mais significativos do presente estudo.

- i) O *COP* do sistema de ACV a R1234yf dotado com um condensador a água foi quase 10% superior ao *COP* do sistema carregado com o refrigerante R134a com o condensador a ar.
- ii) A temperatura da água na saída do condensador alternativo foi de quase 40°C, não sendo simples o arrefecimento desse líquido. Duas soluções foram propostas, sendo a mais viável a adaptação do condensador convencional a ar para resfriar a água. O ganho de peso do sistema foi de quase de 1 kg, mas esse valor é irrisório comparado ao peso total do carro.
- iii) A temperatura do R1234yf na descarga do compressor foi em torno de 55°C, bem abaixo da correspondente temperatura em torno de 70°C para o sistema operando com o refrigerante R134a e um condensador a ar.

Também são apresentados dois trabalhos futuros para a sequência deste estudo:

- i) Levantamento de custos com vistas a verificar a viabilidade de se fazer o retrofit em um ACV para convertê-lo de um sistema a R134a com condensador a ar para um sistema a R1234yf com condensador a água.
- ii) Montagem de uma bancada experimental para validação dos modelos matemáticos desenvolvidos neste trabalho e verificação da efetividade do uso do condensador a ar para promover o arrefecimento da água.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aral, M. C., Suhermanto, M., Hosoz, M. Performance evaluation of an automotive air conditioning and heat pump system using R1234yf and R134a. *Science and Technology for the Built Environment*. Journal homepage: <https://www.tandfonline.com/loi/uhvc21>. 2020.
- ASHRAE Handbook Fundamentals. 2017. SI Edition.
- Chunping Lu, Jianyu Li, Dongli Tan. Analysis on the Influence Mechanism of Cooling Water on Turbocharger and Optimum Coolant Mass Flow Rate. *Mathematical Problems in Engineering*, 14 p., 2021.
- ClearMechanics. Diponivel em: < clearmechanic.com/>. Acesso em: 15/01/2023.
- Creder, H. Instalações de Ar Condicionado. Editora LTC, 6ª Edição, Rio de Janeiro, 2004. 318p.
- Daviran, S., Kasaeian, A., Golzari, S., Mahian, O., Nasirivatan, S., Wongwises, S. A comparative study on the performance of HFO-1234yf and HFC-134a as an alternative in automotive air conditioning systems. *Applied Thermal Energy*. Vol. 110, p-1091-1100, 2017.
- Di Battista, D., Cipollone, R. High efficiency air conditioning model-based analysis for the automotive sector. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 64, p. 108-122, 2016.
- Dittus, F. W.; Boelter, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publications in Engineering*, v. 2, n. 1, p. 443-461, 1930.
- Duarte, W.M.; Paulino, T.F.; Tavares, S.G.; Cançado, K.N. Machado, L. Comparative study of geothermal and conventional air conditioner: A case of study for office applications. *Journal of Building Engineering*, p. 105786, 2023.
- Fayazbakhsh M. A., Bahrami M. Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method. SAE International. 2013.
- Fletcher, B., Saunders, C. Air Change Rates in Stationary and Moving Motor Vehicles. *Journal of Hazardous Materials*. Vol. 39, p. 243-256. 1994.
- Fox, R., W., McDonald, A., T., Pritchard, P., J., Leylegian, J., C. Introduction to Fluid Mechanics, 8th edition. John Wiley & Sons Inc. 2012. P.
- Gnielinski, Volker. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, v. 16, n. 2, p. 359-368, 1976.
- Hilpert, R. Heat transfer from cylinders. *Forsch. Geb. Ingenieurwes*, v. 4, n. 5, p. 215, 1933.
- Hisamudin, M. Y., Henry, N., Azhar, A. A., Sumeru, Afiq, A. D. The effect of ambient temperature on the performance of automotive air-conditioning system. *Applied Mechanics and Materials*. Vol. 819, p. 221-225, 2016.

Honghyun Cho, Chasik Park. Experimental investigation of performance and exergy analysis of automotive air conditioning systems using refrigerant R1234yf at various compressor speeds. *Applied Thermal Energy*. Vol. 101, p-30-37, 2016.

Holman, J. P. *Heat Transfer*. 10th edition. McGraw-Hill Education, 2010. P. 758.

Honghyun Cho, Hoseong Lee, Chasik Park. Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf. *Applied Thermal Energy*. Vol. 61, p-563-569, 2013.

Hughmark, G. Holdup in gas liquid flow. *Chemical Engineering Progress*, n. 58, p. 62–65, 1962.

Illán-Gómez, F., García-Cascales, J. R. Experimental comparison of an air-to-water refrigeration system working with R134a and R1234yf. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 97, p. 124–131, 2019.

Ingersoll, J., Kalman, T., Maxwell, L., and Niemiec, R. Automobile Passenger Compartment Thermal Comfort Model - Part I: Compartment Cool-Down/Warm-Up Calculation. SAE Technical Paper 920265, 1992, doi: 10.4271/920265.

Incropera, F. P., De Witt D. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons. 4th Edition, 2002.

ISO Standard, Ergonomics of the Thermal Environment – Determination of Metabolic Heat Production, ISO Standard 8996, Rev. 2004.

Kaynakli, Ö., Horuz, I. An experimental analysis of automotive air conditioning system. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*. Vol. 30, N^o. 2, p. 273–284. 2003, doi: 10.1016/S0735-1933(03)00038-1.

Khayyam, H., Kouzani, A. Z., Hu, E. J. Reducing Energy Consumption of Vehicle Air Conditioning System by an Energy Management System. *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*. Xi'na, China. 2009.

Jianmin Fang, Xiang Yin, Anci Wang, Xifeng Sun, Yuxuan Liu, Feng Cao. Cooling performance enhancement for the automobile transcritical CO₂ air conditioning system with various internal heat exchanger effectiveness. *Applied Thermal Engineering*. Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng. 2021

Mathai, V., Das, A., Bailey, J. A., Breuer, K. Airflows inside passenger cars and implications for airborne disease transmission. *Science Advances*. Vol. 7, p. 1-7, 2021.

Mishra, P. How a Car Air Conditioning System Works? Nicely Explained. <https://www.mechanicalbooster.com/2017/12/car-air-conditioning-system.html>. Acesso em: 08/01/2023

Moo-Yeon Lee, Ho-Seong Lee, Hong-Phil Won. Characteristic evaluation on the cooling performance of an electrical air conditioning system using R744 for a fuel cell electric vehicle. *Energies*. Vol. 5, p. 1371–1383, 2012.

Oliveira, R. A., Machado, L., Duarte, W. M. Comparative Analysis of Automotive Air Conditioner with Water-Cooled and Air-Cooled Condenser. 18th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. November, p. 16-20, 2020.

Pabon, J. J. G., Khosravi, A., Belman-Flores, J. M., Machado, L., Revellin, R. Applications of refrigerant R1234yf in heating, air conditioning and refrigeration systems: A decade of researches. *International Journal of Refrigeration*. Disponível em:

Pinheiro, Ana Paula Basile. Revisão da NBR 16401-3 Provoca Debate sobre Renovação e Tratamento do Ar. *Revista da ABRVA*. Disponível em: <
<https://abrava.com.br/revisao-da-nbr-16401-3-provoca-debate-sobre-renovacao-e-tratamento-do-ar-revista-abrava-climatizacao/>> Acesso em: 07/01/2023

Poongavanam, G., Sivalingam, V., Prabakaran, V. Salman, M., Kim, S. C. Selection of the best refrigerant for replacing R134a in automobile air conditioning system using different MCDM methods: A comparative study. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021.

Rice, C. K. The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions. *ASHRAE Transactions*, 1987. Vol. 93, Part 1.

Shah, M. M. A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation in Pipes. *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 22, p. 547-56, 1979.

Shah, Mirza M. Improved correlation for heat transfer during condensation in mini and macro channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 194, p. 123069, 2022.

Siricharoenpanich, A., Wiriyasart, S., Prurapark, R., Naphon, P. Effect of cooling water loop on the thermal performance of air conditioning system. *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 15, 2019.

Taejin Lee, Kyeong-Ho Shin, Jihyun Kim, Dongsoo Jung, Joo-Hyung Kim. Design optimization of external variable displacement compressor with R1234yf for vehicle air conditioning system. *Applied Thermal Engineering*. 2021.

Journal homepage: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117493>

Último acesso: 08/01/2023.

Talbi, M., Agnew, B. Energy Recovery from Diesel Engine Exhaust Gases for Performance Enhancement and Air Conditioning. *Applied Thermal Engineering*, Vol 1, p. 5-10, 2002.

Umez K, Noyama H. Air-conditioning system for electric vehicles (i-MiEV). *SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium*. 2010.

Vaghela, J., K. Comparative evaluation of an automobile air - conditioning system using R134a and its alternative refrigerants. *Energy Procedia*, Vol. 109. P. 153-160, 2017, from International Conference on Recent Advancement in Air Conditioning and Refrigeration, 2016, p. 10-12, November 2016, Bhubaneswar, India.

Wang, D., Yu, B., Hu, J., Chen, L., Shi, J., Chen, J. Heating performance characteristics of CO₂ heat pump system for electrical vehicle in a cold climate. *International Journal Refrigeration*. Vol. 85, p. 27-41, 2018.

Wanyong Li, Rui Liu, Yusheng Liu, Dandong Wang, Junye Shi, Jiangping Chen. Performance evaluation of R1234yf heat pump system for an electric vehicle in cold climate. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 115, p. 117-125, 2020.

Yasar Sen, Kemal Ermis. *Thermal Analysis of Turbocharger and Intercooler in Diesel Engine*. ISITES, Valencia, Spain. 2015.

Yadav, S., Jie Liu, Sung Chul Kim. A comprehensive study on 21st-century refrigerants - R290 and R1234yf: A review. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931021010528>

Último acceso: 08/01/2023.

Yohan Lee, Dongsoo Jung. A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. *Applied Thermal Energy*. Vol. 35, p-240-242, 2012.

Yueming Li, Jingyi Wua, Sumio Shiochi. Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions. *Energy and Building*. Vol. 41, p. 949-957, 2009.

Yunchan Shin, Taejung Kim, Areum Lee, Honghyun Cho. Performance Characteristics of Automobile Air Conditioning Using the R134a/R1234yf Mixture. *Entropy*. Vol. 24, p. 1-18, 2019.

Zhaofeng Meng, Hua Zhang, Mingjing Lei, Yanbin Qin, Jinyou Qiu. Performance of low GWP R1234yf/R134a mixture as a replacement for R134a in automotive air conditioning systems. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 116, p. 362–370, 2018.

Zhenying Zhang, Jiayu Wang, Xu Feng, Li Chang, Yanhua Chen, Xingguo Wang. The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 91, p. 443-463, 2018.

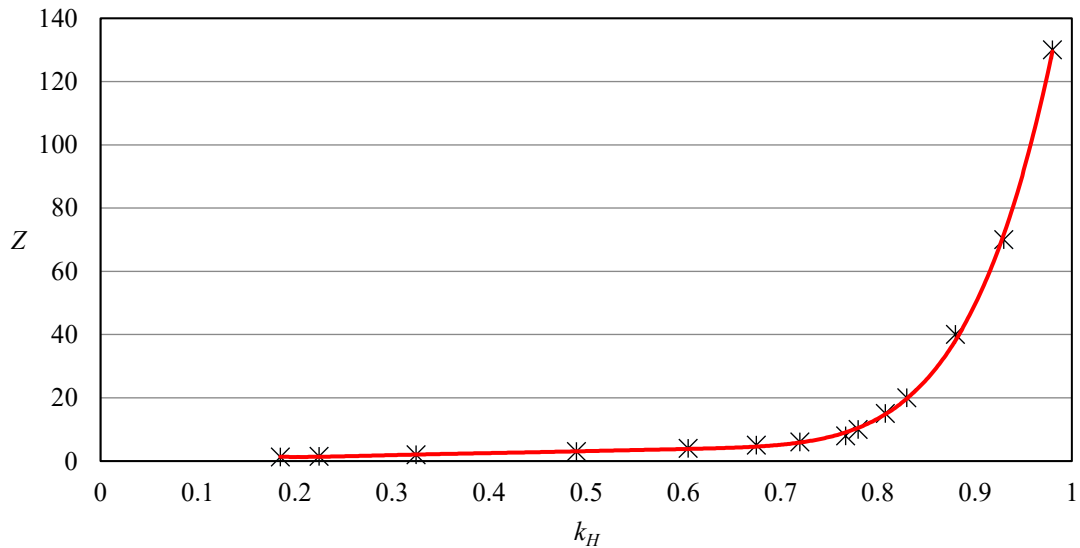
Zilio, C., Brownb, J. S., Schiochet, G., Cavallini A. The refrigerant R1234yf in air conditioning systems. *Energy*. Vol. 36, p. 6110-6120, 2011.

APÊNDICE A - Polinômio da correlação de Hughmark

A Figura A.1 mostra a evolução do parâmetro Z em função do fator k_H da correlação de Hughmark (Rice, 1987), que é usada para calcular a fração de vazio em escoamentos bifásicos. A Equação A.1 expressa o correspondente polinômio de regressão que permite determinar Z a partir de k_H . Essa regressão foi obtida com ajuda do *software* Excel e apresentou um coeficiente de determinação $R^2 = 0,9995$.

$$Z = 5999 k_H^6 - 15754 k_H^5 + 16854 k_H^4 - 9373 k_H^3 + 2848 k_H^2 - 440,6 k_H + 28,16 \quad (\text{A.1})$$

Figura A.1 – Polinômio para determinação dos parâmetros da correlação de Hughmark



APÊNDICE B - Programa EES para cálculo da carga térmica

```

"Carga térmica de um carro de passeio"
"Dados do carro e do ambiente"
S_p=0,7 "área do vidro do parabrisa em m²"
S_t=0,6 "área do vidro da traseira em m²"
S_j=4*0,5 "área do vidro da traseira em m²"
S_teto=1,4 "área do teto em m²"
S_ass=2,1 "área do assoalho em m²"
S_portas=1,98 "área das portas em m²"
S_frontal=0,5 "área frontal ao motor em m²"
S_exaustão=(10/100)*S_ass "área dos tubos de exaustão em m²"
A=1085 "radiação solar aparente em W/m²"
B=0,207 "coeficiente de extinção da atmosfera"
C=0,136 "fator de radiação difusa"
D=117 "radiação solar difusa em W/m²"
rho=20/100 "reflectividade do solo"
theta_z=40 "ângulo da radiação solar em relação ao zenite em graus"
beta_p=40 "ângulo do parabrisa com o chão em graus"
beta_t=40 "ângulo do vidro traseiro com o chão em graus"
beta_j=80 "ângulo da janela com o chão em graus"
tau=50/100 "transmissividade do vidro"
DELTAT_rad=5,5 "acrescimento de temperatura devido ao sol em C"
K_iso=0,2 "condutividade térmica do isolamento de portas, teto, assoalhos e fundo do porta malas em W/(m.C)"
K_vidro=1,05 "condutividade térmica do isolamento de portas, teto, assoalhos e fundo do porta malas em
W/(m.C)"
e_g=10/100 "espessura de portas, teto, assoalho e fundo do porta mala em m"
e_v=3/1000 "espessura dos vidros em m"
e_m=10/100 "espessura frontal ao motor em m"
T_ext=30 "temperatura do ar externo em C"
T_int=20 "temperatura do ar interno em C"
UR_ext=60/100 "umidade relativa do ar externo"
UR_int=50/100 "umidade relativa do ar externo"
N_pessoas=4 "número de passageiros"
W_pessoa=65 "massa padrão de um passageiro em kg"
H_pessoa=1,7 "altura padrão de um passageiro em m"
M_passageiro=55 "fluxo de calor metabólico de um passageiro em W/m²"
M_motorista=85 "fluxo de calor metabólico do motorista em W/m²"
N_motor=2000 "número de rotações do motor em rpm"
V_dot_vent=5/1000 "vazão de ventilação em (m³/s)/pessoa"
V_carro=60/3,6 "velocidade do carro em m/s"
L_cab=0,5 "altura média da cabine em m"
rho_ar=1,17 "massa específica do ar em kg/m³"
Cp_ar=1004 "calor específico do ar em J/(kg.C)"
DELTAT_cab=10 "diferença entre as temperaturas da parede interna e o ar da cabine em C"
"(1) Radiação direta"
E_dir=A*exp(-B/cos(theta_z)) "radiação em W/m²"
S_proj=S_p*cos(beta_p)+S_t*cos(beta_t)+S_j*cos(beta_j) "área da superfície projetada dos vidros em m²"
Q_dot_dir=(S_proj/4)*E_dir*tau "carga térmica da radiação direta em 25% dos vidros em W"
"(2) Radiação difusa"
E_dif_p=C*E_dir*(1+cos(beta_p))/2 "radiação difusa no parabrisa em W/m²"
Q_dot_dif_p=S_p*E_dif_p*tau "carga térmica de radiação difusa através do parabrisas em W"
E_dif_t=C*E_dir*(1+cos(beta_t))/2 "radiação difusa no vidro traseiro em W/m²"
Q_dot_dif_t=S_t*E_dif_t*tau "carga térmica de radiação difusa através do vidro traseiro em W"
E_dif_j=C*E_dir*(1+cos(beta_j))/2 "radiação difusa no vidro traseiro em W/m²"
Q_dot_dif_j=S_j*E_dif_j*tau "carga térmica de radiação difusa através do vidro das janelas em W"
Q_dot_dif=Q_dot_dif_p+Q_dot_dif_t+Q_dot_dif_j "carga térmica difusa através dos vidros em W"
"(3) Radiação refletida"
E_ref_p=E_dir*(1+C)*rho*(1+cos(beta_p))/2 "radiação refletida e incidente no parabrisa em W/m²"

```

$Q_{dot_ref_p} = S_p * E_{ref_p} * \tau$ "carga térmica de radiação refletida através do parabrisas em W"
 $E_{ref_t} = E_{dir} * (1+C) * \rho * (1 + \cos(\beta_t)) / 2$ "radiação refletida e incidente no vidro traseiro em W/m²"
 $Q_{dot_ref_t} = S_t * E_{ref_t} * \tau$ "carga térmica de radiação através do vidro traseiro em W"
 $E_{ref_j} = E_{dir} * (1+C) * \rho * (1 + \cos(\beta_j)) / 2$ "radiação refletida e incidente no vidro das janelas em W/m²"
 $Q_{dot_ref_j} = S_j * E_{ref_j} * \tau$ "carga térmica de radiação refletida através do vidro das janelas em W"
 $Q_{dot_ref} = Q_{dot_ref_p} + Q_{dot_ref_t} + Q_{dot_ref_j}$ "carga térmica refletida através dos vidros em W"
 $Q_{dot_rad} = Q_{dot_dir} + Q_{dot_dif} + Q_{dot_ref}$ "carga térmica total de radiação em W"
"(4) Condução"
 $h_e = 0,6 + 6,64 * V_{carro}^{0,5}$ "coeficiente de transferência de calor externo em W/(m².C)"
 $h_i = 1,42 * (\Delta T_{cab} / L_{cab})^{0,25}$ "coeficiente de transferência de calor por convecção interno em W/m².C"
 $U_g = 1 / (1/h_e + e_g/K_{iso} + 1/h_i)$ "coeficiente global nas portas, teto e assoalho em W/(m².C)"
 $U_v = 1 / (1/h_e + e_v/K_{vidro} + 1/h_i)$ "coeficiente global nos vidros em W/(m².C)"
 $Q_{dot_g} = U_g * (S_{portas} + S_{teto} + S_{ass}) * (T_{ext} - T_{int} + \Delta T_{rad})$ "carga térmica por condução nas portas, teto e assoalho em W"
 $Q_{dot_v} = U_v * (S_p + S_j + S_t) * (T_{ext} - T_{int})$ "carga térmica por condução nos vidros em W"
 $Q_{dot_cond} = Q_{dot_g} + Q_{dot_v}$ "carga térmica total por condução em W"
"(5) Motor"
 $T_{motor} = -2E-6 * N_{motor}^2 + 0,0355 * N_{motor} + 77,5$ "temperatura do ar no cofre do motor em C"
 $U_m = 1 / (1/h_i + e_m/K_{iso} + 1/h_i)$ "coeficiente global frontal ao motor em W/(m².C)"
 $Q_{dot_motor} = U_m * S_{frontal} * (T_{motor} - T_{int})$ "carga térmica do motor em W"
"(6) Exaustão"
 $T_{exaustão} = 0,138 * N_{motor} - 17$ "temperatura nos tubos de exaustão em C"
 $U_e = 1 / (e_g/K_{iso} + 1/h_i)$ "coeficiente global na exaustão em W/(m².C)"
 $Q_{dot_exaustão} = U_e * S_{exaustão} * (T_{exaustão} - T_{int})$ "carga térmica das exaustão em W"
"(7) Metabolismo"
 $S_{pessoa} = 0,202 * W_{pessoa}^{0,425} * H_{pessoa}^{0,725}$
 $Q_{dot_met} = (N_{pessoas} - 1) * M_{passageiro} + M_{motorista} * S_{pessoa}$ "carga térmica total de metabolismo em W"
 $Q_{dot_met_s} = 0,70 * Q_{dot_met}$ "carga térmica de calor sensível de metabolismo em W"
 $Q_{dot_met_l} = 0,30 * Q_{dot_met}$ "carga térmica de calor latente de metabolismo em W"
"(8) Ventilação"
 $UA_{ext} = \text{humrat}(AirH2O; T=T_{ext}; R=UR_{ext}; P=101,3)$ "umidade absoluta do ar externo em kg de vapor de água/kg de ar seco"
 $UA_{int} = \text{humrat}(AirH2O; T=T_{int}; R=UR_{int}; P=101,3)$ "umidade absoluta do ar interno em kg de vapor de água/kg de ar seco"
 $Q_{dot_vent_s} = (N_{pessoas} * V_{dot_vent}) * \rho_{ar} * C_{p_ar} * (T_{ext} - T_{int})$ "carga térmica de calor sensível de ventilação em W"
 $Q_{dot_vent_l} = (N_{pessoas} * V_{dot_vent}) * 1,17 * 2,4E+6 * (UA_{ext} - UA_{int})$ "carga térmica de calor latente de ventilação em W"
 $Q_{dot_vent} = Q_{dot_vent_s} + Q_{dot_vent_l}$ "carga térmica total de ventilação em W"
"Total"
 $Q_{dot_sen} = Q_{dot_dir} + Q_{dot_dif} + Q_{dot_cond} + Q_{dot_met_s} + Q_{dot_motor} + Q_{dot_exaustão} + Q_{dot_ref} + Q_{dot_vent_s}$ "carga térmica total de calor sensível em W"
 $Q_{dot_lat} = Q_{dot_met_l} + Q_{dot_vent_l}$ "carga térmica total de calor latente em W"
 $Q_{dot_total} = Q_{dot_sen} + Q_{dot_lat}$ "carga térmica total em W"

Variáveis do programa

A=1085	E_dir=828,1	M_motorista=85
B=0,207	e_g=0,1	M_passageiro=55
beta_j=80	e_m=0,1	N_motor=2000
beta_p=40	E_ref_j=110,4	N_pessoas=4
beta_t=40	E_ref_p=166,1	Q_dot_cond=186,5
C=0,136	E_ref_t=166,1	Q_dot_dif=130,7
Cp_ar=1004	e_v=0,003	Q_dot_dif_j=66,09
D=117	h_e=27,71	Q_dot_dif_p=34,81
DELTA_T_cab=10	h_i=3,003	Q_dot_dif_t=29,83
DELTA_T_rad=5,5	H_pessoa=1,7	Q_dot_dir=139
E_dif_j=66,09	K_iso=0,2	Q_dot_exaustão=60,25
E_dif_p=99,45	K_vidro=1,05	Q_dot_g=97,73
E_dif_t=99,45	L_cab=0,5	Q_dot_lat=476,4

Q_dot_met=437,4
Q_dot_met_l=131,2
Q_dot_met_s=306,2
Q_dot_motor=51,67
Q_dot_rad=488,2
Q_dot_ref=218,4
Q_dot_ref_j=110,4
Q_dot_ref_p=58,15
Q_dot_ref_t=49,84
Q_dot_sen=1257
Q_dot_total=1734
Q_dot_v=88,72
Q_dot_vent=509,7
Q_dot_vent_l=345,2
Q_dot_vent_s=164,5

rho=0,2
rho_ar=1,17
S_ass=2,1
S_exaustão=0,21
S_frontal=0,5
S_j=2
S_p=0,7
S_pessoa=1,75
S_portas=1,98
S_proj=1,343
S_t=0,6
S_teto=1,4
tau=0,5
theta_z=40
T_exaustão=259

T_ext=30
T_int=20
T_motor=140,5
UA_ext=0,01605
UA_int=0,007264
UR_ext=0,6
UR_int=0,5
U_e=1,2
U_g=1,151
U_m=0,8576
U_v=2,688
V_carro=16,67
V_dot_vent=0,0035
W_pessoa=65

APÊNDICE C - Modelo do condensador R134a/ar

"Modelo do condensador a ar"

"Passo 1 - Definição do refrigerante"

R\$='R134a'

"Passo 2 - Variáveis de entrada do modelo"

g=9,78 "aceleração da gravidade local em m/s²"

T_amb=30 "temperatura ambiente em C"

P_atm=91 "pressão atmosférica em kPa"

T_hab=20 "temperatura do habitáculo do carro em C"

DELTA T_sa=7 "grau de superaquecimento do refrigerante em C"

"Passo 3 - Rendimentos e vazão volumétrica do compressor"

eta_s=0,80 "rendimento isoentrópico do compressor"

V_dot_comp=0,0010 "deslocamento volumétrico do compressor em m³/s"

"Passo 4 - Temperatura, pressão e velocidade do ar, geometria do condensador e eficiência das aletas"

T_ar1=T_amb "temperatura do ar na entrada do condensador em C"

P_ar1=P_atm*1,1 "pressão do ar na entrada do condensador e imposta pelo ventilador em kPa"

V_ar1=15 "velocidade da corrente livre do ar na entrada do condensador imposta pelo ventilador em m/s"

b=305/1000 "base do condensador em m"

h=190/1000 "altura do condensador em m"

p=20/1000 "profundidade do condensador em m"

N_t=6 "número de tubos"

d_ext=7,5/1000 "diâmetro externo dos tubos do condensador em m"

e_t=1,5/1000 "espessura da parede dos tubos em m"

e_a=0,5/1000 "espessura das aletas em m"

N_a=330 "número de aletas por metro de tubo"

eta_a=0,90 "eficiência global da superfície aletada"

"Passo 5 - Inicialização da temperatura de condensação do refrigerante"

T_cond=52,7 "temperatura de condensação do refrigerante em C"

rho_al=**density**(Aluminum; T=T_cond) "massa específica do alumínio em kg/m³"

"Passo 6 - Cálculos preliminares"

L_t=N_t*b "comprimento total do condensador em m"

d_int=d_ext-2*e_t "diâmetro interno de cada tubo em m"

A_int=pi*d_int^2/4 "área interna de passagem em cada tubo em m²"

A_frontal=b*h "área frontal de entrada do ar no condensador em m²"

A_livre=A_frontal-(b*d_ext*N_t+1,5*d_ext*e_a*N_a*b) "área livre entre tubos e aletas em m²"

S_int=pi*d_int*1 "superfície interna em m²/m de tubo"

S_ext=pi*d_ext*(1-N_a*e_a)+2*1,57*(h-N_t*d_ext)*p*N_a*1*eta_a+2*1,57*N_t*(p-d_ext)*N_a*1*eta_a "superfície externa em m²/m de tubo"

r_sup=S_ext/S_int "razão entre as superfícies externa e interna"

tau=A_frontal/A_livre "razão entre as áreas frontal e livre"

V_ar_max=tau*V_ar1 "velocidade máxima do ar entre os tubos em m/s"

T_filme_ar=T_ar1 "temperatura de filme do ar em C"

rho_ar=**density**(Air; T=T_filme_ar; P=P_ar1) "massa específica do ar em kg/m³"

mu_ar=**viscosity**(Air; T=T_filme_ar) "viscosidade do ar em kg/(s.m)"

Cp_ar=**cp**(Air; T=T_filme_ar) "calor específico a pressão constante do ar em kJ/(kg.K)"

Pr_ar=**prandtl**(Air; T=T_filme_ar) "número de Prandtl do ar"

K_ar=**conductivity**(Air; T=T_filme_ar) "condutividade térmica do ar em W/(m.K)"

m_dot_ar=rho_ar*V_ar1*(A_frontal/N_t) "vazão de ar em kg/s"

Re_ar=rho_ar*V_ar_max*d_ext/mu_ar "número de Reynolds do ar"

h_ar=0,683*Re_ar^0,466*Pr_ar^(1/3)*K_ar/d_ext "coeficiente de transferência de calor do ar em W/(m².C)"

h_v=**enthalpy**(R\$; T=T_cond; x=1) "entalpia do refrigerante vapor saturado em kJ/kg"

h_l=**enthalpy**(R\$; T=T_cond; x=0) "entalpia do refrigerante líquido saturado em kJ/kg"

h_lv=h_v-h_l "calor latente do refrigerante em kJ/kg"

rho_v=**density**(R\$; T=T_cond; x=1) "massa específica do refrigerante vapor saturado em kg/m³"

Cp_l=**cp**(R\$; T=T_cond; x=0) "calor específico a pressão constante do refrigerante líquido saturado em kJ/(kg.K)"

$\rho_{l}=\text{density}(R\$; T=T_{\text{cond}};x=0)$ "massa específica do refrigerante líquido saturado em kg/m^3 "
 $K_{l}=\text{conductivity}(R\$;T=T_{\text{cond}};x=0)$ "condutividade térmica do refrigerante líquido saturado em W/(m.K) "
 $\mu_{l}=\text{viscosity}(R\$;T=T_{\text{cond}};x=0)$ "viscosidade dinâmica do refrigerante líquido saturado em kg/(m.s) "
 $\mu_{v}=\text{viscosity}(R\$;T=T_{\text{cond}};x=1)$ "viscosidade dinâmica do refrigerante vapor saturado em kg/(m.s) "
 $Pr_{l}=\text{prandtl}(R\$;T=T_{\text{cond}};x=0)$ "número de Prandtl do refrigerante líquido saturado"
 $P_{\text{cond}}=\text{p_sat}(R\$;T=T_{\text{cond}})$ "pressão de condensação do refrigerante em kPa"
 $P_{\text{crit}}=\text{p_crit}(R\$)$ "pressão crítica do refrigerante em kPa"
 $P_{\text{red}}=P_{\text{cond}}/P_{\text{crit}}$ "pressão reduzida do refrigerante"
 "Passo 7 - Modelo do compressor"
 $T_{\text{evap}}=T_{\text{hab}}-20$ "temperatura de evaporação do refrigerante em C"
 $P_{\text{evap}}=\text{p_sat}(R\$;T=T_{\text{evap}})$ "pressão de evaporação do refrigerante em kPa"
 $T_{\text{asp}}=T_{\text{evap}}+\text{DELTA}T_{\text{sa}}$ "temperatura do refrigerante na aspiração do compressor em C"
 $\rho_{\text{asp}}=\text{density}(R\$;P=P_{\text{evap}};T=T_{\text{asp}})$ "massa específica do refrigerante na aspiração do compressor em kg/m^3 "
 $C_p=\text{cp}(R\$;T=T_{\text{evap}};x=1)$ "calor específico a pressão constante do vapor em kJ/(kg.K) "
 $C_v=\text{cv}(R\$;T=T_{\text{evap}};x=1)$ "calor específico a volume constante do vapor em kJ/(kg.K) "
 $\eta_v=1,05-0,05*(P_{\text{cond}}/P_{\text{evap}})^{(C_v/C_p)}$ "rendimento volumétrico do compressor"
 $m_{\text{dot_comp}}=V_{\text{dot_comp}}*\rho_{\text{asp}}*\eta_v$ "vazão mássica do refrigerante imposta pelo compressor em kg/s "
 $G_{\text{ref}}=m_{\text{dot_comp}}/A_{\text{int}}$ "velocidade mássica do refrigerante em $\text{kg/(s.m}^2\text{)}$ "
 $h_{\text{asp}}=\text{enthalpy}(R\$;P=P_{\text{evap}};T=T_{\text{asp}})$ "entalpia do refrigerante na aspiração do compressor em kJ/kg "
 $s_{\text{asp}}=\text{entropy}(R\$;P=P_{\text{evap}};T=T_{\text{asp}})$ "entropia do refrigerante na aspiração do compressor em kJ/(kg.K) "
 $h_{\text{des_s}}=\text{enthalpy}(R\$;P=P_{\text{cond}};s=s_{\text{asp}})$ "entalpia do refrigerante na descarga do compressor adiabático reversível em kJ/kg "
 $\eta_s=(h_{\text{des_s}}-h_{\text{asp}})/(h_{\text{des}}-h_{\text{asp}})$ "cálculo da entalpia do refrigerante na descarga do compressor adiabático irreversível em kJ/kg "
 $T_{\text{des}}=\text{temperature}(R\$;P=P_{\text{cond}};h=h_{\text{des}})$ "temperatura do refrigerante na descarga do compressor adiabático irreversível em C"
 $W_{\text{dot_comp}}=m_{\text{dot_comp}}*(h_{\text{des}}-h_{\text{asp}})$ "potência do compressor em kW"
 "Passo 8 - Modelo do condensador na zona de desuperaquecimento do refrigerante (variáveis de saída: $L_{\text{ds}}, T_{\text{ar2_ds}}, T_{\text{p_ds}}$)"
 "Lado do ar"
 $Q_{\text{dot_ds}}*(b/L_{\text{ds}})=m_{\text{dot_ar}}*C_p_{\text{ar}}*(T_{\text{ar2_ds}}-T_{\text{ar1}})$ "1a equação do sistema com as incógnitas L_{ds} e T_{ar2} "
 $T_{\text{ar_ds}}=(T_{\text{ar1}}+T_{\text{ar2_ds}})/2$ "temperatura média do ar em C"
 $Q_{\text{dot_ds}}=(h_{\text{ar}}*S_{\text{ext}}*L_{\text{ds}}*(T_{\text{p_ds}}-T_{\text{ar_ds}}))/1000$ "2a equação do sistema com as incógnitas L_{ds} e $T_{\text{p_ds}}$ "
 "Lado do refrigerante"
 $Q_{\text{dot_ds}}=m_{\text{dot_comp}}*(h_{\text{des}}-h_v)$ "taxa de transferência de calor em kW"
 $T_{\text{ref_ds}}=(T_{\text{des}}+T_{\text{cond}})/2$ "temperatura média do refrigerante em C"
 $\mu_{\text{ref_ds}}=\text{viscosity}(R\$;T=T_{\text{ref_ds}};x=1)$ "viscosidade dinâmica do refrigerante em kg/(m.s) "
 $Pr_{\text{ref_ds}}=\text{prandtl}(R\$;T=T_{\text{ref_ds}};x=1)$ "número de Prandtl do refrigerante"
 $K_{\text{ref_ds}}=\text{conductivity}(R\$;T=T_{\text{ref_ds}};x=1)$ "condutividade térmica do refrigerante em W/(m.K) "
 $Re_{\text{ref_ds}}=G_{\text{ref}}*d_{\text{int}}/\mu_{\text{ref_ds}}$ "número de Reynolds do refrigerante"
 $h_{\text{ref_ds}}=0,023*Re_{\text{ref_ds}}^{0,8}*Pr_{\text{ref_ds}}^{0,3}*K_{\text{ref_ds}}/d_{\text{int}}$ "coeficiente de transferência de calor do refrigerante em $\text{W/(m}^2\text{.C)}$ - correlação de Dittus_Boelter"
 $f_{\text{ds}}=0,316/Re_{\text{ref_ds}}^{0,25}$ "fator de atrito"
 $h_{\text{ref_ds}}=((f_{\text{ds}}/8)*(Re_{\text{ref_ds}}-1000)*Pr_{\text{ref_ds}})/(1+1,27*(f_{\text{ds}}/8)^{0,5}*(Pr_{\text{ref_ds}}^{(2/3)}-1))*K_{\text{ref_ds}}/d_{\text{int}}$ "coeficiente de transferência de calor do refrigerante em $\text{W/(m}^2\text{.C)}$ - correlação de Gnielinsk"
 $Q_{\text{dot_ds}}=(h_{\text{ref_ds}}*S_{\text{int}}*L_{\text{ds}}*(T_{\text{ref_ds}}-T_{\text{p_ds}}))/1000$ "3a equação do sistema com as incógnitas L_{ds} e $T_{\text{p_ds}}$ "
 $\rho_{\text{ref_ds}}=\text{density}(R134a;P=P_{\text{cond}};T=T_{\text{ref_ds}})$ "massa específica média do refrigerante na zona de desuperaquecimento em kg/m^3 "
 $m_{\text{ref_ds}}=\rho_{\text{ref_ds}}*(\pi*d_{\text{int}}^2/4)*L_{\text{ds}}$ "massa do refrigerante na zona de desuperaquecimento em kg"
 "Passo 9 - Modelo do condensador na zona de condensação do refrigerante (variáveis de saída: $L_{\text{cond}}, T_{\text{ar2_cond}}$ e $T_{\text{p_cond}}$)"

"Lado do ar"

$Q_{\text{dot_cond}} \cdot (b/L_{\text{cond}}) = m_{\text{dot_ar}} \cdot C_{p_ar} \cdot (T_{\text{ar2_cond}} - T_{\text{ar1}})$ "1a equação do sistema com as incógnitas L_{cond} e $T_{\text{ar2_cond}}$ "

$T_{\text{ar_cond}} = (T_{\text{ar1}} + T_{\text{ar2_cond}}) / 2$ "temperatura média do ar em C"

$Q_{\text{dot_cond}} = (h_{\text{ar}} \cdot S_{\text{ext}} \cdot L_{\text{cond}} \cdot (T_{\text{p_cond}} - T_{\text{ar_cond}})) / 1000$ "2a equação do sistema com as incógnitas L_{cond} e $T_{\text{p_cond}}$ "

"Lado do refrigerante"

$Q_{\text{dot_cond}} = m_{\text{dot_comp}} \cdot h_{\text{lv}}$ "taxa de transferência de calor em kW"

$h_{\text{lo}} = 0,023 \cdot (G_{\text{ref}} \cdot d_{\text{int}} / \mu_1)^{0,8} \cdot Pr_1^{0,3} \cdot K_1 / d_{\text{int}}$ "coeficiente de transferência de calor para escoamento todo de líquido em $W/(m^2.C)$ "

$N = 100$ "número de divisões da zona de condensação com passo constante do título"

$\Delta T_{\text{AV_cond}} = (\pi \cdot d_{\text{int}}^2 / 4) \cdot L_{\text{cond}} / N$ "volume de um elemento da zona de condensação em m^3 "

Duplicate $i = 2; N - 1$

$x[i] = 1 - (1/N) \cdot i$ "variação do título do início ao final da zona de condensação"

$h_{\text{cond}[i]} = h_{\text{lo}} \cdot ((1 - x[i])^{0,8} + ((3,8 \cdot x[i]^{0,76} \cdot (1 - x[i])^{0,04}) / P_{\text{red}}^{0,38}))$ "variação do coeficiente de transferência de calor local em $W/(m^2.C)$ "

$\alpha_{\text{hom}[i]} = 1 / ((1 + (\rho_v / \rho_l) \cdot (1 - x[i]) / x[i]))$ "fração de vazio em cada posição da zona de condensação dada pelo modelo homogêneo"

$Z[i] = ((d_{\text{int}} \cdot G_{\text{ref}}) / (\mu_1 + \alpha_{\text{Hug}[i]} \cdot (\mu_v - \mu_l)))^{1/6} \cdot ((1 / (g \cdot d_{\text{int}})) \cdot ((G_{\text{ref}} \cdot x[i]) / (\rho_v \cdot \alpha_{\text{Hug}[i]} \cdot (1 - \alpha_{\text{Hug}[i]))^2))^{1/8}$ "parâmetro Z da correlação de Hughmark"

$Z[i] = 5999 \cdot K_{\text{H}[i]}^6 - 15754 \cdot K_{\text{H}[i]}^5 + 16854 \cdot K_{\text{H}[i]}^4 - 9373 \cdot K_{\text{H}[i]}^3 + 2848 \cdot K_{\text{H}[i]}^2 - 440,6 \cdot K_{\text{H}[i]} + 28,16$ "polinômio de regressão para calcular o fator K_{H} da correlação de Hughmark"

$\alpha_{\text{Hug}[i]} = \alpha_{\text{hom}[i]} \cdot K_{\text{H}[i]}$ "fração de vazio em cada posição da zona de condensação dada pela correlação de Hughmark"

$\rho[i] = \rho_l \cdot (1 - \alpha_{\text{Hug}[i]}) + \rho_v \cdot \alpha_{\text{Hug}[i]}$ "massa específica do refrigerante bifásico em cada posição da zona de condensação em kg/m^3 "

$m[i] = \rho[i] \cdot \Delta T_{\text{AV_cond}}$ "massa de refrigerante bifásico em cada posição da zona de condensação em kg "

End

$x[1] = 1$ "título no primeiro elemento da zona de condensação"

$h_{\text{cond}[1]} = h_{\text{lo}} \cdot ((1 - x[1])^{0,8} + ((3,8 \cdot x[1]^{0,76} \cdot (1 - x[1])^{0,04}) / P_{\text{red}}^{0,38}))$ "coeficiente de transferência de calor no primeiro elemento da zona de condensação em $W/(m^2.C)$ "

$\alpha_{\text{Hug}[1]} = 1$ "fração de vazio no primeiro elemento da zona de condensação"

$\rho[1] = \rho_v$ "massa específica do refrigerante bifásico no primeiro elemento da zona de condensação em kg/m^3 "

$m[1] = \rho[1] \cdot \Delta T_{\text{AV_cond}}$ "massa de refrigerante bifásico no primeiro elemento da zona de condensação em kg "

$x[N] = 0$ "título no elemento final da zona de condensação"

$h_{\text{cond}[N]} = h_{\text{lo}}$ "coeficiente de transferência de calor no elemento final da zona de condensação em $W/(m^2.C)$ "

$\alpha_{\text{Hug}[N]} = 0$ "fração de vazio no elemento final da zona de condensação"

$\rho[N] = \rho_l$ "massa específica do refrigerante bifásico no elemento final da zona de condensação em kg/m^3 "

$m[N] = \rho[N] \cdot \Delta T_{\text{AV_cond}}$ "massa de refrigerante bifásico no elemento final da zona de condensação em kg "

$h_{\text{cond_m}} = \text{sum}(h_{\text{cond}[i]}; i = 1; N) / N$ "coeficiente de transferência de calor médio em $W/(m^2.C)$ "

$m_{\text{ref_cond}} = \text{sum}(m[i]; i = 1; N)$ "massa de refrigerante na zona de condensação em kg "

$x_m = 0,30$ "título médio como alternativa para calcular a massa de refrigerante na zona de condensação"

$\alpha_h = 1 / (1 + (\rho_v / \rho_l) \cdot (1 - x_m) / x_m)$ "fração de vazio calculada com o título médio e modelo homogêneo"

$Z_e = ((d_{\text{int}} \cdot G_{\text{ref}}) / (\mu_1 + \alpha_h \cdot (\mu_v - \mu_l)))^{1/6} \cdot ((1 / (g \cdot d_{\text{int}})) \cdot ((G_{\text{ref}} \cdot x_m) / (\rho_v \cdot \alpha_h \cdot (1 - \alpha_h)))^{1/8}$ "parâmetro Z da correlação de Hughmark calculado com o título médio"

$Z_e = 5999 \cdot K^6 - 15754 \cdot K^5 + 16854 \cdot K^4 - 9373 \cdot K^3 + 2848 \cdot K^2 - 440,6 \cdot K + 28,16$ "polinômio de regressão para calcular o fator da correlação de Hughmark"

$\alpha = \alpha_h \cdot K$ "fração de vazio calculada com o título médio e a correlação de Hughmark"

$m_{\text{ref_cond_m}} = (\rho_l \cdot (1 - \alpha) + \rho_v \cdot \alpha) \cdot \Delta T_{\text{AV_cond}} \cdot N$ "massa de refrigerante na zona de condensação em kg calculada com o título médio"

$Q_{\text{dot_cond}} = (h_{\text{cond_m}} \cdot S_{\text{int}} \cdot L_{\text{cond}} \cdot (T_{\text{cond}} - T_{\text{p_cond}})) / 1000$ "3a equação do sistema com as incógnitas L_{cond} e $T_{\text{p_cond}}$ "

"Passo 10 - Modelo do condensador na zona de subresfriamento do refrigerante (saídas: Q_dot_sr, T_vet, T_ar2_sr e T_p_sr)"
 "Lado do ar"
 $L_{sr} = L_t - (L_{ds} + L_{cond})$ "comprimento da zona de subresfriamento em m"
 $Q_{dot_sr} \cdot (b/L_{sr}) = m_{dot_ar} \cdot C_p \cdot (T_{ar2_sr} - T_{ar1})$ "1a equação do sistema com as incógnitas Q_dot_sr e T_ar2_sr"
 $T_{ar_sr} = (T_{ar1} + T_{ar2_sr})/2$ "temperatura média do ar em C"
 $Q_{dot_sr} = (h_{ar} \cdot S_{ext} \cdot L_{sr} \cdot (T_{p_sr} - T_{ar_sr})/1000)$ "2a equação do sistema com as incógnitas Q_dot_sr e T_p_sr"
 "Lado do refrigerante"
 $Q_{dot_sr} = m_{dot_comp} \cdot (h_1 - h_{vet})$ "3a equação do sistema com as incógnitas Q_sr e T_vet"
 $T_{vet} = \text{temperature}(R\$; h = h_{vet}; x = 0)$ "cálculo de T_vet em função da entalpia h_vet na saída do condensador/entrada da VET"
 $T_{ref_sr} = (T_{cond} + T_{vet})/2$ "temperatura média do refrigerante em C"
 $\mu_{ref_sr} = \text{viscosity}(R\$; T = T_{ref_sr}; x = 0)$ "viscosidade dinâmica do refrigerante em kg/(m.s)"
 $Pr_{ref_sr} = \text{prandtl}(R\$; T = T_{ref_sr}; x = 0)$ "número de Prandtl do refrigerante"
 $K_{ref_sr} = \text{conductivity}(R\$; T = T_{ref_sr}; x = 0)$ "condutividade térmica do refrigerante em W/(m.K)"
 $Re_{ref_sr} = G_{ref} \cdot d_{int} / \mu_{ref_sr}$ "número de Reynolds do refrigerante"
 $h_{ref_sr} = 0,023 \cdot Re_{ref_sr}^{0,8} \cdot Pr_{ref_sr}^{0,3} \cdot K_{ref_sr} / d_{int}$ "coeficiente de transferência de calor do refrigerante em W/(m².C) - correlação de Dittus_Boelter"
 $f_{sr} = 0,316 / Re_{ref_sr}^{0,25}$ "fator de atrito"
 $h_{ref_sr} = (((f_{sr}/8) \cdot (Re_{ref_sr} - 1000) \cdot Pr_{ref_sr}) / (1 + 1,27 \cdot (f_{sr}/8)^{0,5} \cdot (Pr_{ref_sr}^{2/3} - 1))) \cdot K_{ref_sr} / d_{int}$ "coeficiente de transferência de calor do refrigerante em W/(m².C) - correlação de Gnielinsk"
 $Q_{dot_sr} = (h_{ref_sr} \cdot S_{int} \cdot L_{sr} \cdot (T_{ref_sr} - T_{p_sr})) / 1000$ "4a equação do sistema com as incógnitas L_ds e T_p_ds"
 $\rho_{ref_sr} = \text{density}(R134a; P = P_{cond}; T = T_{ref_sr})$ "massa específica média do refrigerante na zona de subresfriamento em kg/m³"
 $m_{ref_sr} = \rho_{ref_sr} \cdot (\pi \cdot d_{int}^2 / 4) \cdot L_{sr}$ "massa do refrigerante na zona de subresfriamento em kg"
 "Passo 11 - Modelo da VET (válvula de expansão termostática)"
 $\rho_{vet} = \text{density}(R\$; T = T_{vet}; x = 0)$ "massa específica do refrigerante na entrada da VET em kg/m³"
 $C_d = 3,2e-7 + 1,0e-14 \cdot P_{cond} \cdot 1000 + 1,0e-14 \cdot P_{evap} \cdot 1000 + 1,0e-14 \cdot \Delta T_{sa}$ "coeficiente de descarga da VET em m²"
 $m_{dot_vet} = C_d \cdot ((P_{cond} - P_{evap}) \cdot 1000 \cdot \rho_{vet})^{0,5}$ "vazão mássica do refrigerante na válvula de expansão termostática em kg/s"
 "Passo 12 - Desempenho do climatizador"
 $Q_{dot_cond_t} = m_{dot_comp} \cdot (h_{des} - h_{vet})$ "taxa de transferência de calor no condensador em kW"
 $Q_{dot_evap} = m_{dot_comp} \cdot (h_{asp} - h_{vet})$ "taxa de transferência de calor no evaporador em kW"
 $COP = Q_{dot_evap} / W_{dot_comp}$ "coeficiente de performance do sistema"
 "Passo 13 - Peso do condensador"
 $m_{tubos} = \rho_{al} \cdot (\pi \cdot (d_{ext}^2 - d_{int}^2) / 4) \cdot N_t \cdot b$ "massa dos tubos em kg"
 $m_{aletas} = \rho_{al} \cdot ((h/N_t) \cdot \pi \cdot d_{ext}^2 / 4) \cdot e_a \cdot N_t \cdot b \cdot N_a$ "massa das aletas em kg"
 $m_{ref} = m_{ref_ds} + m_{ref_cond} + m_{ref_sr}$ "massa total do refrigerante em kg"
 $m_{cond} = m_{tubos} + m_{aletas} + m_{ref}$ "massa total do condensador em kg"
 "Passo 14 - Outras grandezas do ciclo"
 $\Delta h_{evap} = h_{asp} - h_{vet}$ "variação de entalpia no evaporador em kJ/kg"
 $\Delta h_{comp} = h_{des} - h_{asp}$ "variação de entalpia no compressor em kJ/kg"
 $x_1 = \text{quality}(R\$; T = T_{evap}; h = h_{vet})$ "título na entrada do evaporador"
 $\Delta h_{cond} = h_{des} - h_{vet}$ "variação de entalpia no condensador em kJ/kg"
 $r_p = P_{cond} / P_{evap}$ "razão de pressão"
 $\Delta T_{sr} = T_{cond} - T_{vet}$
 "Passo 15 - Convergência de T_cond: enquanto as vazões na VET e no compressor não forem iguais, o valor da temperatura de condensação deverá ser corrigido"

Variáveis do programa

alpha=0,7273	b=0,305	Cv=0,7609
alpha_h=0,8672	COP=3,403	C_d=3,370E-07
A_frontal=0,05795	Cp=0,8973	DELTAh_comp=42,49
A_int=0,0000159	Cp_ar=1,005	DELTAh_cond=187,1
A_livre=0,04366	Cp_l=1,588	DELTAh_evap=144,6

DELTAT_sa=7	mu_v=0,0000134	rho_l=1090
DELTAT_sr=10,14	m_aletas=0,4792	rho_ref_ds=66,18
DELTAV_cond=1,653E-07	m_cond=0,6328	rho_ref_sr=1115
d_ext=0,0075	m_dot_ar=0,1667	rho_v=71,47
d_int=0,0045	m_dot_comp=0,01199	rho_vet=1136
eta_a=0,9	m_dot_vet=0,01201	r_p=4,814
eta_s=0,8	m_ref=0,01419	r_sup=5140
eta_v=0,8605	m_ref_cond=0,005406	s_asp=0,954
e_a=0,0005	m_ref_cond_m=0,005771	S_ext=72,67
e_t=0,0015	m_ref_ds=0,0003302	S_int=0,01414
g=9,78	m_ref_sr=0,008458	tau=1,327
G_ref=754,2	m_tubos=0,1394	T_amb=30
h=0,19	N=100	T_ar1=30
h_ar=148,9	N_a=330	T_ar2_cond=33,12
h_asp=256,7	N_t=6	T_ar2_ds=31,6
h_cond_m=5779	p=0,02	T_ar2_sr=30,71
h_des=299,2	Pr_ar=0,7269	T_ar_cond=31,56
h_des_s=290,7	Pr_l=3,15	T_ar_ds=30,8
h_l=127,7	Pr_ref_ds=1,078	T_ar_sr=30,36
h_lo=1630	Pr_ref_sr=3,156	T_asp=7
h_lv=148,5	P_ar1=100,1	T_cond=52,7
h_ref_ds=1973	P_atm=91	T_des=72
h_ref_sr=1609	P_cond=1410	T_evap=0
h_v=276,2	P_crit=4059	T_filme_ar=30
h_vet=112,1	P_evap=293	T_hab=20
K=0,8386	P_red=0,3475	T_p_cond=31,72
K_ar=0,02588	Q_dot_cond=1,782	T_p_ds=30,88
K_l=0,06889	Q_dot_cond_t=2,244	T_p_sr=30,39
K_ref_ds=0,01868	Q_dot_ds=0,2754	T_ref_ds=62,35
K_ref_sr=0,07167	Q_dot_evap=1,734	T_ref_sr=47,63
L_cond=1,039	Q_dot_sr=0,187	T_vet=42,56
L_ds=0,3137	R\$='R134a'	V_ar1=15
L_sr=0,477	Re_ar=9176	V_ar_max=19,91
L_t=1,83	Re_ref_ds=240948	V_dot_comp=0,001
mu_ar=0,00001872	Re_ref_sr=23227	W_dot_comp=0,5096
mu_l=0,0001366	rho_al=2694	x_l=0,3034
mu_ref_ds=0,00001409	rho_ar=1,15	x_m=0,3
mu_ref_sr=0,0001461	rho_asp=13,94	Ze=21,83

APÊNDICE D - Modelo do condensador R1234yf/água

"Modelo do condensador a água"

"Dados"

R\$='R1234yf'

g=9,78 "aceleração da gravidade local em m/s²"

T_evap=0 "temperatura de evaporação em C"

DELTAAT_sa=7 "grau de superaquecimento do refrigerante em C"

T_cond=46 "temperatura de condensação em C"

DELTAAT_sr=5 "grau de superaquecimento do refrigerante em C"

Q_dot_evap=1,734 "carga térmica em kW"

eta_s=0,80 "rendimento isoentrópico do compressor"

d_int_i=4/1000 "diâmetro interno do tubo interno em m"

d_int_e=6/1000 "diâmetro externo do tubo interno em m"

d_ext_e=12/1000 "diâmetro interno do tubo externo em m"

d_ext_i=10/1000 "diâmetro interno do tubo externo em m"

A_int_i=pi*d_int_i^2/4 "área de passagem do tubo interno em m²"

V_dot_a=5,0e-3/60 "vazão volumétrica de água em m³/s"

T_a_ent=32,65 "temperatura de entrada da água em C"

mu_v=viscosity(R\$;T=T_cond;x=1) "viscosidade dinâmica do refrigerante vapor saturado em kg/(m.s)"

mu_l=viscosity(R\$;T=T_cond;x=0) "viscosidade dinâmica do refrigerante líquido saturado em kg/(m.s)"

"Cálculos preliminares"

h_v=enthalpy(R\$;T=T_cond;x=1) "entalpia do refrigerante vapor saturado na temperatura de condensação em kJ/kg"

h_l=enthalpy(R\$;T=T_cond;x=0) "entalpia do refrigerante líquido saturado na temperatura de condensação em kJ/kg"

h_lv=h_v-h_l "calor latente do refrigerante na temperatura de condensação em kJ/kg"

P_evap=p_sat(R\$;T=T_evap) "pressão de evaporação do refrigerante em kPa"

P_cond=p_sat(R\$;T=T_cond) "pressão de condensação do refrigerante em kPa"

T_asp=T_evap+DELTAAT_sa "temperatura do refrigerante na aspiração do compressor em C"

rho_asp=density(R\$;P=P_evap;T=T_asp) "massa específica do refrigerante na aspiração do compressor em kg/m³"

h_asp=enthalpy(R\$;P=P_evap;T=T_asp) "entalpia do refrigerante na aspiração do compressor em kJ/kg"

s_asp=entropy(R\$;P=P_evap;T=T_asp) "entropia do refrigerante na aspiração do compressor em kJ/(kg.K)"

h_des_s=enthalpy(R\$;P=P_cond;s=s_asp) "entalpia do refrigerante na descarga do compressor adiabático reversível em kJ/kg"

eta_s=(h_des_s-h_asp)/(h_des-h_asp) "cálculo da entalpia do refrigerante na descarga do compressor adiabático irreversível em kJ/kg"

T_des=temperature(R\$;P=P_cond;h=h_des) "temperatura do refrigerante na descarga do compressor adiabático irreversível em C"

W_dot_comp=m_dot_comp*(h_des-h_asp) "potência do compressor em kW"

T_vet=T_cond-DELTAAT_sr "temperatura na entrada da VET em C"

h_vet=enthalpy(R\$;T=T_vet;x=0) "entalpia na entrada da VET em kJ/kg"

Q_dot_evap=m_dot_comp*(h_asp-h_vet) "cálculo da vazão mássica do refrigerante em kg/s"

eta_v=1,06-0,06*(P_cond/P_evap)^0,85 "rendimento volumétrico do compressor"

m_dot_comp=V_dot_comp*rho_asp*eta_v "cálculo do deslocamento volumétrico do compressor em m³/s"

d_hid=d_ext_i-d_int_e "diâmetro hidráulico do espaço anular em m"

A_ext=pi*(d_ext_i^2-d_int_e^2)/4 "área de passagem da água no espaço anular em m²"

rho_a=density(Water;T=T_a_ent;x=0) "massa específica da água em kg/m³"

m_dot_a=V_dot_a*rho_a "vazão mássica de água em kg/s"

G_a=m_dot_a/A_ext "velocidade mássica da água em kg/(m².s)"

Cp_a=cp(Water;T=T_a_ent;x=0) "calor específico a pressão constante da água em kJ/(kg.C)"

mu_a=viscosity(Water;T=T_a_ent;x=0) "viscosidade dinâmica da água em kg/(m.s)"

Pr_a=prandtl(Water;T=T_a_ent;x=0) "número de Prandtl da água"

K_a=conductivity(Water;T=T_a_ent;x=0) "condutividade térmica da água em W/(m.K)"

Re_a=G_a*d_hid/mu_a "número de Reynolds da água"

$h_a=0,023*Re_a^{0,8}*Pr_a^{0,4}*K_a/d_{hid}$ "coeficiente de transferência de calor da água em $W/(m^2.C)$ "
 $A_{int}=\pi*d_{int}^2/4$ "área de passagem do refrigerante no tubo interno em m^2 "
 $G_{ref}=m_{dot_comp}/A_{int}$ "velocidade mássica do refrigerante em $kg/(m^2.s)$ "
 $\rho_{pvc}=900$ "massa específica do pvc flexível em kg/m^3 "
 $\rho_{cu}=\text{density}(\text{Copper}; T=T_{p_cond})$ "massa específica do cobre em kg/m^3 "
 $m_a=A_{ext}*(L_{ds}+L_{cond}+L_{sr})*\rho_a*1000$ "massa da água em gramas"
 $m_{cu}=(\pi*(d_{int_e}^2-d_{int_i}^2)/4)*(L_{ds}+L_{cond}+L_{sr})*\rho_{cu}*1000$
 $m_{env}=(\pi*(d_{ext_e}^2-d_{ext_i}^2)/4)*(L_{ds}+L_{cond}+L_{sr})*\rho_{pvc}*1000$
 $Q_{dot_cond_t}=m_{dot_comp}*(h_{des}-h_{vet})$ "taxa de rejeito de calor no condensador em kW"
 $COP=Q_{dot_evap}/W_{dot_comp}$ "coeficiente de performance do climatizador"
 "Dimensionamento do condensador na zona de desuperaquecimento"
 "Lado do refrigerante"
 $Q_{dot_ds}=m_{dot_comp}*(h_{des}-h_v)$ "taxa de transferência de calor na referida zona em kW"
 $T_{ref_ds}=(T_{des}+T_{cond})/2$ "temperatura média do refrigerante em C"
 $\mu_{ref_ds}=\text{viscosity}(R\$; T=T_{ref_ds}; x=1)$ "viscosidade dinâmica do refrigerante em $kg/(m.s)$ "
 $Pr_{ref_ds}=\text{prandtl}(R\$; T=T_{ref_ds}; x=1)$ "número de Prandtl do refrigerante"
 $K_{ref_ds}=\text{conductivity}(R\$; T=T_{ref_ds}; x=1)$ "condutividade térmica do refrigerante em $W/(m.K)$ "
 $Re_{ref_ds}=G_{ref}*d_{int_i}/\mu_{ref_ds}$ "número de Reynolds do refrigerante"
 $h_{ref_ds}=0,023*Re_{ref_ds}^{0,8}*Pr_{ref_ds}^{0,3}*K_{ref_ds}/d_{int_i}$ "coeficiente de transferência de calor do refrigerante em $W/(m^2.C)$ "
 $Q_{dot_ds}*1000=h_{ref_ds}*\pi*d_{int_i}*L_{ds}*(T_{ref_ds}-T_{p_ds})$ "1a equação do sistema com as incógnitas L_{ds} e T_{p_ds} "
 $V_{ds}=A_{int_i}*L_{ds}$ "volume da zona de desuperaquecimento em m^3 "
 $m_{ref_ds}=\rho_v*V_{ds}$ "massa de refrigerante na zona de desuperaquecimento em kg"
 "Lado da água"
 $Q_{dot_ds}=m_{dot_a}*Cp_a*(T_{a_ds}-T_{a_ent})$ "cálculo da temperatura de saída da água na referida zona em C"
 $T_{a_ds_m}=(T_{a_ent}+T_{a_ds})/2$ "temperatura média da água na referida zona em C"
 $Q_{dot_ds}*1000=h_a*\pi*d_{int_e}*L_{ds}*(T_{p_ds}-T_{a_ds_m})$ "2a equação do sistema com as incógnitas L_{ds} e T_{p_ds} "
 "Dimensionamento do condensador na zona de condensação"
 "Lado do refrigerante"
 $Q_{dot_cond}=m_{dot_comp}*h_{lv}$ "taxa de transferência de calor em kW"
 $\rho_v=\text{density}(R\$; T=T_{cond}; x=1)$ "massa específica do refrigerante vapor saturado na temperatura de condensação em kg/m^3 "
 $Cp_l=\text{cp}(R\$; T=T_{cond}; x=0)$ "calor específico a pressão constante do refrigerante líquido saturado na temperatura de condensação em $kJ/(kg.K)$ "
 $\rho_l=\text{density}(R\$; T=T_{cond}; x=0)$ "massa específica do refrigerante líquido saturado na temperatura de condensação em kg/m^3 "
 $K_l=\text{conductivity}(R\$; T=T_{cond}; x=0)$ "condutividade térmica do refrigerante líquido saturado na temperatura de condensação em $W/(m.K)$ "
 $Pr_l=\text{prandtl}(R\$; T=T_{cond}; x=0)$ "número de Prandtl do refrigerante líquido saturado na temperatura de condensação"
 $P_{crit}=\text{p_crit}(R\$)$ "pressão crítica do refrigerante em kPa"
 $P_{red}=P_{cond}/P_{crit}$ "pressão reduzida do refrigerante"
 $h_{lo}=0,023*(G_{ref}*d_{int_i}/\mu_l)^{0,8}*Pr_l^{0,3}*K_l/d_{int_i}$ "coeficiente de transferência de calor para escoamento todo de líquido em $W/(m^2.C)$ "
 $N=20$ "número de divisões da zona de condensação com passo constante do título"
Duplicate $i=1;N$
 $x[i]=1-0,05*i$ "variação do título do início ao final da zona de condensação"
 $h_{cond}[i]=h_{lo}*(((1-x[i])^{0,8}+((3,8*x[i]^0,76*(1-x[i])^{0,04})/P_{red}^{0,38}))$ "variação do coeficiente de transferência de calor local em $W/(m^2.C)$ "
End
 $h_{cond_m}=\text{sum}(h_{cond}[i]; i=1;N)/N$ "coeficiente de transferência de calor médio em $W/(m^2.C)$ "
 $Q_{dot_cond}*1000=h_{cond_m}*\pi*d_{int_i}*L_{cond}*(T_{cond}-T_{p_cond})$ "1a equação do sistema com as incógnitas L_{cond} e T_{p_cond} "
 $x_m=0,30$ "título médio como alternativa para calcular a massa de refrigerante na zona de condensação"
 $\alpha_h=1/(1+(\rho_v/\rho_l)*(1-x_m)/x_m)$ "fração de vazio calculada com o título médio e modelo homogêneo"

$Z_e = ((d_{int_i} * G_{ref}) / (\mu_{l+alpha} * (\mu_v - \mu_l)))^{(1/6)} * ((1 / (g * d_{int_i})) * ((G_{ref} * x_m) / (\rho_v * \alpha_{pha_h} * (1 - \alpha_h))))^{(1/8)}$ "parâmetro Z da correlação de Hughmark calculado com o título médio"
 $Z_e = 5999 * K^6 - 15754 * K^5 + 16854 * K^4 - 9373 * K^3 + 2848 * K^2 - 440,6 * K + 28,16$ "polinômio de regressão para calcular o fator da correlação de Hughmark"
 $\alpha = \alpha_h * K$ "fração de vazio calculada com o título médio e a correlação de Hughmark"
 $V_{cond} = (\pi * d_{int_i}^2 / 4) * L_{cond}$ "volume da zona de condensação em m³"
 $m_{ref_cond} = (\rho_{l1} * (1 - \alpha) + \rho_v * \alpha) * V_{cond}$ "massa de refrigerante na zona de condensação em kg calculada com o título médio"
 "Lado da água"
 $Q_{dot_cond} = m_{dot_a} * C_{p_a} * (T_{a_sr} - T_{a_ds})$ "cálculo da temperatura de saída da água na referida zona em C"
 $T_{a_cond_m} = (T_{a_ds} + T_{a_sr}) / 2$ "temperatura média da água na referida zona em C"
 $Q_{dot_cond} * 1000 = h_a * \pi * d_{int_e} * L_{cond} * (T_{p_cond} - T_{a_cond_m})$ "2a equação do sistema com as incógnitas L_{cond} e T_{p_cond} "
 "Dimensionamento do condensador na zona de subresfriamento"
 "Lado do refrigerante"
 $Q_{dot_sr} = m_{dot_comp} * (h_{l1} - h_{vet})$ "taxa de transferência de calor na referida zona em kW"
 $T_{ref_sr} = (T_{cond} + T_{vet}) / 2$ "temperatura média do refrigerante em C"
 $\mu_{ref_sr} = \text{viscosity}(R\$; T = T_{ref_sr}; x = 0)$ "viscosidade dinâmica do refrigerante em kg/(m.s)"
 $Pr_{ref_sr} = \text{prandtl}(R\$; T = T_{ref_sr}; x = 0)$ "número de Prandtl do refrigerante"
 $K_{ref_sr} = \text{conductivity}(R\$; T = T_{ref_sr}; x = 0)$ "condutividade térmica do refrigerante em W/(m.K)"
 $Re_{ref_sr} = G_{ref} * d_{int_i} / \mu_{ref_sr}$ "número de Reynolds do refrigerante"
 $h_{ref_sr} = 0,023 * Re_{ref_sr}^{0,8} * Pr_{ref_sr}^{0,3} * K_{ref_sr} / d_{int_i}$ "coeficiente de transferência de calor do refrigerante em W/(m².C)"
 $Q_{dot_sr} * 1000 = h_{ref_sr} * \pi * d_{int_i} * L_{sr} * (T_{ref_sr} - T_{p_sr})$ "1a equação do sistema com as incógnitas L_{sr} e T_{p_sr} "
 $V_{sr} = A_{int_i} * L_{sr}$ "volume da zona de subresfriamento em m³"
 $m_{ref_sr} = \rho_{l1} * V_{ds}$ "massa de refrigerante na zona de desuperaquecimento em kg"
 "Lado da água"
 $Q_{dot_sr} = m_{dot_a} * C_{p_a} * (T_{a_saida} - T_{a_sr})$ "cálculo da temperatura de saída da água na referida zona em C"
 $T_{a_sr_m} = (T_{a_sr} + T_{a_saida}) / 2$ "temperatura média da água na referida zona em C"
 $Q_{dot_sr} * 1000 = h_a * \pi * d_{int_e} * L_{sr} * (T_{p_sr} - T_{a_sr_m})$ "2a equação do sistema com as incógnitas L_{sr} e T_{p_sr} "
 $L_t = L_{ds} + L_{cond} + L_{sr}$ "comprimento total do condensador em m"
 "Massa do condensador"
 $m_{ref} = m_{ref_ds} + m_{ref_cond} + m_{ref_sr}$ "massa total do refrigerante em kg"
 $m_{cond} = m_{ref} + m_a + m_{cu} + m_{env}$ "massa do condensador em kg"
 "Perda de carga no lado da água do condensador e potência da bomba"
 $f = 0,316 / Re_a^{0,316}$ "fator de atrito para o escoamento da água no espaço anular"
 $\Delta P_a = f * (L_t / d_{hid}) * (G_a^2 / (2 * \rho_a)) / 1000$ "perda de pressão da água em kPa"
 $W_{dot_bomba} = (m_{dot_a} / \rho_a) * \Delta P_a$ "potência da bomba em kW"
 "Outras grandezas do ciclo"
 $\Delta h_{evap} = h_{asp} - h_{vet}$ "variação de entalpia no evaporador em kJ/kg"
 $\Delta h_{comp} = h_{des} - h_{asp}$ "variação de entalpia no compressor em kJ/kg"
 $x_{l1} = \text{quality}(R\$; T = T_{evap}; h = h_{vet})$ "título na entrada do evaporador"
 $\Delta h_{cond} = h_{des} - h_{vet}$ "variação de entalpia no condensador em kJ/kg"
 $r_p = P_{cond} / P_{evap}$ "razão de pressão"

Variáveis do programa

$\alpha = 0,7396$	$\Delta h_{evap} = 113,4$	$\eta_v = 0,8757$
$\alpha_h = 0,8642$	$\Delta P_a = 26,16$	$f = 0,01795$
$A_{ext} = 0,00005027$	$\Delta T_{sa} = 7$	$g = 9,78$
$A_{int} = 0,00001257$	$\Delta T_{sr} = 5$	$G_a = 1649$
$A_{int_i} = 0,00001257$	$d_{ext_e} = 0,012$	$G_{ref} = 1217$
$COP = 3,717$	$d_{ext_i} = 0,01$	$h_a = 9729$
$C_{p_a} = 4,18$	$d_{hid} = 0,004$	$h_{asp} = 369,8$
$C_{p_l} = 1,516$	$d_{int_e} = 0,006$	$h_{cond_m} = 7947$
$\Delta h_{comp} = 30,51$	$d_{int_i} = 0,004$	$h_{des} = 400,3$
$\Delta h_{cond} = 143,9$	$\eta_s = 0,8$	$h_{des_s} = 394,2$

h_l=263,8	m_ref_cond=0,01161	s_esp=1,621
h_lo=2266	m_ref_ds=0,000264	T_esp=7
h_lv=126,4	m_ref_sr=0,00392	T_a_cond_m=35,88
h_ref_ds=2703	N=20	T_a_ds=33,09
h_ref_sr=2243	Pr_a=5,084	T_a_ds_m=32,87
h_v=390,2	Pr_l=3,151	T_a_ent=32,65
h_vet=256,4	Pr_ref_ds=1,022	T_a_saida=39
K=0,8558	Pr_ref_sr=3,172	T_a_sr=38,67
K_a=0,6202	P_cond=1182	T_a_sr_m=38,84
K_l=0,05661	P_crit=3382	T_cond=46
K_ref_ds=0,01615	P_evap=315,8	T_des=54,46
K_ref_sr=0,05739	P_red=0,3496	T_evap=0
L_cond=2,955	Q_dot_cond=1,933	T_p_cond=39,45
L_ds=0,3095	Q_dot_cond_t=2,201	T_p_ds=35,59
L_sr=0,9994	Q_dot_ds=0,154	T_p_sr=39,46
L_t=4,264	Q_dot_evap=1,734	T_ref_ds=50,23
mu_a=0,0007544	Q_dot_sr=0,1138	T_ref_sr=43,5
mu_l=0,0001177	R\$='R1234yf'	T_vet=41
mu_ref_ds=0,0000129	Re_a=8745	V_cond=0,00003713
mu_ref_sr=0,0001216	Re_ref_ds=377177	V_dot_a=0,00008333
mu_v=0,00001262	Re_ref_sr=40027	V_dot_comp=0,001026
m_a=213,2	rho_a=994,8	V_ds=0,000003889
m_cond=945,3	rho_esp=17,02	V_sr=0,00001256
m_cu=599,5	rho_cu=8951	W_dot_bomba=0,00218
m_dot_a=0,0829	rho_l=1008	W_dot_comp=0,4665
m_dot_comp=0,01529	rho_pvc=900	x_l=0,3456
m_env=132,6	rho_v=67,88	x_m=0,3
m_ref=0,01579	r_p=3,744	Ze=27,47

APÊNDICE E - Cálculos do circuito de resfriamento de água

"Trocador de calor para arrefecimento da água"

"Dados do TC"

$Q_{\dot{a}}=2201$ "taxa de transferência no em W"

$T_{amb}=30$ "temperatura ambiente em C"

$P_{atm}=92$ "pressão atmosférica em kPa"

$T_{a1}=39$ "temperatura de entrada da água em C"

$m_{\dot{a}}=0,08297$ "vazão da água em kg/s"

$T_{ar1}=T_{amb}$ "temperatura de entrada do ar em C"

$b=305/1000$ "base do trocador de calor em m"

$h=190/1000$ "altura do TC em m"

$p=20/1000$ "profundidade do trocador de calor em m"

$N_t=6$ "número de tubos do trocador de calor"

$d_{ext}=7,5/1000$ "diâmetro externo dos tubos em m"

$e_t=1,5/1000$ "espessura da parede dos tubos em m"

$e_a=0,5/1000$ "espessura das aletas em m"

$N_a=330$ "número de aletas por metro de tubo"

$\eta_a=0,90$ "eficiência global da superfície aletada"

"Cálculos para a geometria do trocador de calor"

$L_t=N_t*b$ "comprimento total em m"

$d_{int}=d_{ext}-2*e_t$ "diâmetro interno de cada tubo em m"

$A_{int}=\pi*d_{int}^2/4$ "área interna de passagem em cada tubo em m²"

$A_{frontal}=b*h$ "área frontal de entrada do ar em m²"

$A_{livre}=A_{frontal}-(b*d_{ext}*N_t+1,5*d_{ext}*e_a*N_a*b)$ "área livre entre tubos e aletas em m²"

$S_{int}=\pi*d_{int}*L_t$ "superfície interna por tubo em m²/m"

$S_{ext}=\pi*d_{ext}*(1-N_a*e_a)+2*1,57*(h-N_t*d_{ext})*p*N_a*1*\eta_a+2*1,57*N_t*(p-d_{ext})*N_a*1*\eta_a$ "superfície externa por tubo em m²/m"

$\tau=A_{frontal}/A_{livre}$ "razão entre as áreas frontal e livre"

"Cálculos para o lado da água do trocador de calor"

$T_{am}=(T_{a1}+T_{a2})/2$ "temperatura média da água em C"

$C_{p,a}=\text{cp}(\text{Water};T=T_{am};x=0)*1000$ "calor específico a pressão constante da água em J/(kg.K)"

$Q_{\dot{a}}=m_{\dot{a}}*C_{p,a}*(T_{a1}-T_{a2})$ "equação para calcular a temperatura de saída da água em C"

$\mu_a=\text{viscosity}(\text{Water};T=T_{am};x=0)$ "viscosidade dinâmica da água em kg/(m.s)"

$Pr_a=\text{prandtl}(\text{Water};T=T_{am};x=0)$ "número de Prandtl da água"

$K_a=\text{conductivity}(\text{Water};T=T_{am};x=0)$ "condutividade térmica da água em W/(m.K)"

$G_a=m_{\dot{a}}/A_{int}$ "velocidade mássica da água em m²"

$Re_a=G_a*d_{int}/\mu_a$ "número de Reynolds da água"

$h_a=0,023*Re_a^{0,8}*Pr_a^{0,3}*K_a/d_{int}$ "coeficiente de transferência de calor da água em W/(m².C)"

$Q_{\dot{a}}=h_a*S_{int}*L_t*(T_{am}-T_p)$ "equação para calcular a temperatura média da parede em C"

"Cálculos para o lado do ar do trocador de calor"

$T_{arm}=(T_{ar1}+T_{ar2})/2$ "temperatura média do ar em C"

$V_{ar_max}=\tau*V_{ar1}$ "velocidade máxima do ar entre os tubos em m/s"

$\rho_{ar}=\text{density}(\text{Air};T=T_{arm};P=P_{atm})$ "massa específica do ar em kg/m³"

$\mu_{ar}=\text{viscosity}(\text{Air};T=T_{arm})$ "viscosidade do ar em kg/(s.m)"

$C_{p,ar}=\text{cp}(\text{Air};T=T_{arm})*1000$ "calor específico a pressão constante do ar em J/(kg.K)"

$Pr_{ar}=\text{prandtl}(\text{Air};T=T_{arm})$ "número de Prandtl do ar"

$K_{ar}=\text{conductivity}(\text{Air};T=T_{arm})$ "condutividade térmica do ar em W/(m.K)"

$m_{\dot{ar}}=\rho_{ar}*V_{ar1}*(A_{frontal}/N_t)$ "vazão do ar em kg/s"

$Re_{ar}=\rho_{ar}*V_{ar_max}*d_{ext}/\mu_{ar}$ "número de Reynolds do ar"

$h_{ar}=0,683*(Re_{ar})^{0,466}*Pr_{ar}^{(1/3)}*K_{ar}/d_{ext}$ "coeficiente de transferência de calor do ar em W/(m².C)"

$Q_{\dot{a}}=h_{ar}*(b/L_t)=m_{\dot{ar}}*C_{p,ar}*(T_{ar2}-T_{ar1})$ "equação com as incógnitas V_{ar1} (m/s) e T_{ar2} (C)"

$Q_{\dot{a}}=h_{ar}*S_{ext}*L_t*(T_p-T_{arm})$ "equação com a incógnita T_{ar2} (C)"

"Cálculo da massa do trocador de calor"

$\rho_{al}=\text{density}(\text{Aluminum};T=T_p)$ "massa específica do alumínio em kg/m³"

$m_{tubos}=\rho_{al}*(\pi*(d_{ext}^2-d_{int}^2)/4)*N_t*b$ "massa dos tubos em kg"

$m_{aletas}=\rho_{al}*((h/N_t)*p-\pi*d_{ext}^2/4)*e_a*N_t*b*N_a$ "massa das aletas em kg"

$\rho_a = \text{density}(\text{Water}; T=T_{am}; x=0)$ "massa específica da água em kg/m³"
 $m_a = (\pi * d_{int}^2 / 4) * L_t * \rho_a$ "massa da água em kg"
 $m_{TC} = m_{tubos} + m_{aletas} + m_a$ "massa total do trocador de calor em kg"
 "Perda de carga no lado da água do trocador de calor e potência da bomba"
 $f = 0,316 / Re_a^{0,316}$ "fator de atrito para o escoamento da água no espaço anular"
 $\Delta P_a = f * (L_t / d_{int}) * (G_a^2 / (2 * \rho_a)) / 1000$ "perda de pressão da água em kPa"
 $\dot{W}_{dot_bomba} = (m_{dot_a} / \rho_a) * \Delta P_a$ "potência da bomba em kW"

Variáveis do programa

A_frontal=0,05795	V_ar1=10,87
A_int=0,0000159	V_ar_max=14,43
A_livre=0,04366	W_dot_bomba=0,005477
b=0,305	
Cp_a=4180	
Cp_ar=1005	
DELTA P_a=65,6	
d_ext=0,0075	
d_int=0,0045	
eta_a=0,9	
e_a=0,0005	
e_t=0,0015	
f=0,01178	
G_a=5217	
h=0,19	
h_a=21063	
h_ar=123,2	
K_a=0,6249	
K_ar=0,026	
L_t=1,83	
mu_a=0,0007076	
mu_ar=0,0000188	
m_a=0,02892	
m_aletas=0,48	
m_dot_a=0,08297	
m_dot_ar=0,1104	
m_TC=0,6485	
m_tubos=0,1396	
N_a=330	
N_t=6	
p=0,02	
Pr_a=4,733	
Pr_ar=0,7265	
P_atm=92	
Q_dot_a=2201	
Re_a=33176	
Re_ar=6054	
rho_a=993,7	
rho_al=2698	
rho_ar=1,052	
S_ext=72,67	
S_int=0,01414	
tau=1,327	
T_a1=39	
T_a2=32,65	
T_am=35,83	
T_amb=30	
T_ar1=30	
T_ar2=33,31	
T_arm=31,65	
T_p=31,79	