

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL**  
**ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

**DEIWSOON DA SILVA**

**APLICAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
POR ABSORÇÃO EM VEÍCULOS A DIESEL**

**CAXIAS DO SUL**

**2023**

**DEIWSON DA SILVA**

**APLICAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
POR ABSORÇÃO EM VEÍCULOS A DIESEL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado  
como requisito parcial para a conclusão do curso  
de Engenharia Mecânica na Universidade de  
Caxias do Sul.

Área de Concentração: Ciências Térmicas

Orientador: Prof. Dr. Giovani Dambros Telli

**CAXIAS DO SUL**

**2023**

**DEIWSOON DA SILVA**

**APLICAÇÃO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
POR ABSORÇÃO EM VEÍCULOS A DIESEL**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado como requisito parcial para  
a conclusão do curso de Engenharia  
Mecânica na Universidade de Caxias do  
Sul.

Área de Concentração: Ciências  
Térmicas

Aprovado em \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_

**BANCA EXAMINADORA:**

---

Prof. Dr. Giovani Dambros Telli  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

---

Prof. Me. Sérgio Machado de Godoy  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

---

Me. William Galiotto  
Universidade de Caxias do Sul – UCS

## RESUMO

A queima de combustíveis fósseis movimentou a economia mundial desde a primeira revolução industrial, o que levou a humanidade a atingir o seu auge tecnológico nos dias atuais. Entretanto a exploração sem limites causa danos severos à natureza e ao meio ambiente. Hoje, grandes companhias e governos vem discutindo e investindo em pesquisa e desenvolvimento de sistemas mais eficientes e econômicos. Entre esses sistemas a cogeração é destaque por reutilizar energia residual do trabalho principal. O presente trabalho apresenta um estudo para a utilização de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito e simples estágio, utilizando o par fluido água-brometo de lítio em veículo equipado com motor a diesel. A partir dos dados de entrada, foi modelado no software EES o sistema completo com os balanços de massa e energia, variando a temperatura de entrada no gerador entre 100 °C e 150 °C. Ao final foi obtido as áreas de troca térmica e dados de energia transferida para o trocador de calor, absorvedor e gerador.

**Palavras-chave:** Refrigeração por absorção, Cogeração de energia, Motores diesel, Modelagem termodinâmica, Brometo de Lítio, AVAC.

## ABSTRACT

The burning of fossil fuels has driven the world economy since the first industrial revolution, which has led humanity to reach its technological peak today. However, unlimited exploitation causes severe damage to nature and the environment. Today, large companies and governments have been discussing and investing in research and development of more efficient and economical systems. Among these systems, cogeneration stands out for reusing residual energy from the main work. The present work presents a study for the use of a single-effect, single-stage absorption refrigeration system, using the water-lithium bromide fluid pair in a vehicle equipped with a diesel engine. From the input data, the complete system with mass and energy balances was modeled in the EES software, varying the generator input temperature between 100 °C and 150 °C. At the end, the thermal exchange areas and energy data transferred to the heat exchanger, absorber and generator were obtained.

**Keywords:** Absorption refrigeration, Energy cogeneration, Diesel engines, Thermodynamic modeling, lithium bromide, HVAC.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo de Carnot reverso.....	19
Figura 2 – Ciclo padrão de compressão a vapor (CPCV). ....	20
Figura 3 – Semelhanças entre sistemas de refrigeração por absorção e compressão de vapor.	21
Figura 4 – Ciclo básico de refrigeração por absorção. ....	22
Figura 5 – Ciclo de refrigeração por absorção com recuperador de calor de solução.....	25
Figura 6 – Fluxograma das etapas desenvolvidas. ....	26
Figura 7 – Disposição dos componentes do sistema de refrigeração por compressão vapor em ônibus rodoviário.....	27
Figura 8 – Volumes de controle do ciclo de simples efeito água-LiBr .....	30
Figura 9 – Volume de controle do gerador adicionado trocador de calor. ....	36
Figura 10 – Volume de controle do absorvedor adicionado trocador de calor.....	36
Figura 11 – Volume de controle do recuperador de calor. ....	37
Figura 12 – Erros relativos apresentados na simulação.....	40
Figura 13 – Variação de concentração do fluido e energia requerida pela bomba de solução em função da variação da temperatura. ....	41
Figura 14 – Variação de temperaturas nas entradas e saídas do gerador em função do aumento da temperatura de entrada.....	42
Figura 15 – Variação da área e energia transferida para o sistema no gerador. ....	43
Figura 16 – Variação de temperaturas nas entradas e saídas do absorvedor em função do aumento na temperatura de entrada do gerador.....	45
Figura 17 – Variação da área e energia transferida para o sistema no absorvedor.....	46
Figura 18 – Variação de temperaturas nas entradas e saídas do recuperador em função do aumento na temperatura de entrada do gerador.....	47
Figura 19 – Diferenças de temperatura entre entrada e saída nas linhas de solução forte e fraca. ....	48
Figura 20 – Variação da área e energia transferida para o recuperador de calor. ....	49
Figura 21 – Gráfico do COP em função da temperatura de entrada no gerador. ....	50

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de entrada para a simulação.....	23
Tabela 2 – Dados de entrada para a simulação.....	28
Tabela 3 – Estado termodinâmico da simulação .....	29
Tabela 4 – Valores de $U$ em trocadores de calor.....	38
Tabela 5 – Maiores erros relativo.....	39

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
1° LT	Primeira Lei da Termodinâmica
2° LT	Segunda Lei da Termodinâmica
H <sub>2</sub> O	Água
NH <sub>3</sub>	Amônia
LiBr	Brometo de Lítio
LiClO <sub>3</sub>	Cloreto de Lítio
CaCl <sub>2</sub>	Cloreto de Cálcio
ZnCl <sub>2</sub>	Cloreto de Zinco
ZnBr	Brometo de Zinco
H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	Ácido Sulfúrico
H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub>	Ácido Fosfórico
CPCV	Ciclo padrão de compressão a vapor
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
UA	Coeficiente Global de Transferência de Calor
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado



## LISTA DE SÍMBOLOS

$q''$	Fluxo de calor por unidade de área [ $W/m^2$ ]
$k$	Condutividade térmica [ $W/m \cdot K$ ]
$L$	Distância [mm]
$\dot{Q}_i$	Taxa transferência de calor por convecção [kJ]
$h$	Coefficiente de transferência de calor [ $W/m^2 \cdot K$ ]
$A_i$	Área Superficial [ $m^2$ ]
$T_i$	Temperatura [K]
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann [ $W/m^2 \cdot K^4$ ]
$\lambda$	Comprimento de onda
$c$	Velocidade
$\nu$	Frequência
$E_b$	Potência emissiva do corpo negro [ $W/m^2 \cdot \mu m$ ]
$R_{t,x}$	Resistência térmica [K/W]
$U$	Coefficiente global de transferência de calor, Energia interna
$Q$	Calor [W]
$W$	Trabalho [kW]
$\eta_i$	Rendimento [-]
$\xi$	Concentração [%]
$\dot{m}_i$	Fluxo de massa [Kg/s]
$h_i$	Entalpia [kJ/kg]
$s_i$	Entropia [kJ/K]
$EC$	Energia cinética
$EP$	Energia potencial gravitacional
$E$	Energia de um sistema
$UA$	Condutância térmica
$COP$	Coefficiente de Performance
$DTML$	Diferença de temperatura média logaritmica

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>12</b>
1.1	JUSTIFICATIVA .....	13
1.2	OBJETIVOS .....	13
<b>1.1.1</b>	<b>Objetivo Geral.....</b>	<b>13</b>
<b>1.1.2</b>	<b>Objetivos Específicos .....</b>	<b>13</b>
<b>2.</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>14</b>
2.1	TERMODINÂMICA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	14
<b>2.1.1</b>	<b>Condução .....</b>	<b>14</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Convecção .....</b>	<b>15</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Radiação .....</b>	<b>15</b>
<b>2.1.4</b>	<b>Resistência Térmica .....</b>	<b>16</b>
2.2	PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA.....	17
2.3	SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA.....	17
2.4	CICLO DE REFRIGERAÇÃO .....	18
2.5	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	19
2.6	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....	21
<b>2.6.1</b>	<b>Soluções Refrigerantes .....</b>	<b>22</b>
<b>2.6.2</b>	<b>Geradores .....</b>	<b>23</b>
<b>2.6.3</b>	<b>Absorvedores.....</b>	<b>24</b>
<b>2.6.4</b>	<b>Trocador de recuperação de calor da solução .....</b>	<b>24</b>
2.7	COEFICIENTE DE PERFORMANCE.....	25
<b>3.</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>26</b>
3.1	ENERGIA DISPONÍVEL .....	27
3.2	DETERMINAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS.....	27
3.3	CONSIDERAÇÕES NO MODELAMENTO .....	28
3.4	MODELAMENTO TERMODINÂMICO DOS COMPONENTES.....	28
<b>3.4.1</b>	<b>Balancos de Massa e Energia.....</b>	<b>29</b>
3.4.1.1	Bomba.....	30
3.4.1.2	Recuperador de Calor .....	31

3.4.1.3	Gerador .....	31
3.4.1.4	Válvula de expansão da solução .....	32
3.4.1.5	Condensador .....	33
3.4.1.6	Válvula de expansão de refrigerante.....	33
3.4.1.7	Evaporador.....	34
3.4.1.8	Absorvedor .....	35
3.5	DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR .....	35
<b>3.5.1</b>	<b>Determinação da Área de troca térmica.....</b>	<b>38</b>
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO.....</b>	<b>39</b>
4.1	CONCENTRAÇÃO DO FLUIDO .....	40
4.2	GERADOR .....	41
4.3	ABSORVEDOR .....	44
4.4	TROCADOR DE RECUPERAÇÃO DE CALOR DA SOLUÇÃO .....	46
4.5	AVALIAÇÃO COP .....	50
<b>5.</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>52</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>53</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A busca por fontes alternativas de energia sustentáveis e eficientes é o *slogan* de inúmeras corporações e governos ao redor do mundo. A demanda energética necessária para sustentar as cadeias produtivas tem aumentado com o avanço da tecnologia e eletrificação das indústrias e veículos.

O petróleo é a principal fonte de energia utilizada para a movimentação de veículos automotores através de seus derivados, é de amplo conhecimento público que as reservas de combustíveis fósseis devem-se extinguir em algumas décadas (Portal Petróleo e Energia, 2021). Portanto, a busca por sistemas que reaproveitem a energia mostra-se plausível.

Os sistemas de refrigeração possuem eficiência baixa, entre 30 e 40 % (Sonntag; Borgnakke, 2018), devido as diversas perdas inerentes ao projeto. Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são amplamente utilizados pela disponibilidade da energia elétrica para acionar o compressor, esse sendo a principal força motriz do sistema.

Em sistemas de refrigeração veiculares, o compressor é acionado por uma correia ligada diretamente ao eixo do motor, de onde é extraída toda a potência de compressão necessária para elevar a pressão do fluido refrigerante (Martinelli Júnior, 2008). A potência necessária para refrigerar os ambientes em carrocerias de ônibus rodoviários atuais atingem a ordem de 60 kW, o que pode representar até 25% da potência convertida pelo motor (da Costa, 2018).

Os sistemas de refrigeração por Absorção diferem-se principalmente dos sistemas por compressão a vapor por utilizarem o calor como fonte de energia para realizar o aumento de pressão do fluido refrigerante, como por exemplo, utilizando caldeiras (refrigeração industrial) e placas solares (residencial e comercial) (Dossat, 2004). Devido à elevada complexidade do sistema de refrigeração por absorção e de seus componentes, torna-se desafiador aplicá-lo em veículos automotores. Entretanto, do ponto de vista energético, torna o sistema economicamente interessante pela disponibilidade de calor do escapamento onde percorrem os produtos de combustão à alta temperatura (Mathapati; Gupta; Dalimkar, 2014).

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Com a busca constante por eficiência e reaproveitamento de energia, o sistema de refrigeração de absorção alimentado por cogeração torna-se adequado para os motores diesel, que possui considerável calor disponível no escapamento. A energia total necessária para climatizar e em seguida manter a temperatura do ambiente onde estão os passageiros resulta em um considerável aumento de consumo de combustível, portanto, torna-se necessário analisar alternativas ao sistema de refrigeração por compressão.

No presente trabalho será estudado o método de captação de energia a partir do escapamento de veículos com motores diesel em um ônibus rodoviário de duplo piso. A escolha do modelo de veículo para o desenvolvimento do trabalho, dá-se pelas elevadas cargas térmicas dos ambientes.

## 1.2 OBJETIVOS

Abaixo são relacionados os objetivos gerais e específicos que foram desenvolvidos no trabalho.

### 1.1.1 Objetivo Geral

Estudo de um sistema de refrigeração por absorção aplicado a um veículo rodoviário equipado com motor diesel.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Caracterizar os sistemas de refrigeração por absorção de simples efeito;
- Simular, com auxílio de ferramenta computacional, o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção;
- Realizar análise energética do sistema;
- Pré-dimensionar a área de troca térmica para o absorvedor, gerador e recuperador de calor da solução para o sistema de refrigeração por absorção adaptado a carga térmica de um ônibus rodoviário de duplo piso.

## 2. REFERENCIAL TEÓRICO

No presente capítulo são apresentados conceitos teóricos que estão diretamente ligados ao desenvolvimento desse trabalho e na aplicação de sistema de refrigeração em veículos automotores.

### 2.1 TERMODINÂMICA E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Segundo Incropera (2013), disciplinas de termodinâmica e transferência de calor são complementares para a compreensão dos processos térmicos em diversos sistemas de máquinas térmicas, sistemas de refrigeração e de combustão. Em termodinâmica, estamos interessados na quantidade de energia que é transferida para que seja realizado determinado trabalho. Já em transferência de calor, estamos interessados em avaliar como e em que taxa essa energia é transferida.

Termodinâmica pode ser definida como a ciência que estuda energia e suas transformações (Çengel; Boles, 2013). A partir de suas leis, consegue-se avaliar diferentes aspectos de transformações energéticas.

A transferência de calor é energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço (Incropera *et al.*, 2013). O trânsito de energia acontece entre os diferentes estados físicos da matéria sempre que houver gradiente de temperatura. Existem 3 mecanismos de transferência de energia: condução, convecção e radiação

#### 2.1.1 Condução

A condução está relacionada ao nível molecular da transferência de calor, onde a transferência ocorre devido à diferença de potencial entre as moléculas, a energia sendo transferida das partículas mais energéticas para as adjacentes menos energéticas (Incropera *et al.*, 2013).

Para Incropera (2013), temperaturas mais altas estão associadas a energias moleculares mais altas, assim pelo movimento aleatório e acelerado das moléculas ocorrem colisões onde favorecem a transferência de energia. Em materiais sólidos a transferência de calor se dá sempre por condução, pois as moléculas estão relativamente fixas.

Os processos de transferência de calor podem ser quantificados através de equações de taxa apropriadas. A chamada lei de Fourier é utilizada para calcular a quantidade de energia que é transferida por unidade de tempo, sendo representada pela Equação (1):

$$q'' = -k \frac{\Delta T}{L} \quad (1)$$

Onde  $q''$  é a taxa de transferência,  $k$  é a condutividade térmica (propriedade do material),  $\Delta T$  é a diferença de temperatura e  $L$  é a distância entre os dois pontos com a diferença de temperatura anteriormente referida.

### 2.1.2 Convecção

Para Çengel (2013), a transferência de calor por convecção é complexa porque envolve ao mesmo tempo movimento do fluido e condução de calor. O movimento do fluido é necessário para aumentar a transferência de calor, pois é essencial que o fluido já aquecido na superfície quente seja rapidamente retirado, para uma nova porção de fluido com temperatura menor seja aquecido no mesmo local. Por essa movimentação, a taxa de transferência de calor é mais elevada em comparação com a transferência de calor por condução. Portanto, quanto maior a renovação do fluido junto a face aquecida, maior a taxa de transferência de calor.

A taxa de transferência de calor por convecção está expressa na Equação (2):

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2)$$

Onde,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor,  $A_s$  é a área de transferência de calor,  $T_s$  é a temperatura da superfície aquecida, e  $T_\infty$  é a temperatura do fluido suficientemente longe da superfície.

### 2.1.3 Radiação

A radiação se propaga sob a forma de ondas eletromagnéticas. A frequência  $\nu$  e o comprimento de onda  $\lambda$  das ondas eletromagnéticas no meio estão relacionados pela  $\lambda = c/\nu$ , onde  $c$  é a velocidade de propagação nesse meio. Toda matéria emite continuamente radiação térmica como resultado dos movimentos rotacionais e vibracionais de moléculas, átomos e elétrons da substância (Çengel; Afshin, 2012).

Para Çengel (2012) um corpo negro é definido como perfeito emissor e receptor de radiação, pois absorve toda a radiação incidente independentemente do comprimento de onda e da direção. A energia de radiação emitida por um corpo negro por unidade de tempo e por unidade de superfície é chamada de potência emissiva do corpo negro  $E_b$  e é expressa por meio da lei de Stefan-Boltzmann pela Equação (3):

$$E_b(T) = \sigma T^4 \quad (3)$$

Onde  $\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$  é a constante de Stefan-Boltzmann e  $T$  é a temperatura absoluta da superfície em  $K$ .

A transferência de calor por radiação entre as superfícies depende da orientação das superfícies entre si. Em uma análise de radiação, esse efeito é representado pelo parâmetro geométrico fator de forma (Çengel; Afshin, 2012).

#### 2.1.4 Resistência Térmica

Conforme Incropera (2013), pode-se fazer uma analogia entre difusões de calor e cargas elétricas. Da mesma forma que a resistência elétrica está associada à condução de eletricidade, a resistência térmica está associada à condução de calor.

A resistência térmica por condução em uma parede plana é mostrada na Equação (4).

$$R_{t.cond} = \frac{L}{kA} \quad (4)$$

Onde  $L$  é a espessura da parede,  $k$  é a condutividade do material associado à parede, e  $A$  é a área superficial.

A resistência térmica por convecção é representada pela Equação (5).

$$R_{t.conv} = \frac{1}{hA} \quad (5)$$

Onde,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor, e  $A$  refere-se a área onde ocorre essa transferência. A resistência térmica para a radiação é definida pela Equação (6)

$$R_{t.rad} = \frac{1}{h_r A} \quad (6)$$



Onde  $h_r$  é o coeficiente de transferência de calor por radiação.

## 2.2 PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A Primeira Lei da Termodinâmica (1° LT), também chamada Lei da Conservação de Energia, determina que a energia não pode ser criada nem destruída, apenas mudar de forma (Çengel; Boles, 2013). São necessárias para uma análise global da conservação de energia de um sistema, a consideração das energias cinéticas, potencial e interna. A Equação (7) descreve o conceito geral da 1°LT.

$$\Delta U = \int_1^2 \delta Q - \int_1^2 \delta W + \int_1^2 \delta EC + \int_1^2 \delta EP \quad (7)$$

Onde  $E$  representa a energia do sistema,  $U$  é a energia interna,  $EC$  a energia cinética e  $EP$  a energia potencial gravitacional.

Para Çengel (2013) em sistemas fechados a quantidade total de energia permanece a mesma, sendo possível sua transferência de um corpo para outro ou conversão de uma forma para outra. Em sistemas fechados, a ordem de grandeza das energias cinética e potencial gravitacional são muito pequenas, podendo ser desprezadas neste tipo de análise. A 1° Lei da Termodinâmica para sistemas em regime permanente é comumente expressada conforme Equação (8):

$$\Delta U = \int_1^2 \delta Q - \int_1^2 \delta W \quad (8)$$

Onde  $\Delta U$  representa a variação da energia interna do sistema,  $Q$  é o calor transferido para o sistema e  $W$  o trabalho total realizado.

## 2.3 SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

Segundo Çengel (2013) a Segunda Lei da Termodinâmica (2° LT) é um dos princípios fundamentais da física e da engenharia, estabelece a direção e a qualidade das transformações energéticas em um sistema termodinâmico. Ela afirma que não é possível construir um sistema que realize uma transformação de calor em trabalho com eficiência energética igual a 100%.

A 2ª Lei da Termodinâmica é baseada no conceito de entropia, que é a medida da desordem ou da falta de energia útil de um sistema. Essa entropia sempre aumenta em um sistema fechado, ou seja, um sistema que não troca energia com o ambiente externo. Isso significa que a quantidade de energia disponível para o trabalho útil diminui ao longo do tempo, o que leva a uma redução da eficiência energética do sistema (Callen H.B., 1985).

O enunciado de Kelvin-Planck da 2ª Lei da Termodinâmica afirma que nenhuma máquina térmica, operando em um ciclo termodinâmico, pode converter toda a quantidade de calor recebido em trabalho. O enunciado de Clausius da segunda lei declara que nenhum aparelho pode transferir calor de um corpo mais frio para um mais quente sem receber trabalho. (Çengel; Boles, 2013).

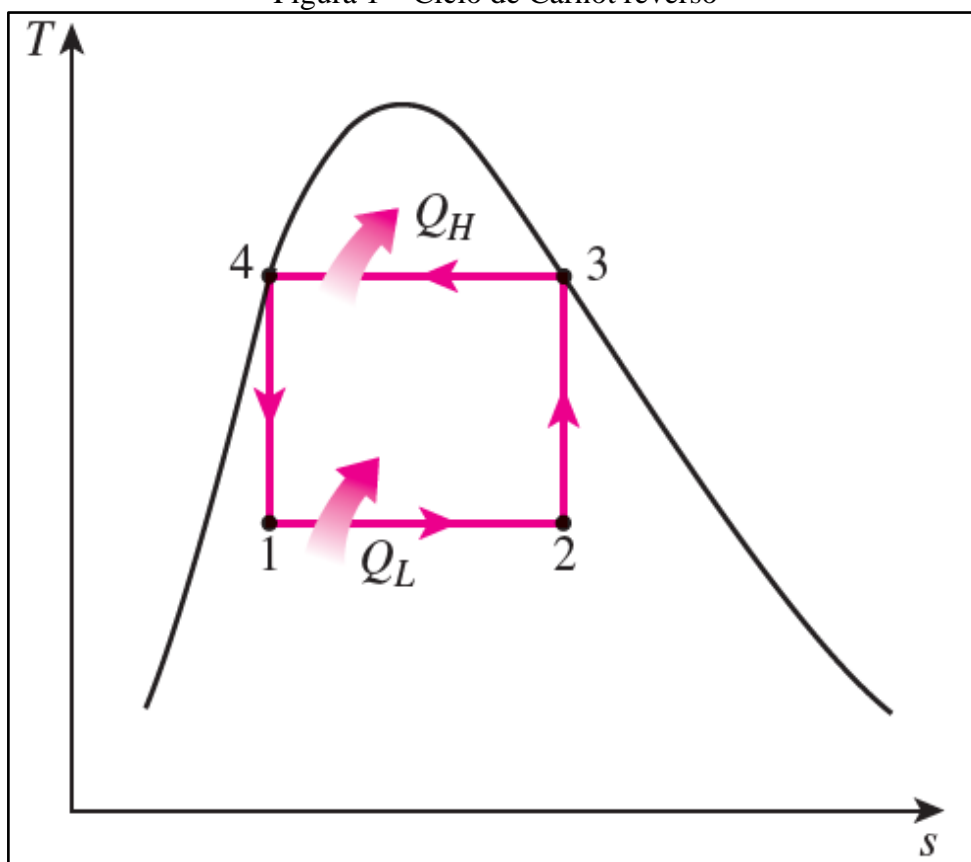
## 2.4 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

A refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata do processo de redução e manutenção da temperatura de um espaço ou material abaixo da temperatura ambiente (Dossat, 1961).

Os sistemas de refrigeração que operam conforme o Ciclo de Carnot, sendo um ciclo totalmente reversível, inverte-se também as direções das interações de calor e trabalho, conforme representado na Figura 1. O resultado é um ciclo que opera na direção anti-horária em um diagrama T-s, o qual é chamado de refrigerador de Carnot ou bomba de calor de Carnot (Çengel; Boles, 2013). A eficiência térmica máxima de todas as máquinas térmicas reversíveis operando entre os reservatórios de baixa temperatura representado por  $T_L$  e de alta temperatura representado por  $T_h$ , é dada pela Equação (9) (Çengel; Boles, 2013).

$$\eta_{t,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_h} \quad (9)$$

Figura 1 – Ciclo de Carnot reverso



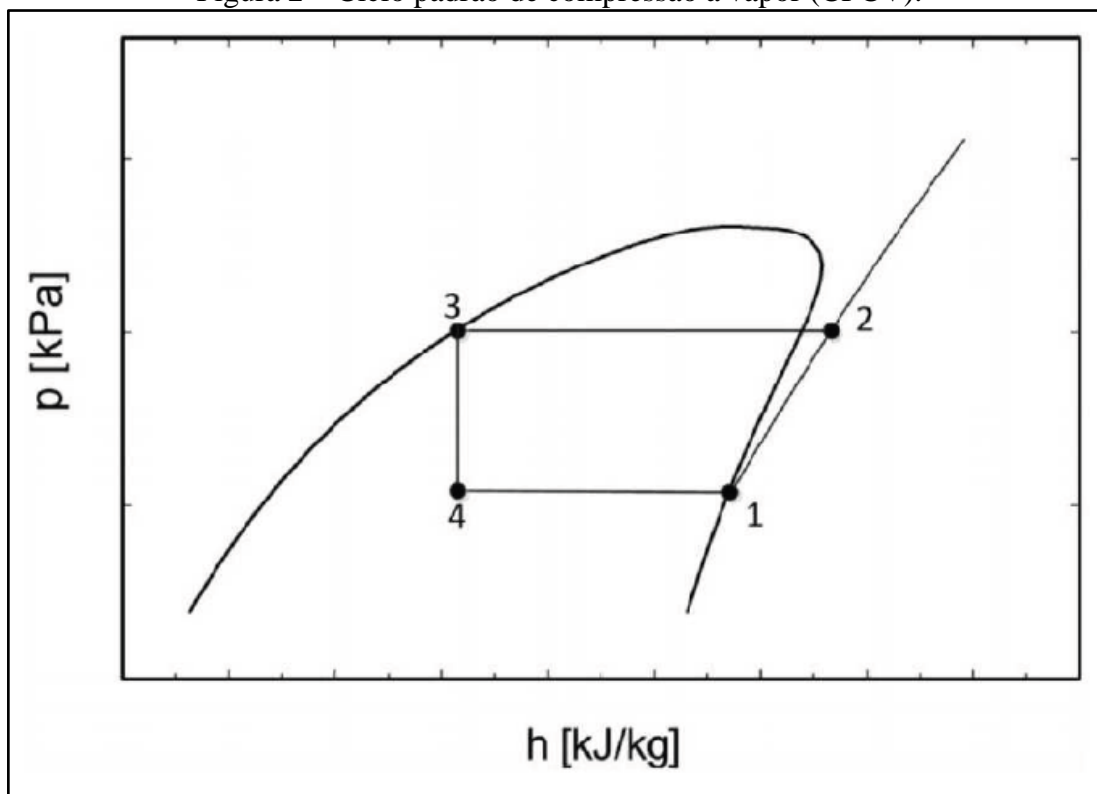
Fonte: Çengel; Boles, (2013).

## 2.5 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais utilizado nas mais diversas aplicações. Em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, o refrigerante entra no compressor como vapor saturado e é resfriado até o estado líquido saturado no condensador. Em seguida, ele é expandido até a pressão do evaporador e vaporizado até absorver calor do espaço refrigerado (Çengel; Boles, 2013).

Para Stoecker (2018), com modificações no ciclo de Carnot obteve-se o denominado ciclo padrão de compressão a vapor (CPCV), este representado pelo esquema da Figura 2.

Figura 2 – Ciclo padrão de compressão a vapor (CPCV).



Fonte: Stoeker; Jabardo (2018).

O referido ciclo compreende nos seguintes processos:

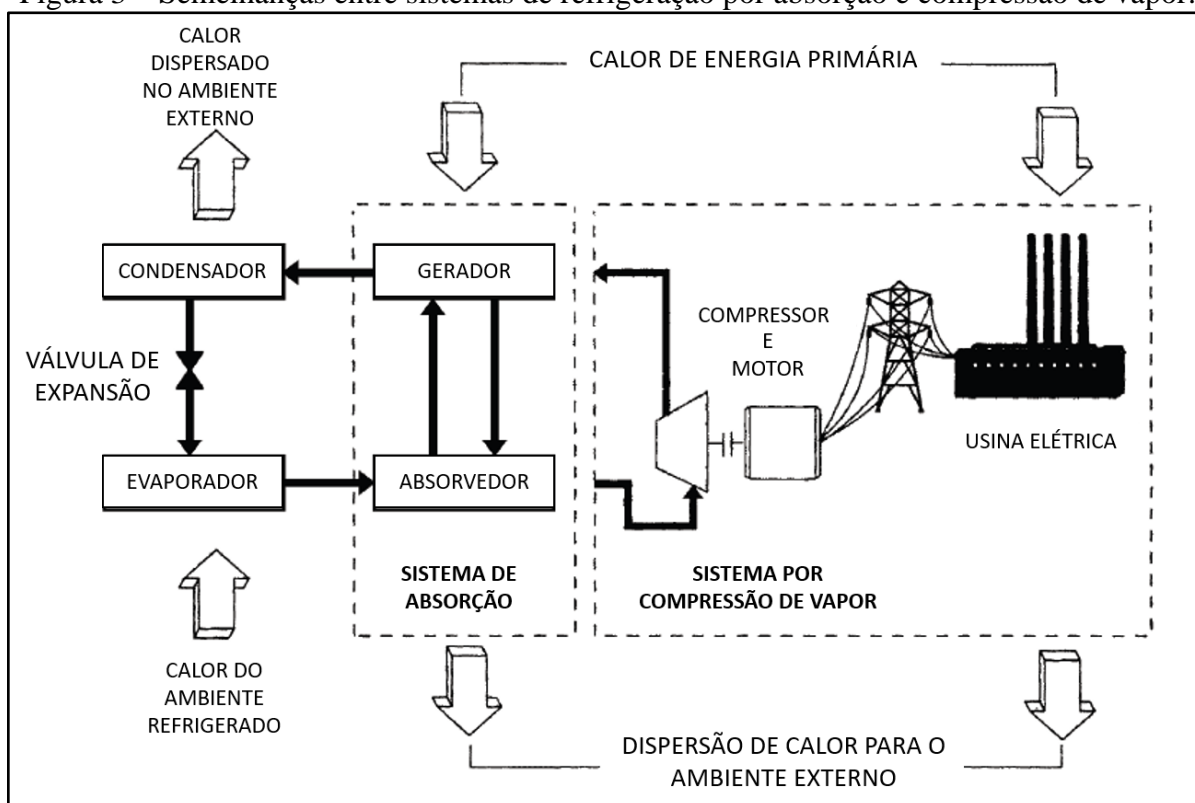
- 1-2: compressão isoentrópica até a pressão de condensação;
- 2-3: redução da temperatura do vapor seguida de condensação até líquido saturado a pressão constante;
- 3-4: expansão isoentálpica até a pressão de evaporação no dispositivo de expansão;
- 4-1: evaporação a pressão constante até o estado de vapor saturado.

A completa determinação dos estados representativos do CPCV pode permitir aos engenheiros de refrigeração uma avaliação razoavelmente precisa da vazão de refrigerante e da vazão volumétrica deslocada pelo compressor. Além de propiciar uma estimativa adequada de pressões e temperaturas. A potência real de compressão pode também ser razoavelmente estimada se a eficiência do compressor, que nas aplicações varia entre 75% e 80%, for corretamente estimada. A tendência na atualidade é incrementar os níveis de eficiência visando a redução do consumo energético (Stoeker; Jabardo, 2018).

## 2.6 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O ciclo de refrigeração por absorção é um sistema termodinâmico que permite a retirada de calor utilizando o calor como fonte de energia como pode ser visto na Figura 3. Este ciclo foi desenvolvido pela primeira vez no final do século XIX e é uma alternativa ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor, que utiliza um compressor mecânico e um fluido refrigerante para retirar calor (Stoecker; Jones, 1985).

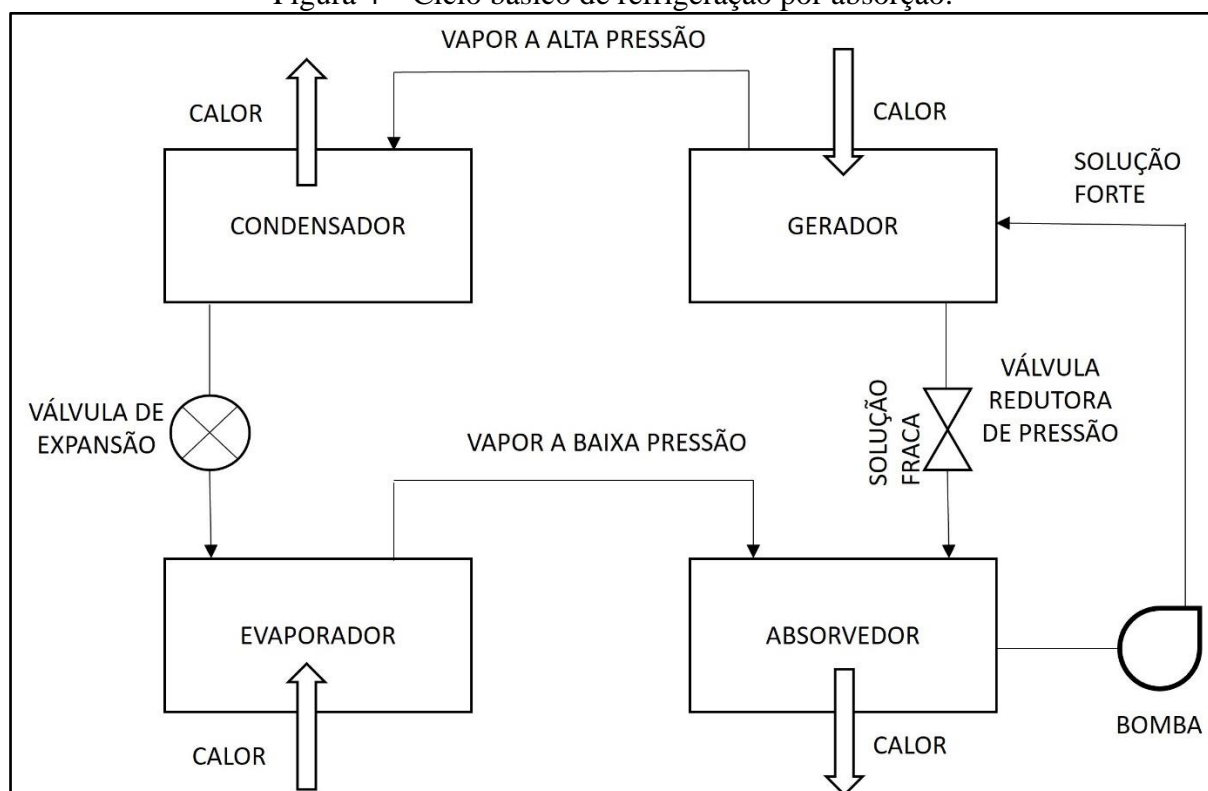
Figura 3 – Semelhanças entre sistemas de refrigeração por absorção e compressão de vapor.



Fonte: Adaptado de *ASHRAE Refrigeration* (2018).

Segundo Stoecker (1985) o ciclo de refrigeração por absorção é composto por quatro etapas principais: absorção, aquecimento, expansão e resfriamento (Figura 4). Na primeira etapa, o refrigerante gasoso é absorvido pelo líquido absorvente formando uma mistura líquida. Na segunda etapa, a mistura líquida rica em refrigerante, é bombeada até um gerador onde é aquecida, geralmente através de uma fonte externa de calor, como vapor ou gás quente. Na terceira etapa, a mistura líquida é liberada em um recipiente de baixa pressão, onde o refrigerante gasoso é evaporado, gerando um efeito de refrigeração. Finalmente, na quarta etapa, o refrigerante gasoso é resfriado, geralmente por meio de um trocador de calor e retorna à primeira etapa para reiniciar o ciclo.

Figura 4 – Ciclo básico de refrigeração por absorção.



Fonte: Stoeker, Jabardo (1985).

### 2.6.1 Soluções Refrigerantes

Segundo a ASHRAE (2017) os ciclos de absorção requerem pelo menos dois fluidos de trabalho: um absorvente e um fluido refrigerante, as quais sofrem mudança de fase em pontos diferentes do sistema. Dada essa restrição, muitas combinações não são possíveis. O primeiro resultado de invocar as restrições de mudança de fase é que os vários fluxos de calor assumem identidades conhecidas. As mudanças de fase do refrigerante ocorrem em um evaporador e um condensador, e as mudanças de fase do absorvente no absorvedor e gerador.

São desejáveis características específicas para os fluidos de trabalho, entre as mais importantes estão a alta solubilidade a baixa temperatura (absorvedor) permitindo bombear a solução forte para o gerador, e a baixa solubilidade a alta temperatura (gerador), onde facilita a dissociação entre o fluido e o absorvente permitindo enviar para o condensador o refrigerante com a maior pureza possível (K. E. Herold; R. Radermacher; S. A. Klein, 2016).

Entre outras características estão ausência de fase sólida, alta volatilidade relativa, pressões operacionais moderadas, estabilidade química, baixa viscosidade, baixa tensão superficial, difusividade térmica e de massa, alto calor latente e ambientalmente correto. Porém,

nenhum par refrigerante-absorvente atende todos os requisitos (ASHRAE, 2017). Os principais pares de fluidos estão representados na Tabela 1.

Tabela 1 – Dados de entrada para a simulação.

Refrigerante	Absorventes
H2O	Sais LiBr LiClO3 CaCl2 ZnCl2 ZnBr Bases Hidroxidos Alcalinos Ácidos H2SO4 H3PO4
NH3	H2O

Fonte: Adaptado de *ASHRAE Fundamentals* (2017).

Conforme a ASHRAE (2017) o par água-brometo de lítio (LiBr), tendo este segundo como absorvedor, oferece segurança ambiental, taxa de volatilidade, afinidade, estabilidade e calor latente adequados. No entanto, se solidifica à 0°C, o que limita sua temperatura de aplicação e o LiBr se cristaliza em concentrações moderadas. A concentração do par fluido-absorvente é determinada pela Equação (10)

$$\xi = \frac{m_{Refr}}{m_{Abs}} \quad (10)$$

Onde  $\xi$  é a concentração do fluido refrigerante,  $m_{Refr}$  é a massa de fluido refrigerante, e  $m_{Abs}$  a massa do absorvedor.

## 2.6.2 Geradores

Os geradores têm como função elevar de temperatura da solução forte proveniente do absorvedor por meio da introdução de uma fonte de calor. Essa condição térmica tem como papel para promover a separação eficiente do refrigerante da solução absorvente a alta temperatura. Essa separação é necessária para enviar ao condensador o refrigerante com a

mínima quantidade de absorvente. A mistura rica em absorvente é denominada solução fraca, a qual é direcionada ao absorvedor (K. E. Herold; R. Radermacher; S. A. Klein, 2016).

Os geradores do tipo acionados por gases de exaustão geralmente são acionados com gases quentes entre as temperaturas de 250 °C e 500 °C. Podem ser tubos horizontais imersos na solução refrigerante, ou arranjos de tubos verticais de ebulição dentro dos quais a solução aquece, uma câmara superior contém o separador de líquido/vapor. A solução entra por baixo e o fluxo da solução ocorre por convecção natural. Os tubos podem ser aletados na extremidade fria do fluxo de gás para manter um fluxo de calor quase constante em todo o trocador de calor (ASHRAE, 2018).

### **2.6.3 Absorvedores**

Os absorvedores são feixes de tubos sobre os quais uma solução rica absorvente é borrifada ou gotejada na presença de vapor refrigerante. O vapor do refrigerante é absorvido pela solução absorvente, em um processo exotérmico, liberando calor de diluição e calor de condensação. Este calor é removido pela água de resfriamento que flui através dos tubos. A solução pobre absorvente deixa o fundo do feixe de tubos absorvedores (ASHRAE, 2018).

### **2.6.4 Trocador de recuperação de calor da solução**

Os trocadores de recuperação de calor da solução têm por função maximizar a recuperação de calor da solução forte, contribuindo para a eficiência global do ciclo. Essa etapa do processo é crucial para otimizar a transferência de energia térmica entre os fluidos, minimizando as perdas e aprimorando o desempenho do sistema como um todo.

Os trocadores de recuperação de calor da solução, também conhecidos como economizadores, são tipicamente casco e tubo ou trocadores de calor de placas. Eles transferem calor entre fluxos de solução absorvente quentes e frios, reaproveitando assim a energia (ASHRAE, 2018). A posição do trocador de solução está representada na Figura 5.





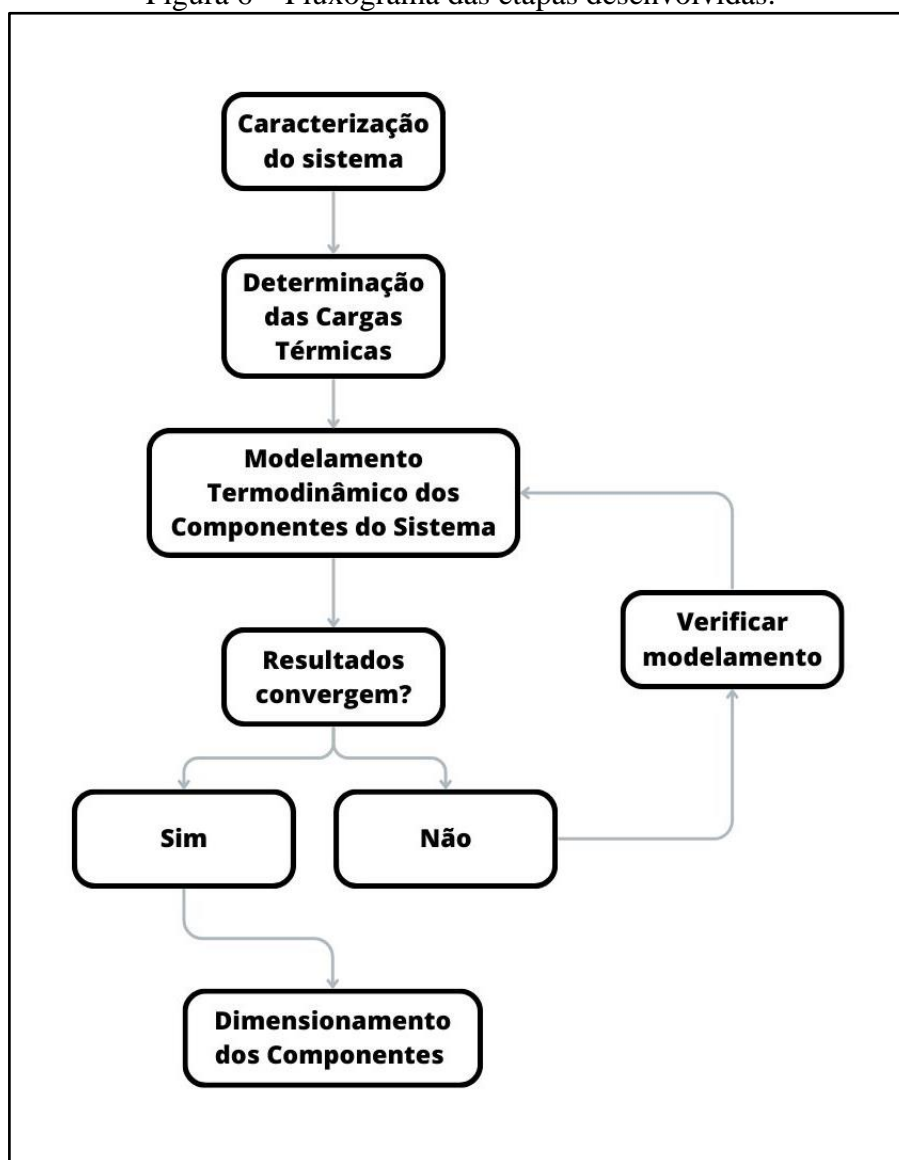
Onde  $Q_{Ev}$  é o calor retirado do ambiente pelo evaporador e  $Q_{Ger}$  é o calor recebido pelo gerador.

### 3. METODOLOGIA

No presente capítulo serão apresentados as considerações, Equações e hipóteses utilizadas para o desenvolvimento do trabalho e consequente modelamento do sistema de refrigeração por absorção para aplicação em carroceria de ônibus rodoviário.

Na Figura 6 é apresentado o fluxograma que demonstra as etapas de desenvolvimento do trabalho.

Figura 6 – Fluxograma das etapas desenvolvidas.



Fonte: O Autor (2023).

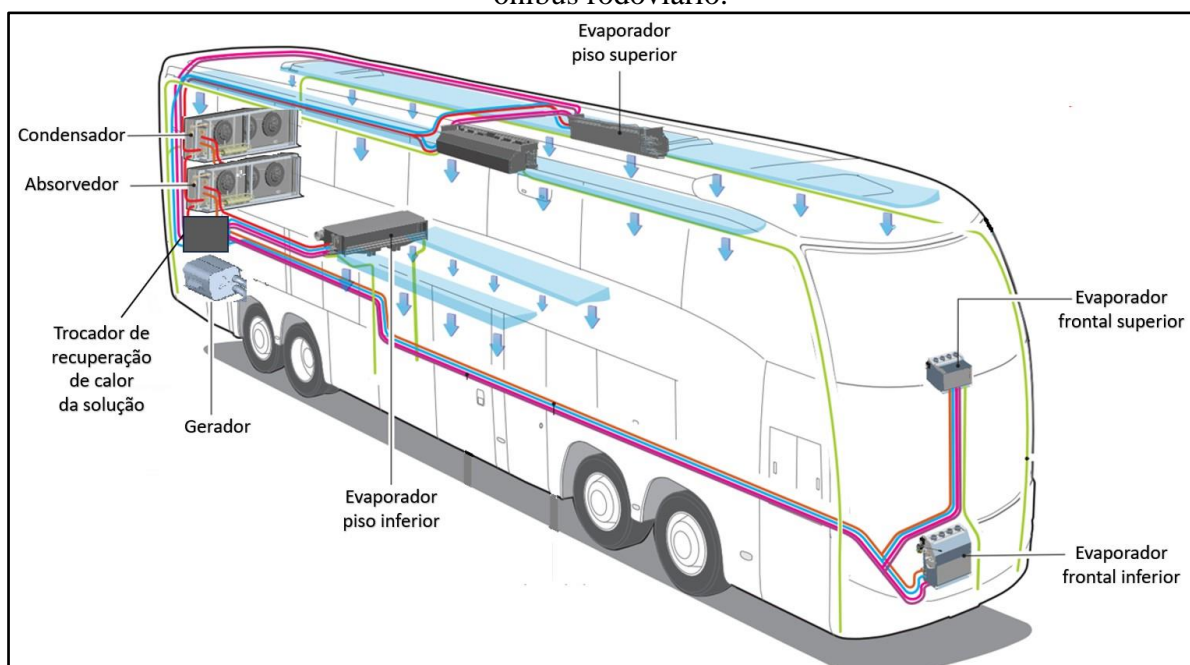
### 3.1 ENERGIA DISPONÍVEL

Para a realização da análise, a fonte de energia adotada consistiu no aproveitamento do fluxo de gases provenientes do escapamento de um motor de combustão interna com o deslocamento volumétrico de  $12,8 \text{ dm}^3$  e potência de 324 kW. Este motor descarrega os produtos de combustão a uma taxa de  $0,50 \text{ kg/s}$  (J B Heywood, 1988), com temperaturas variando entre  $250 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $280 \text{ }^\circ\text{C}$  (Scania, 2022). Entretanto, a faixa de temperatura de entrada adotada na análise foi entre  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ . essa escolha baseou-se na orientação aa ASHRAE (2018), a qual aponta que temperaturas superiores a esta faixa podem propiciar a formação de cristalizações no brometo de lítio.

### 3.2 DETERMINAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS

A carga térmica estabelecida pelos fabricantes de carrocerias de ônibus rodoviários com duplo piso é 60 kW (Valeo Thermal Bus, 2022). A disposição sugerida dos componentes de um sistema de refrigeração por absorção está representada na Figura 7.

Figura 7 – Disposição dos componentes do sistema de refrigeração por compressão vapor em ônibus rodoviário.



Fonte: Adaptado de Manual do Proprietário Valeo (2022).

O compressor foi substituído por um gerador que irá captar a energia proveniente dos produtos de combustão. O absorvedor fica disposto abaixo do condensador e o recuperador de

calor da solução entre o gerador e o absorvedor. O condensador e os evaporadores não foram alterados de posição. Essa configuração busca melhorar a gestão térmica, encurtando linhas de tubulação, e otimizando o espaço disponível na traseira da carroceria.

### 3.3 CONSIDERAÇÕES NO MODELAMENTO

Para o dimensionamento foram adotados parâmetros e hipóteses encontradas nas referências bibliográficas e listadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Dados de entrada para a simulação.

Item considerado	Valor	Unidade	Fonte
Carga térmica a ser retirada do ambiente	60	kW	Valeo Thermal Bus, 2022
Vazão mássica de solução forte	0,2	kg/s	ASHRAE, 2018
Vazão mássica dos gases de combustão	0,5	kg/s	J B Heywood, 1988
Vazão mássica de ar no condensador	4	kg/s	Valeo Thermal Bus, 2022
Vazão mássica de ar no absorvedor	4	kg/s	Valeo Thermal Bus, 2022
Vazão mássica de ar no evaporador	4	kg/s	Valeo Thermal Bus, 2022
Temperatura de entrada do ar no absorvedor	32	°C	-
Temperatura de entrada no evaporador	25	°C	-
Eficácia Trocador de calor	80	%	Herold, Radermacher, Klein, 2016

Fonte: O Autor (2023).

O valor de 0,2 kg/s de vazão da solução forte está acima dos valores recomendados pela ASHRAE (2018), a fim de manter a solução estável a altas temperaturas. O valor recomendado de 0,125 kg/s torna-se instável em temperaturas acima de 130 °C.

Essas informações serviram como base para o desenvolvimento da simulação, garantindo a consistência e a validação dos resultados obtidos apresentados no Capítulo 4.

### 3.4 MODELAMENTO TERMODINÂMICO DOS COMPONENTES

Os componentes foram modelados no software *Engineering Equation Solver* (EES) para realizar a análise do desempenho do sistema em condição de uso em regime permanente. O par fluido refrigerante-absorvente utilizado na análise foi água-LiBr por atender a maioria dos pré-requisitos citados na secção 2.7.1 do presente trabalho.

### 3.4.1 Balanços de Massa e Energia

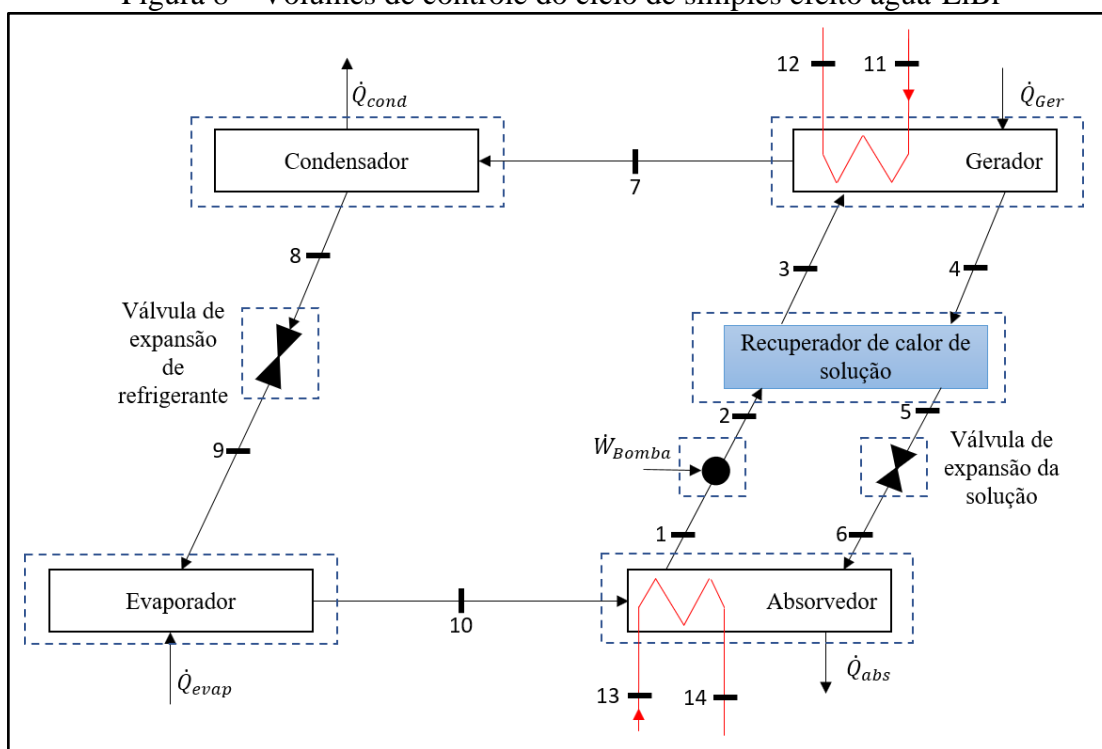
Para a análise individual dos componentes foram definidos os volumes de controle e numerados os pontos de entrada e saída dos mesmos, conforme a Figura 8. Os estados termodinâmicos do fluido refrigerante e suas considerações estão descritas na Tabela 3 (K. E. Herold; R. Radermacher; S. A. Klein, 2016).

Tabela 3 – Estado termodinâmico da simulação

Ponto	Estado	Notas
1	Solução de líquido saturado	Título assumido do vapor $x=0$
2	Solução de líquido pré-aquecido	Estado calculado a partir do modelo de bomba isentrópica
3	Solução de líquido pré-aquecido	Estado calculado a partir do modelo de trocador de calor de solução
4	Solução de líquido saturado	Título assumido do vapor $x=0$
5	Solução de líquido sub-resfriado	Estado calculado a partir do modelo de trocador de calor de solução
6	Saturação líquido vapor	Se o trocador de calor de solução a eficácia é definido como superior a cerca de 80%, estado 6 será líquido sub-resfriado
7	Vapor superaquecido	Assume-se que tenha teor zero de absorvente
8	Água líquida saturada	Título assumido do vapor $x=0$
9	Saturação líquido vapor	
10	Vapor de água saturada	Título assumido do vapor $x=1$

Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher, Klein (2016).

Figura 8 – Volumes de controle do ciclo de simples efeito água-LiBr



Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher, Klein (2016).

### 3.4.1.1 Bomba

Aplicando a lei de conservação de massa para o volume de controle envolvendo a bomba obtém-se a Equação 13. Na Equação 14 está aplicada a conservação de massa de refrigerante:

$$\dot{m}_{refr1} = \dot{m}_{refr2} \quad (13)$$

$$\xi_{refr1} = \xi_{refr2} \quad (14)$$

Onde  $\dot{m}_{refr1}$ , e  $\dot{m}_{refr2}$  são as massas do fluido refrigerante de nos pontos 1 e 2 respectivamente, e  $\xi_{refr1}$  e  $\xi_{refr2}$  são as concentrações de LiBr que compõem as misturas do fluido refrigerante nos mesmos referidos pontos.

A conservação de energia aplicada ao volume de controle envolvendo a bomba está apresentada na Equação 15.

$$\dot{W}_{Bomba} = \dot{m}_{refr1,2} \cdot (h_{refr2} - h_{refr1}) \quad (15)$$

Onde  $\dot{W}_{Bomba}$  é a potência mecânica fornecida pela bomba para aumentar a pressão do fluido,  $\dot{m}_{refr1,2}$  é a massa da solução rica em refrigerante que é movimentado pela bomba.  $h_{refr1}$  e  $h_{refr2}$  são as entalpias respectivamente na entrada e na saída da bomba.

#### 3.4.1.2 Recuperador de Calor

Aplicando a lei de conservação de massa para o volume de controle envolvendo o recuperador de calor obtém-se as Equações 16 e 18. Nas Equações 17 e 19 está aplicada a conservação de massa de refrigerante.

$$\dot{m}_{refr4} = \dot{m}_{refr5} \quad (16)$$

$$\xi_{refr4} = \xi_{refr5} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{refr2} = \dot{m}_{refr3} \quad (18)$$

$$\xi_{refr2} = \xi_{refr3} \quad (19)$$

Onde  $\dot{m}_{refr2}$ ,  $\dot{m}_{refr3}$ ,  $\dot{m}_{refr4}$  e  $\dot{m}_{refr5}$  são os fluxos de massa de refrigerante que circulam nos pontos 2, 3, 4 e 5 respectivamente, e  $\xi_{refr2}$ ,  $\xi_{refr3}$ ,  $\xi_{refr4}$  e  $\xi_{refr5}$  são as concentrações dos fluidos que passam nos mesmos pontos. Entre os pontos 2 e 3 circula a composição de menor concentração de LiBr essa denominada mistura forte. Entre os pontos 4 e 5 circula a combinação de maior concentração chamada de mistura fraca.

A conservação de energia aplicada ao volume de controle envolvendo o recuperador de calor, já simplificando os fluxos de massa com mesmo módulo, está apresentada na Equação 20:

$$\dot{m}_{refr2,3} \cdot (h_{refr2} - h_{refr3}) = \dot{m}_{refr4,5} \cdot (h_{refr4} - h_{refr5}) \quad (20)$$

Onde  $\dot{m}_{refr2,3}$  e  $\dot{m}_{refr4,5}$  é a massa de refrigerante que circula no recuperador de calor nos pontos 2, 3, 4 e 5, respectivamente. Os itens  $h_{refr2}$ ,  $h_{refr3}$ ,  $h_{refr4}$  e  $h_{refr5}$  são respectivamente as entalpias nos mesmos pontos do recuperador.

#### 3.4.1.3 Gerador

A conservação de massa aplicada ao volume de controle envolvendo o gerador está apresentada na Equações 21 e 22.

$$\dot{m}_{refr3} = \dot{m}_{refr4} + \dot{m}_{refr7} \quad (21)$$

$$\xi_{refr3} = \xi_{refr4} + \xi_{refr7} \quad (22)$$

Onde  $\dot{m}_{refr3}$ ,  $\dot{m}_{refr4}$  e  $\dot{m}_{refr7}$  são as vazões mássicas de solução forte (3), fraca (4) e refrigerante (7), respectivamente, e  $\xi_{refr3}$  e  $\xi_{refr4}$  são as concentrações de LiBr que compõem as misturas do fluido refrigerante nos pontos 3 e 4, sendo a concentração do ponto 7 considerado como água sem mistura do absorvedor.

A conservação de energia aplicada ao volume de controle envolvendo o gerador está apresentada na Equação 23:

$$\dot{Q}_{ger} = \dot{m}_{refr4} \cdot h_{refr4} + \dot{m}_{refr7} \cdot h_{refr7} - \dot{m}_{refr3} \cdot h_{refr3} \quad (23)$$

Onde  $\dot{Q}_{ger}$  é o calor absorvido pelo gerador,  $\dot{m}_{refr4}$ ,  $\dot{m}_{refr7}$  e  $\dot{m}_{refr3}$  são as vazões mássicas de solução e refrigerante que escoam nos pontos 4, 7 e 3 respectivamente.  $h_{refr4}$ ,  $h_{refr7}$  e  $h_{refr3}$  são as entalpias nos mesmos referidos pontos.

#### 3.4.1.4 Válvula de expansão da solução

Aplicando a lei de conservação de massa para o volume de controle envolvendo a válvula de expansão da solução obtém-se a Equação 24. Na Equação 25 está aplicada a conservação de massa de refrigerante:

$$\dot{m}_{refr5} = \dot{m}_{refr6} \quad (24)$$

$$\xi_{refr5} = \xi_{refr6} \quad (25)$$

Onde  $\dot{m}_{refr5}$ , e  $\dot{m}_{refr6}$  são as massas do fluido refrigerante de nos pontos 5 e 6 respectivamente, e  $\xi_{refr5}$  e  $\xi_{refr6}$  são as concentrações de LiBr que compõem as misturas do fluido refrigerante nos mesmos referidos pontos.

A conservação de energia aplicada ao volume de controle envolvendo a válvula de expansão da solução está apresentada na Equação 26.

$$h_{refr5} = h_{refr6} \quad (26)$$



Onde  $h_{refr5}$  e  $h_{refr6}$  são as entalpias respectivamente na entrada e na saída da válvula de expansão da solução.

#### 3.4.1.5 Condensador

Aplicando a lei de conservação de massa para o volume de controle envolvendo o condensador obtém-se a Equação 27. Na Equação 28 está aplicada a conservação de massa de refrigerante

$$\dot{m}_{refr7} = \dot{m}_{refr8} \quad (27)$$

$$\dot{m}_{ar\ entr} = \dot{m}_{ar\ sai} \quad (28)$$

Onde  $\dot{m}_{refr7}$  e  $\dot{m}_{refr8}$  são as massas do fluido refrigerante de nos pontos 7 e 8 respectivamente,  $\dot{m}_{ar\ entr}$  e  $\dot{m}_{ar\ sai}$  são respectivamente as massas de ar de entrada e saída que circulam pelo condensador.

A conservação de energia aplicada ao volume de controle envolvendo o condensador está apresentada na Equação 29.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{refr7,8} \cdot (h_{refr7} - h_{refr8}) \quad (29)$$

Onde  $\dot{Q}_{cond}$  é o calor trocado pelo condensador entre o ar e o refrigerante,  $\dot{m}_{refr7,8}$  é a massa de refrigerante que flui no condensador,  $\dot{m}_{ar,cond}$  é a massa de ar que escoar no condensador para efetuar a troca de energia,  $h_{refr7}$  e  $h_{refr8}$  são respectivamente as entalpias de entrada e saída do refrigerante no condensador.

#### 3.4.1.6 Válvula de expansão de refrigerante

Aplicando a lei de conservação de massa para o volume de controle envolvendo a válvula de expansão do refrigerante obtém-se a Equação 30. Na Equação 31 está aplicada a conservação de massa de refrigerante.

$$\dot{m}_{refr8} = \dot{m}_{refr9} \quad (30)$$

$$\xi_{refr8} = \xi_{refr9} \quad (31)$$

Onde  $\dot{m}_{refr8}$ , e  $\dot{m}_{refr9}$  são as massas do fluido refrigerante de nos pontos 8 e 9 respectivamente, e  $\xi_{refr8}$  e  $\xi_{refr9}$  são as concentrações de LiBr que compõem as misturas do fluido refrigerante nos mesmos referidos pontos.

A conservação de energia aplicada ao volume de controle envolvendo a válvula de expansão do refrigerante está apresentada na Equação 32.

$$h_{refr8} = h_{refr9} \quad (32)$$

Onde  $h_{refr8}$  e  $h_{refr9}$  são as entalpias respectivamente na entrada e na saída da válvula de expansão do refrigerante.

#### 3.4.1.7 Evaporador

O conjunto de cinco evaporadores, conforme mostrados na Figura 7, foi tratado como um único volume de controle na Figura 8. Essa abordagem foi adotada considerando que a capacidade total de refrigeração requerida na carroceria é conhecida e pode variar de acordo com a circulação de pessoas entre os 3 ambientes – piso superior, piso inferior e cabine do motorista. Essa simplificação permite uma análise eficiente e abrangente do desempenho do sistema de refrigeração em diferentes condições de ocupação e distribuição térmica na carroceria do ônibus.

Aplicando a lei de conservação de massa para o volume de controle envolvendo os evaporadores obtém-se a Equação 33.

$$\dot{m}_{refr9} = \dot{m}_{refr10} \quad (33)$$

Onde  $\dot{m}_{refr9}$  e  $\dot{m}_{refr10}$  são as massas do fluido refrigerante de nos pontos 9 e 10 respectivamente.

A conservação de energia aplicada ao volume de controle envolvendo os evaporadores está apresentada na Equação 34.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{refr9,10} \cdot (h_{refr10} - h_{refr9}) \quad (34)$$

Onde  $\dot{Q}_{evap}$  é o calor absorvido pelo evaporador no ambiente,  $\dot{m}_{refr\ 9,10}$  é a massa de refrigerante que escoar no evaporador,  $h_{refr10}$  e  $h_{refr9}$  são respectivamente as entalpias de saída e entrada do refrigerante do evaporador.

#### 3.4.1.8 Absorvedor

Aplicando a lei de conservação de massa para o volume de controle envolvendo o absorvedor obtém-se a Equação 35. Na Equação 36 está aplicada a conservação de massa de refrigerante.

$$\dot{m}_{refr1} = \dot{m}_{refr10} + \dot{m}_{refr6} \quad (35)$$

$$\xi_{refr1} = \xi_{refr10} + \xi_{refr6} \quad (36)$$

Onde  $\dot{m}_{refr1}$ ,  $\dot{m}_{refr10}$  e  $\dot{m}_{refr6}$  são as massas do fluido refrigerante que escoar nos pontos 1, 10 e 6 respectivamente, e  $\xi_{refr1}$  e  $\xi_{refr6}$  são as concentrações de LiBr que compõem as misturas do fluido refrigerante nos pontos 1 e 6.

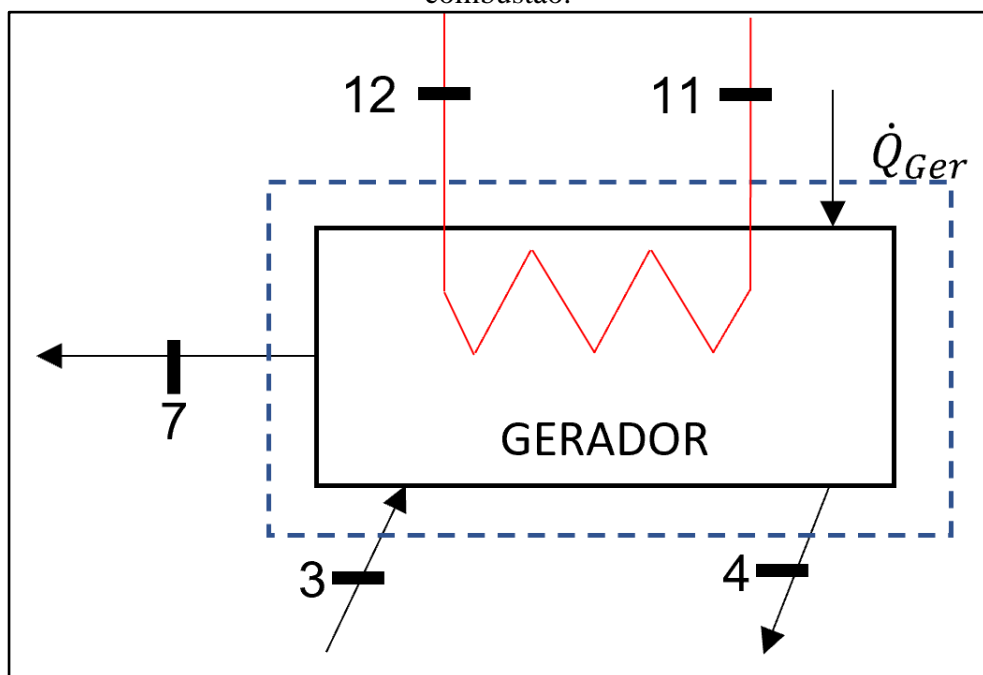
A conservação de energia aplicada ao volume de controle envolvendo o absorvedor está apresentada na Equação 37.

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{refr\ 10} \cdot h_{refr\ 10} + \dot{m}_{refr\ 6} \cdot h_{refr\ 6} - \dot{m}_{refr\ 1} \cdot h_{refr\ 1} \quad (37)$$

### 3.5 DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

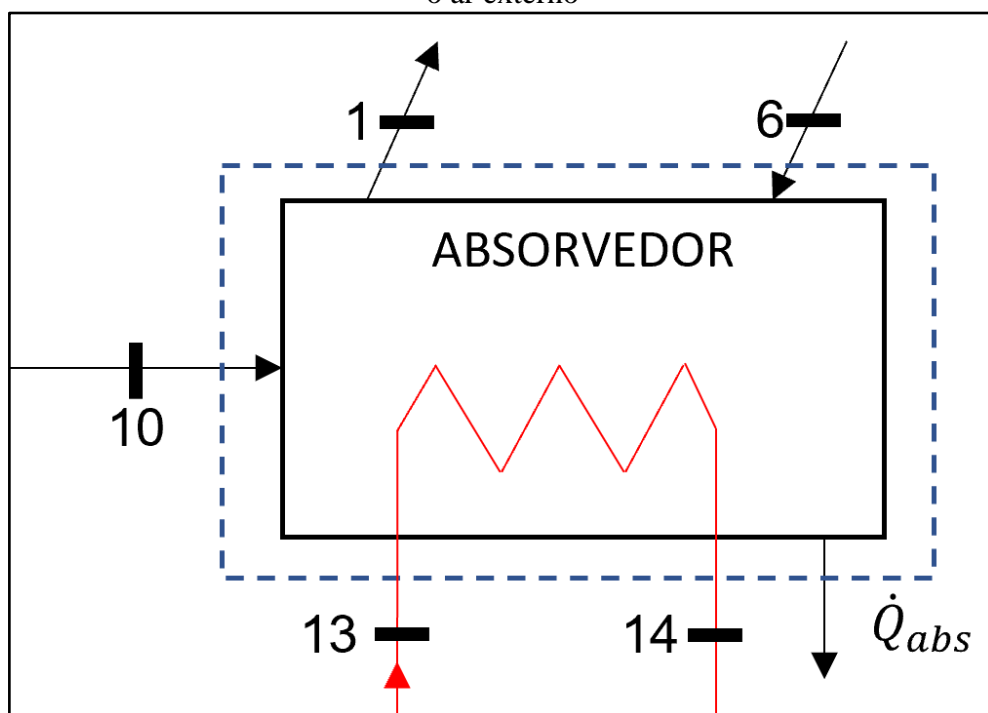
Para o dimensionamento dos trocadores de calor, a serpentina de troca térmica foi incorporada ao volume de controle, a fim de representar a entrada e saída do ar, conforme ilustrado nas Figuras 9, 10 e 11 para o gerador, absorvedor e recuperador de calor respectivamente.

Figura 9 – Volume de controle do gerador, adicionado trocador de calor para os gases de combustão.



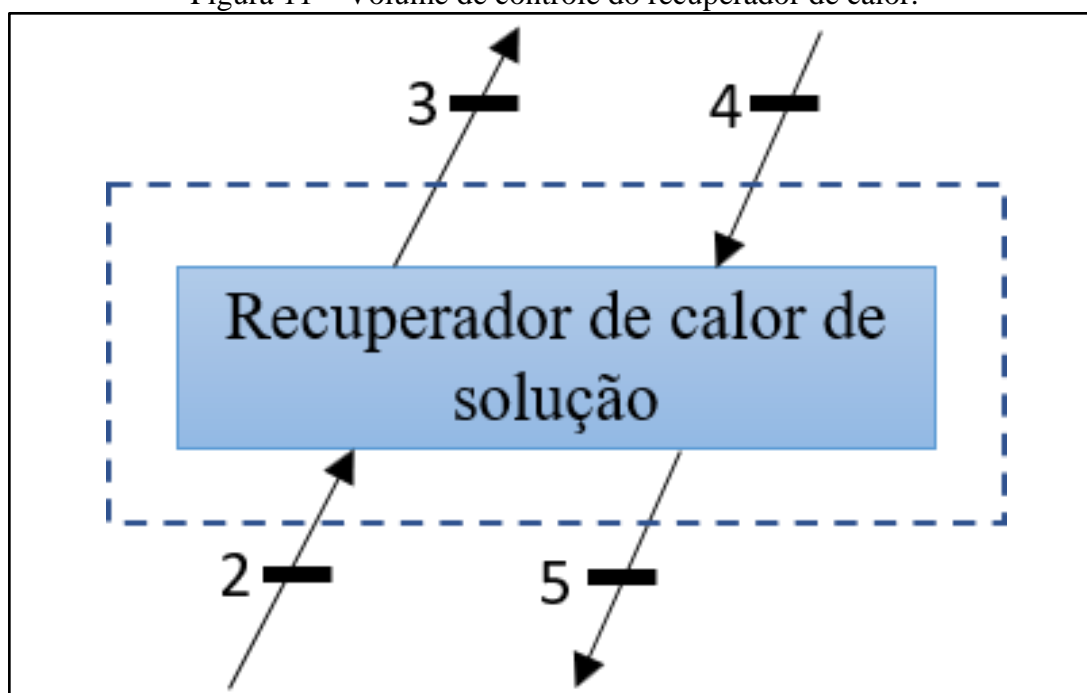
Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (2016).

Figura 10 – Volume de controle do absorvedor, adicionado serpentina para troca de calor com o ar externo



Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (2016).

Figura 11 – Volume de controle do recuperador de calor.



Fonte: Adaptado de Herold, Radermacher e Klein (2016).

A Equações 38, 39 e 40 que determinam a Condutância Térmica ( $UA$ ) para o gerador, absorvedor e recuperador de calor respectivamente. O valor obtido de  $UA$  foi empregado no dimensionamento da área de troca dos trocadores de calor do gerador, absorvedor e recuperador de calor.

$$UA_{Ger} = \frac{\dot{Q}_{ger}}{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)} \cdot \ln \frac{(T_{11} - T_4)}{(T_{12} - T_7)} \quad (38)$$

$$UA_{Abs} = \frac{\dot{Q}_{Abs}}{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})} \cdot \ln \frac{(T_6 - T_{14})}{(T_1 - T_{13})} \quad (39)$$

$$UA_{Rec.Calor} = \frac{\dot{Q}_{Rec.Calor}}{(T_4 - T_3) - (T_5 - T_2)} \cdot \ln \frac{(T_4 - T_3)}{(T_5 - T_2)} \quad (40)$$

Onde  $T$  é a temperatura de entrada e saída dos pontos identificados no termo subscrito de cada item, o  $\dot{Q}$  é a energia de entrada no gerador, saída no absorvedor e de troca térmica entre a solução forte e fraca no caso do recuperador de calor de solução.

No recuperador de calor da solução, a solução forte, caracterizada por maior concentração de refrigerante (água) e menor de absorvente (LiBr), flui entre os pontos 2 e 3. Simultaneamente, a solução fraca, com concentração menor de refrigerante e mais elevada de absorvente escoam entre os pontos 4 e 5. As soluções forte e fraca não se misturam no recuperador de calor da solução.

### 3.5.1 Determinação da Área de troca térmica

Para a determinação da área de troca térmica foi adotado a Equação 41.

$$A = \frac{UA}{U} \quad (41)$$

Onde  $A$  é a área a ser determinada,  $UA$  é a Condutância térmica determinado pelas Equações 38, 39 e 40, e  $U$  é o Coeficiente Global de Transferência de Calor. O valor de  $U$  foi adotado contante nos dimensionamentos, com o objetivo de obter uma relação semelhante para os equipamentos analisados.

Os critérios adotados foram o mínimo para a interface água-água e o máximo para a interface água-ar em tubos aletados, ambos com o valor de  $U = 0,85 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ , conforme Tabela 4 (Çengel; Afshin, 2012). Essa escolha visa proporcionar uma abordagem padronizada e consistente para os dimensionamentos, facilitando a análise comparativa dos diferentes componentes do sistema.

Tabela 4 – Valores de  $U$  em trocadores de calor.

<b>Tipo de trocador de calor</b>	<b><math>U, \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}</math></b>
Água-água	850–1.700
Água-óleo	100–350
Água-gasolina ou querosene	300–1.000
Aquecedores de água de alimentação	1.000–8.500
Vapor-óleo combustível leve	200–400
Vapor-óleo combustível pesado	50–200
Condensador de vapor	1.000–6.000
Condensador de freon (resfriado a água)	300–1.000
Condensador de amônia (resfriado a água)	800–1.400
Condensadores de álcool (resfriado a água)	250–700
Gás-gás	10–40
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	400–850
Vapor-ar em tubos aletados (vapor tubos)	400–4.000

Fonte: Adaptado de Çengel, Ghajar (2012).

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foi elaborado a simulação do sistema de refrigeração por absorção no software EES pela função tabela paramétrica com a opção *Update Guesses* ativado, variando a temperatura dos gases de combustão entre 100 °C e 150 °C, pois acima dessa temperatura o fluido refrigerante tende a cristalização. A análise dos resultados foi feita levando-se em conta as áreas de troca térmica dos componentes gerador, absorvedor e trocador de calor e a avaliação do COP do sistema em função da variação da temperatura de entrada no gerador.

Foram avaliados o erro relativo para o balanço de massa do sistema e para o balanço de energia para validação dos resultados (Figura 12). Os maiores desvios são apresentados na Tabela 5. Nota-se que os erros apresentados foram muito baixos, significando que o modelo numérico convergiu de forma adequada em relação ao balanço de massa e balanço de energia.

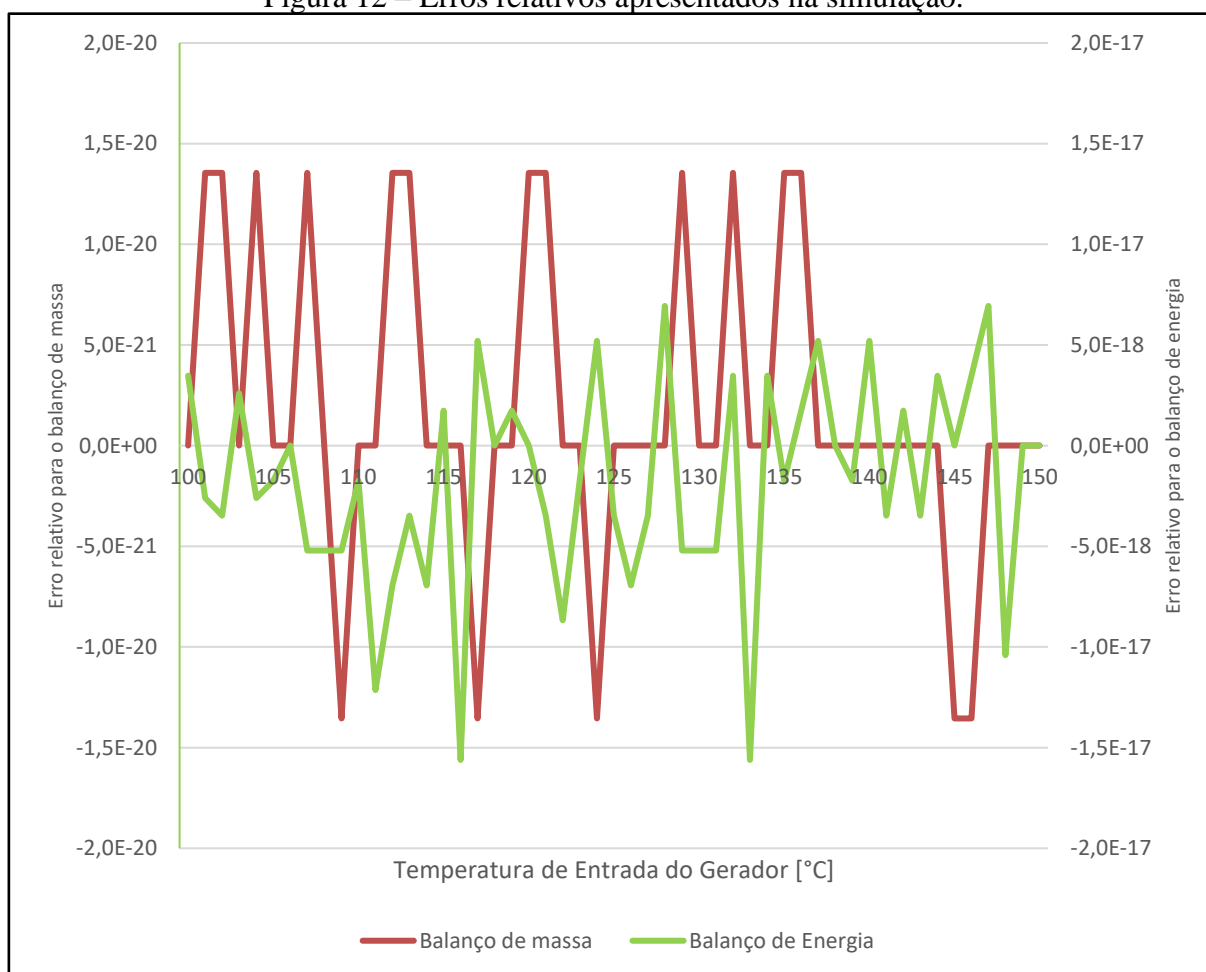
Tabela 5 – Maiores erros relativo.

<b>Item</b>	<b>Temperatura Escapamento</b>	<b>Erro relativo Max</b>
Balanço de massa	124	1,36E-20
Balanço de Energia	116	-1,56E-17

Fonte: O Autor (2023).

A avaliação do sistema foi conduzida considerando a variação da temperatura dos gases de combustão na entrada do gerador. Essa variação impacta diretamente no desempenho do absorvedor e do trocador de calor, resultando em alterações no valor da diferença de temperatura média logarítmica (DTML), e conseqüentemente na área de troca térmica dos equipamentos analisados.

Figura 12 – Erros relativos apresentados na simulação.



Fonte: O Autor (2023).

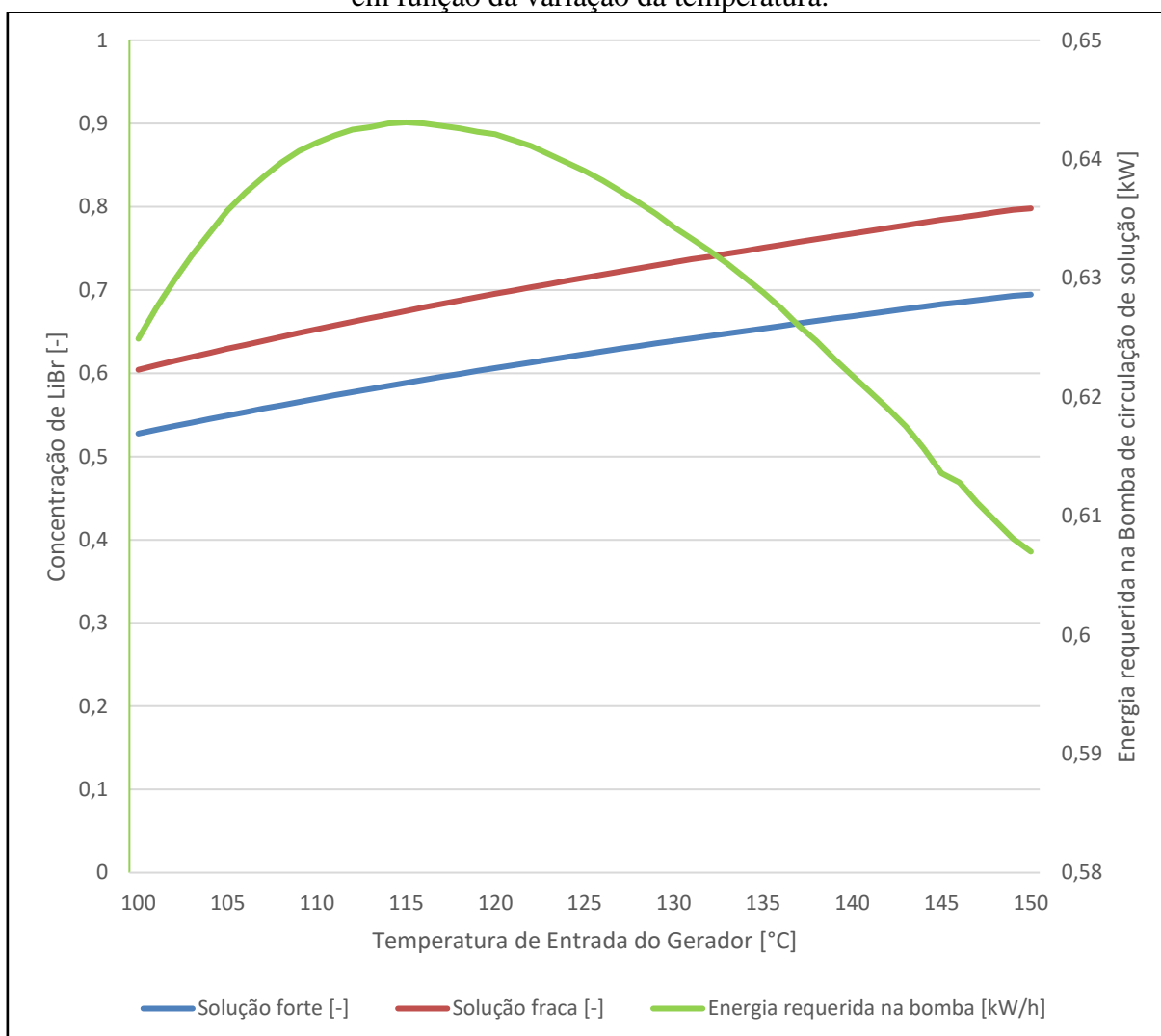
Destacam-se no gráfico do balanço de energia da Figura 12, dois pontos de maior desvio localizados em 116 °C, 132 °C e 146 °C. Nestes pontos específicos, observou-se um impacto significativo nos cálculos das áreas de troca térmica do gerador e absorvedor, analisados com maiores detalhes nos itens 4.2 e 4.3 do presente trabalho.

#### 4.1 CONCENTRAÇÃO DO FLUIDO

Observa-se um aumento da concentração de brometo de lítio na mistura do fluido refrigerante, necessária para manter a solução estável em altas temperaturas (Figura 13) corroborando com a recomendação da ASHRAE (2017). A concentração de brometo de lítio variou entre 0,53 para 100 °C e 0,69 aos 150 °C no trecho onde escoava a solução forte. Na região onde circula a solução fraca, a concentração de absorvente variou entre 0,60 e 0,80 nas mesmas temperaturas.



Figura 13 – Variação de concentração do fluido e energia requerida pela bomba de solução em função da variação da temperatura.



Fonte: O Autor (2023).

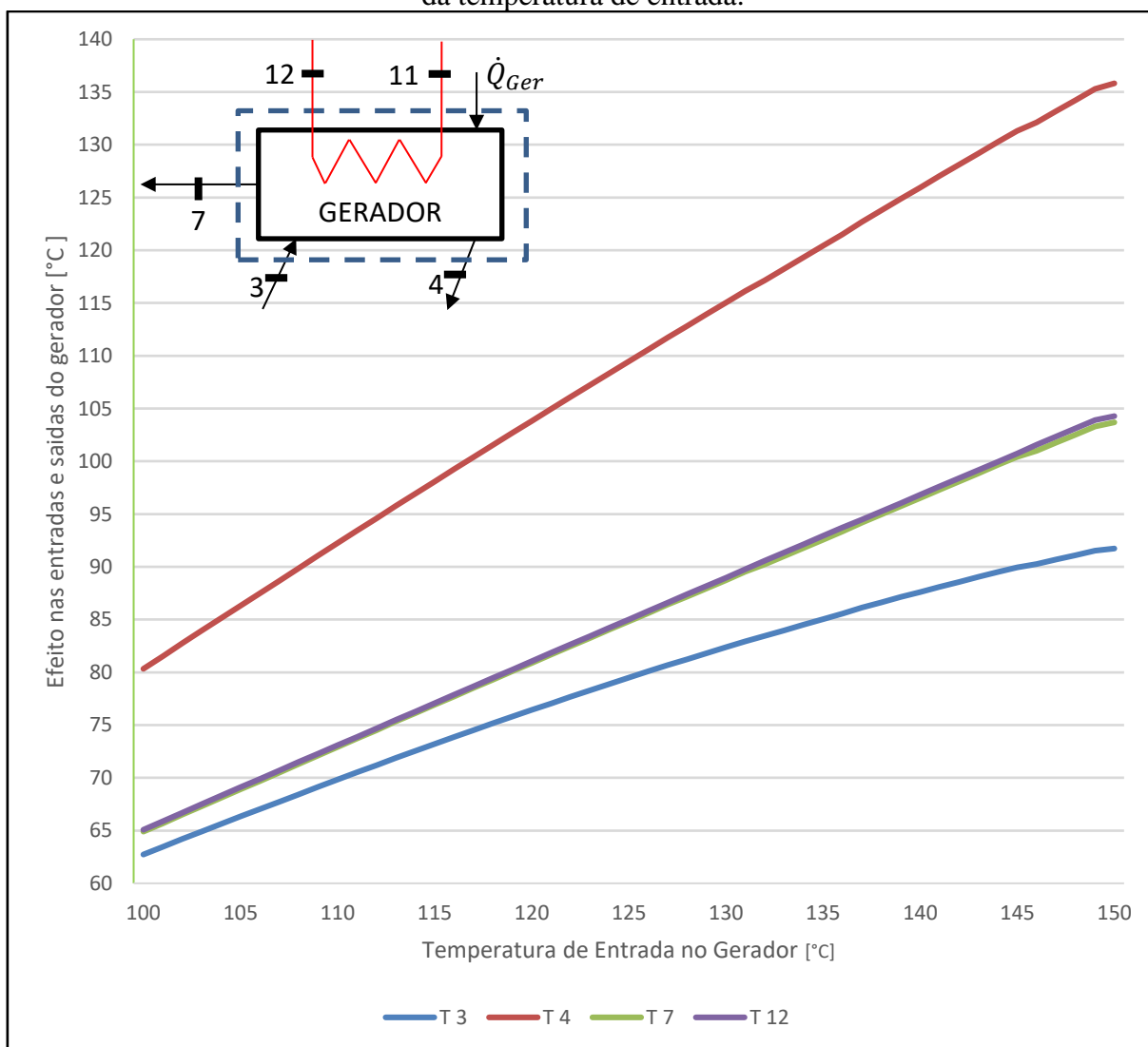
Entretanto, destaca-se que a energia necessária na bomba de solução diminuiu a partir dos 115 °C, atribuindo o resultado devido à redução da viscosidade do fluido em altas temperaturas. A queda de energia para realizar a circulação do fluido refrigerante é condizente com os dados obtidos por Herold, Radermacher e Klein (2016). A energia requerida mínima necessária foi de 0,61 kW em 150 °C e um máximo de 0,64 kW a 115 °C. Sendo essa diferença irrelevante do ponto de vista prático.

## 4.2 GERADOR

Os gases de exaustão do motor estão representados pelo ponto 11 do esquema no canto superior esquerdo da Figura 14 e sua temperatura varia de 100 °C a 150 °C. Devido a simulação

do modelo ser dinâmica, as variações de temperatura no ponto 11 tem efeitos nos demais componentes do sistema. O ponto 3 representa a entrada da solução forte, proveniente do recuperador de calor da solução. O ponto 4 é a saída da solução fraca aquecida no gerador. O ponto 7 representa a saída da água em estado vapor superaquecido com teor zero de absorvente e fluxo destinado ao condensador. O ponto 12 é de saída dos produtos de combustão após transferir energia para o sistema.

Figura 14 – Variação de temperaturas nas entradas e saídas do gerador em função do aumento da temperatura de entrada.



Fonte: O Autor (2023).

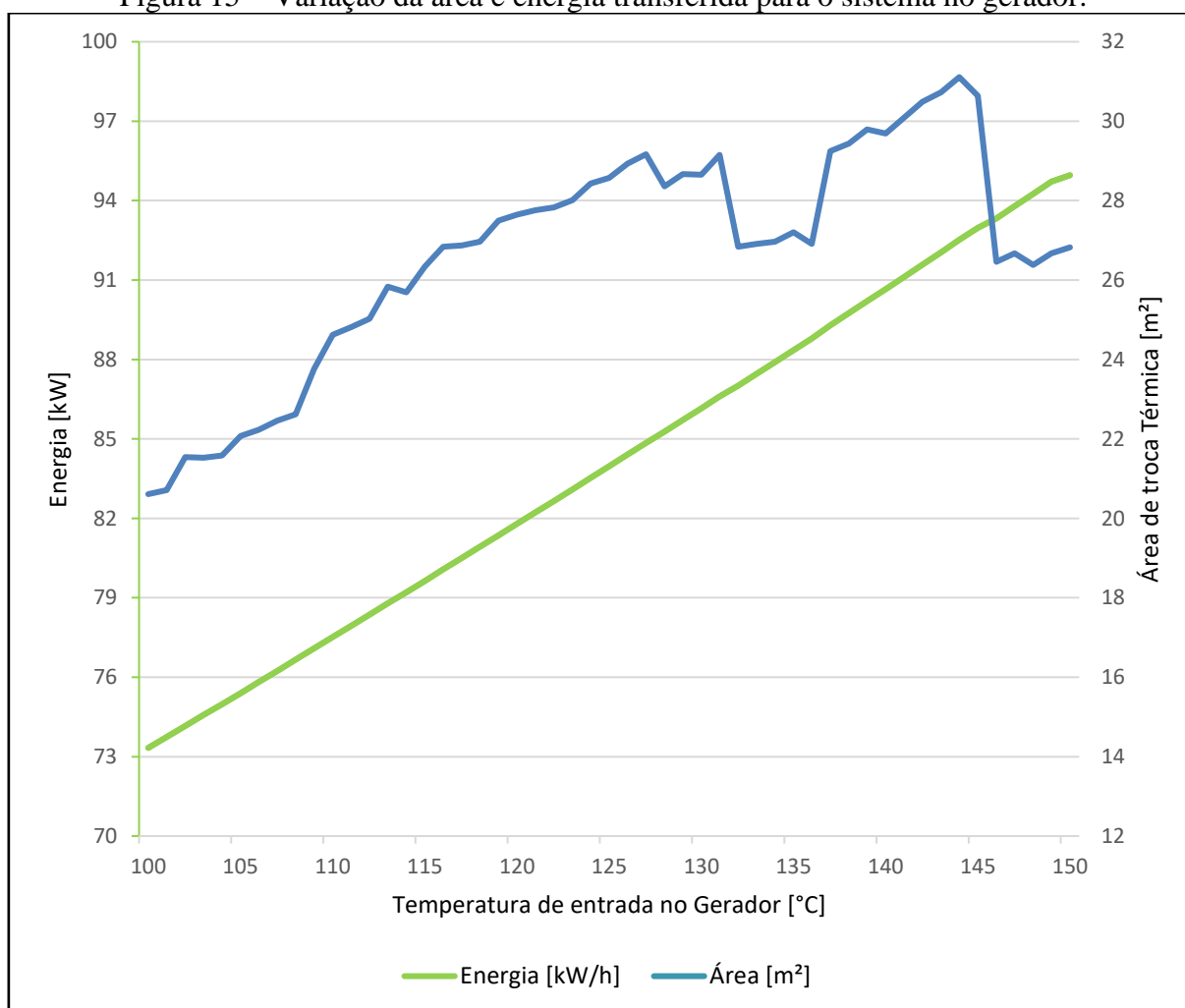
À medida que a temperatura de entrada no gerador é incrementada (ponto 11), as temperaturas nas linhas de saída para o condensador (ponto 7), ambiente externo (ponto 12) e trocador de calor (ponto 4) também aumentam. Por consequência, a temperatura de entrada

proveniente do recuperador de calor de solução (ponto 3) também aumenta, um aspecto que será analisado com maior detalhe na secção 4.4.

As temperaturas nos pontos 7 e 12 apresentam pouca diferença entre si, praticamente se sobrepondo no gráfico. Sendo a solução fraca, com maior concentração de absorvente, a que recebe a maior parte da energia inserida no sistema. Esse comportamento destaca a interdependência térmica dos componentes, indicando a complexidade das interações no sistema.

A Figura 15 apresenta a energia total fornecida para o sistema no gerador e a área de troca térmica necessária. Ambos os parâmetros aumentam proporcionalmente com o aumento da temperatura de entrada no ponto 11. Esse resultado é consistente com a queda do coeficiente de performance apresentado na secção 4.5 do presente trabalho.

Figura 15 – Variação da área e energia transferida para o sistema no gerador.



Fonte: O Autor (2023).

A energia transferida variou entre 73,3 kW/h para a temperatura de 100 °C, cerca de 22,2% a mais que a energia requerida no evaporador, e com o máximo de 94,9 kW aos 150 °C o que representa 58.3% acima da energia a ser absorvida na carroceria. A área de troca mínima de 20,61 m<sup>2</sup> está em 100 °C e a área máxima de 31,1 m<sup>2</sup> em 144 °C. A queda dos resultados no gráfico de área da Figura 15, entre as temperaturas de 144 °C e 146°C são coincidentes com os pontos de erro relativo apresentados na Figura 12, o que justifica descontinuidade no gráfico.

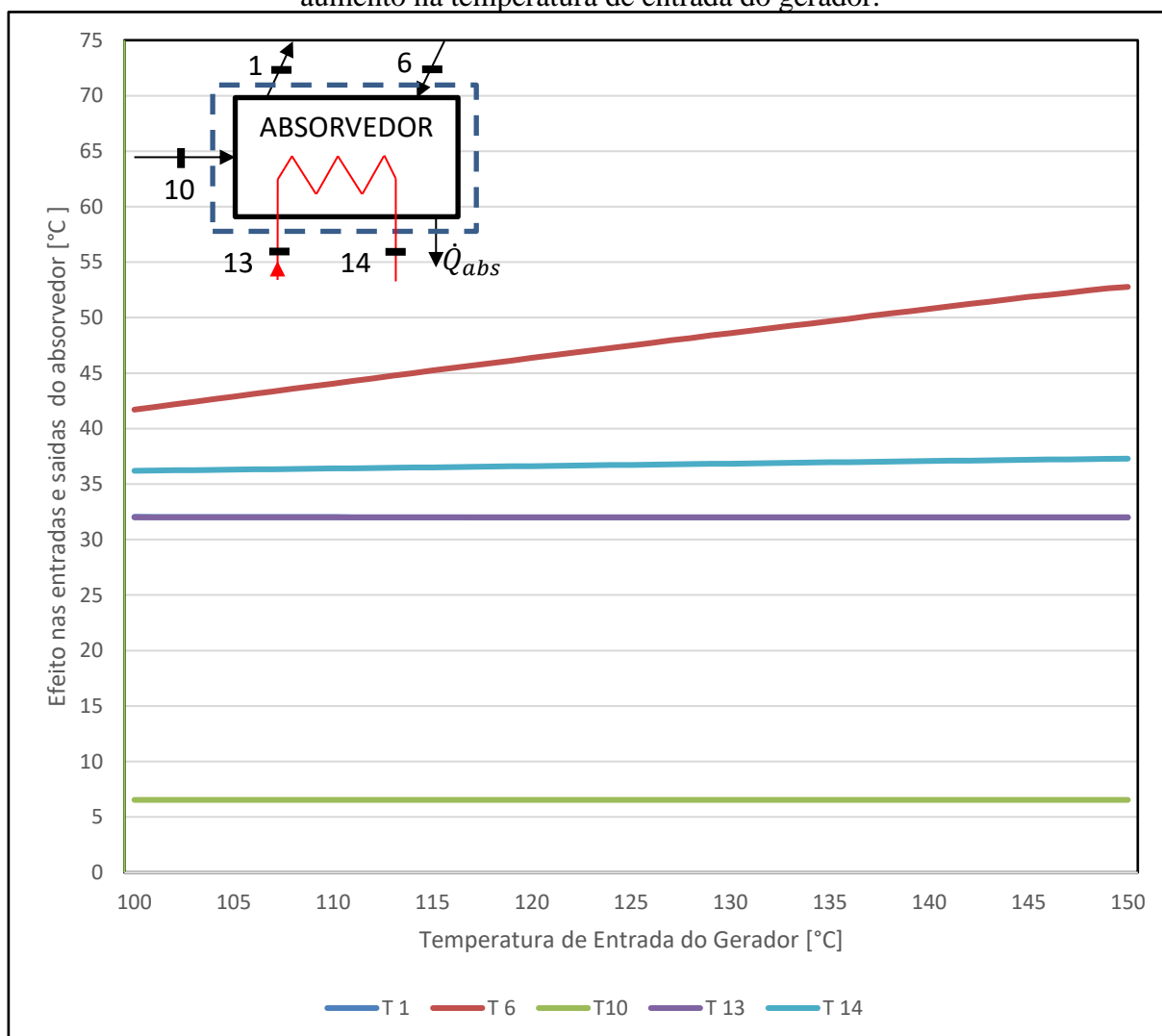
### 4.3 ABSORVEDOR

Na Figura 16, são apresentados os resultados obtidos no absorvedor. No canto superior esquerdo é apresentado o esquema com as entradas e saídas do componente. O ponto 10 do esquema representa a linha de entrada de água saturada com título 1 oriunda do evaporador e com temperatura fixa em 6,5 °C. Os pontos 13 e 14 representam as entradas e saída de ar respectivamente, sendo a entrada com temperatura constante à 32 °C. O ponto 1 representa a saída que escoar a solução forte, e o ponto 6 representa a entrada que circula a solução fraca. Ambos os pontos 1 e 6 estão conectados ao trocador de recuperação de calor da solução.

No absorvedor observou-se uma variação menor nas temperaturas entre os 100 °C e 150 °C utilizados na simulação. Notavelmente, o ponto 6, com origem no ponto 4 do gerador (vide Figura 8) e passando pelo trocador de calor (componente analisado na seção 4.4), apresentou a maior variação. Os resultados foram de 41,7 °C a 52,8 °C para temperaturas de entrada no gerador de 100 °C e 150 °C respectivamente. Concordando com o resultado obtido na seção 4.2.

A saída 1 de solução forte, não teve alteração significativa, ficando praticamente constante em 32 °C para temperaturas de entrada no gerador de 100 °C a 150 °C, se sobrepondo graficamente com a linha do ponto 13 na Figura 16. A temperatura no ponto 14 não apresentou grande variação. Ficando entre 36,2 °C e 37,3 °C entre as temperaturas de entrada no gerador de 100 °C e 150 °C respectivamente. Conclui-se, portanto, que a energia oriunda da alta temperatura da entrada 6 é transferida para a água da entrada 10 que está a 6,5 °C.

Figura 16 – Variação de temperaturas nas entradas e saídas do absorvedor em função do aumento na temperatura de entrada do gerador.



Fonte: O Autor (2023).

Na Figura 17 são apresentados os resultados para a energia transferida e área de troca térmica para o absorvedor. A energia que o componente rejeita no ambiente e na mistura fluido-absorvedor aumenta juntamente com o acréscimo de temperatura na entrada do gerador.

A área varia de maneira acentuada de entre 116 °C e 117 °C e outra entre 131 °C e 133 °C. Realizando uma análise com maior atenção nos resultados, foi constatada duas variações abruptas nos erros relativos no balanço de energia (Figura 12), assim como ocorre no gerador, pode ter ocasionado o pico apresentado no gráfico.

Figura 17 – Variação da área e energia transferida para o sistema no absorvedor.



Fonte: O Autor (2023).

Na simulação do absorvedor foi observado o aumento da energia transferida com o aumento da temperatura, variando entre 70,6 kW/h para a temperatura de 100°C e com o máximo de 89,0 kW para 150 °C. A área de troca mínima de 69,6 m<sup>2</sup> está em 102°C e a área máxima de 95,1 m<sup>2</sup> em 135 °C.

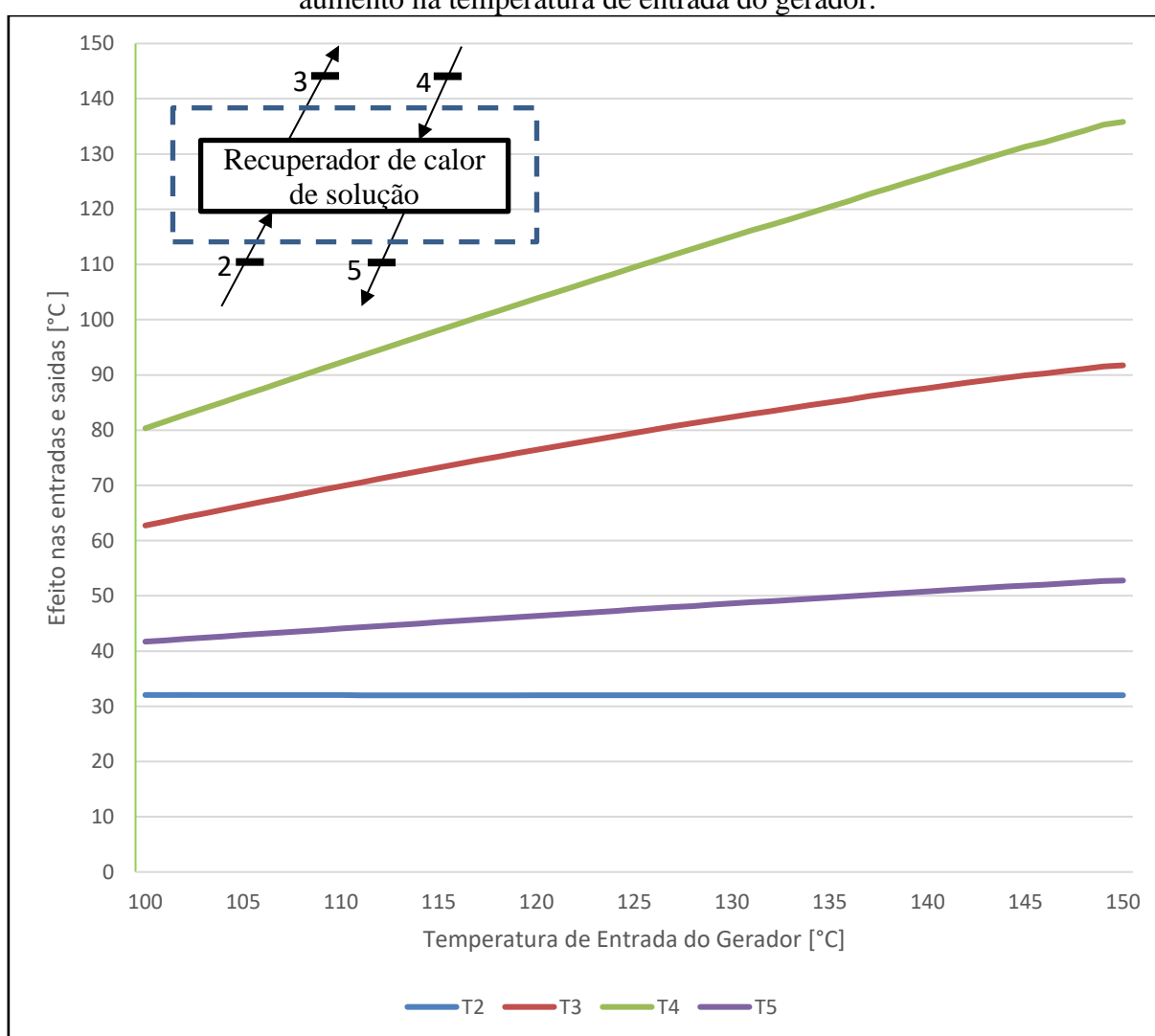
#### 4.4 TROCADOR DE RECUPERAÇÃO DE CALOR DA SOLUÇÃO

A Figura 18 apresenta no canto superior esquerdo a representação esquemática para o trocador de calor. Entre os pontos 2 e 3 esco a solução forte com menor concentração de absorvente, o ponto 2 tem origem no absorvedor e o ponto 3 tem destino o gerador. Entre os pontos 4 e 5 esco a solução fraca com maior concentração de absorvente. O ponto 3 tem origem no gerador e o ponto 5 tem destino o absorvedor. O fluxo de calor tem sentido da solução fraca,

de maior temperatura, para a solução forte, com menor temperatura. No trocador de recuperador de solução foi admitido uma eficiência de 80% de troca entre os fluidos conforme adotado por Herold, Radermacher e Klein (2016).

A temperatura no ponto 2 se manteve constante, conforme apresentada no absorvedor. A temperatura no ponto 4 e a mesma analisada no gerador, com efeito direto dos gases de combustão. Os pontos 3 e 5 são as saídas e apresentam diferenças a significativas devido a alteração da temperatura de entrada no gerador.

Figura 18 – Variação de temperaturas nas entradas e saídas do recuperador em função do aumento na temperatura de entrada do gerador.



Fonte: O Autor (2023).

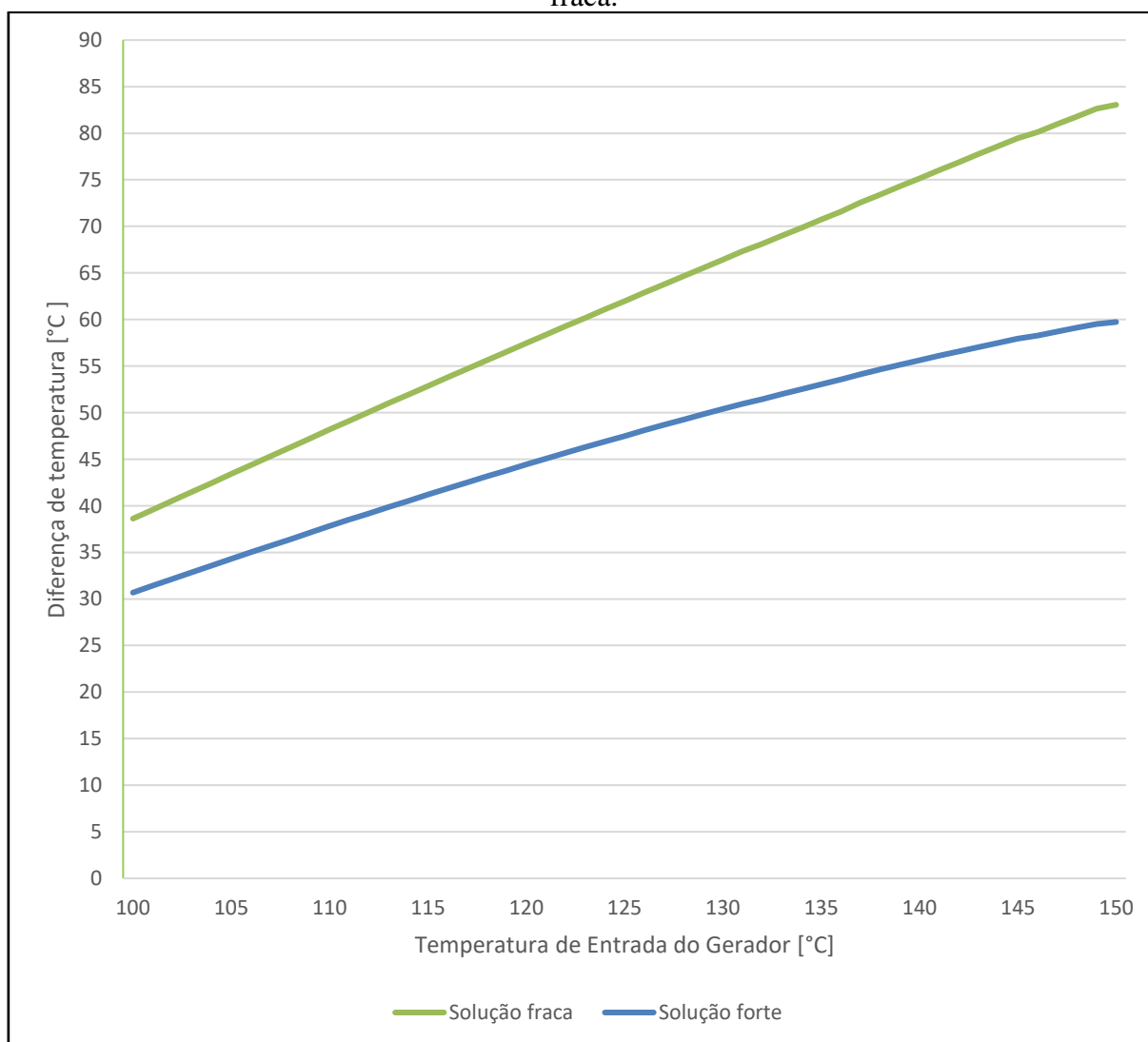
O ponto 3 tem temperatura mínima de saída de 62,7 °C e máxima de 91,7 °C entre as temperaturas de entrada no gerador de 100 °C e 150 °C respectivamente. Analisando a diferença de temperaturas de saída no ponto 3 em relação a entrada no ponto 2, obtém-se uma variação

de 30,7 °C e de 59,7 °C entre as temperaturas de entrada no gerador de 100 °C e 150 °C, respectivamente.

No ponto 5 a temperatura mínima de saída de 41,7 °C e máxima de 52,8 °C entre as temperaturas de entrada no gerador de 100 °C e 150 °C respectivamente. Analisando a diferença de temperaturas de saída no ponto 5 em relação a entrada no ponto 4, obtém-se uma variação de 38,6 °C e de 83,5 °C entre as temperaturas de entrada no gerador de 100 °C e 150 °C, respectivamente.

A Figura 19 ilustra as diferenças entre as temperaturas de entrada e saída no trocador de calor, demonstrando que o aumento de temperatura na entrada do gerador exerce um efeito significativo no trocador.

Figura 19 – Diferenças de temperatura entre entrada e saída nas linhas de solução forte e fraca.

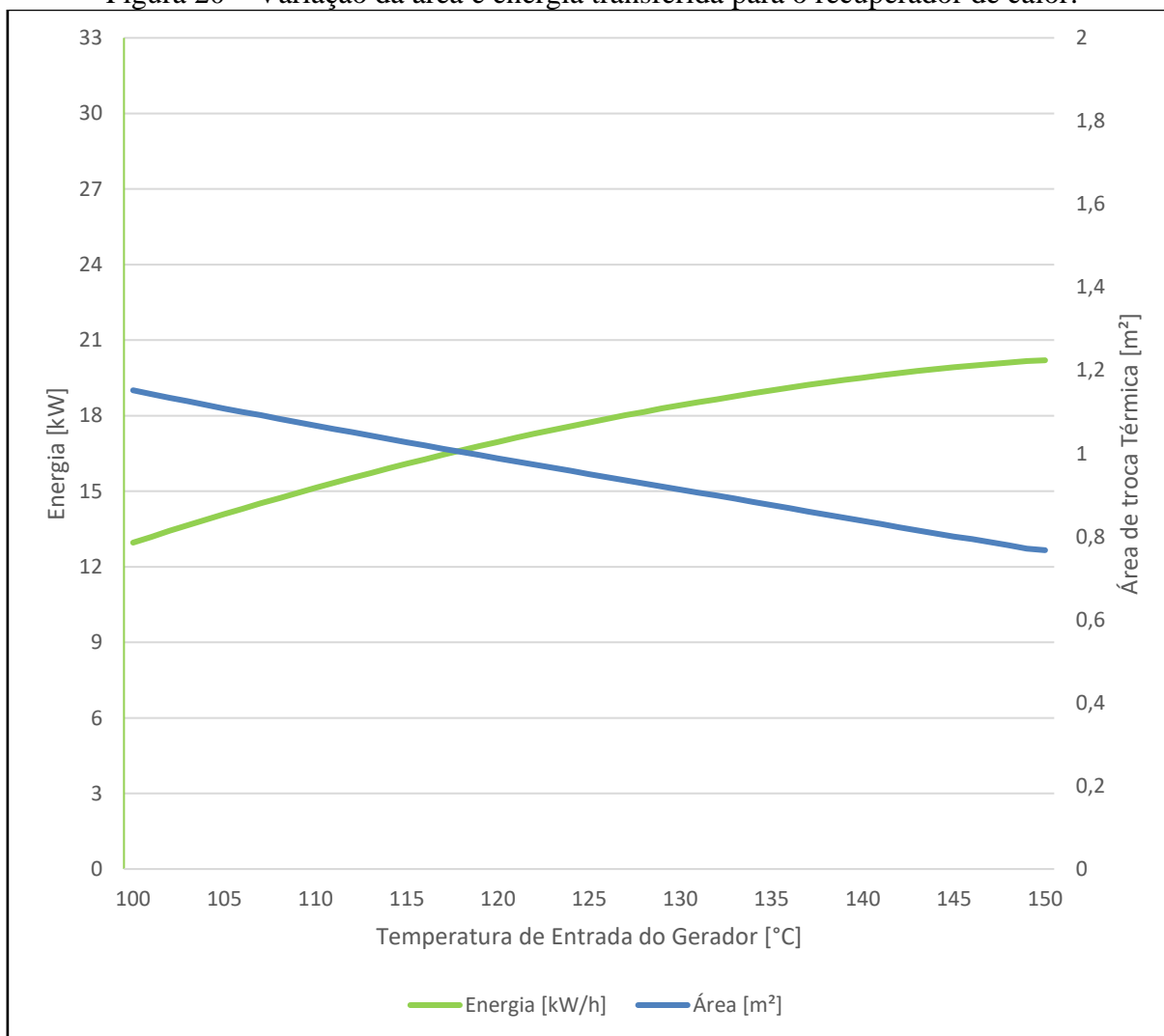


Fonte: O Autor (2023).



Na Figura 20 estão apresentados os resultados para a energia transferida e área de troca para o absorvedor. A energia que o componente transfere da solução fraca para a forte tem um aumento, acompanhando o incremento de temperatura na entrada do gerador. Entretanto a área tem um decréscimo com o aumento de temperatura de entrada no gerador, corroborando com os resultados previamente discutidos na Figura 19.

Figura 20 – Variação da área e energia transferida para o recuperador de calor.



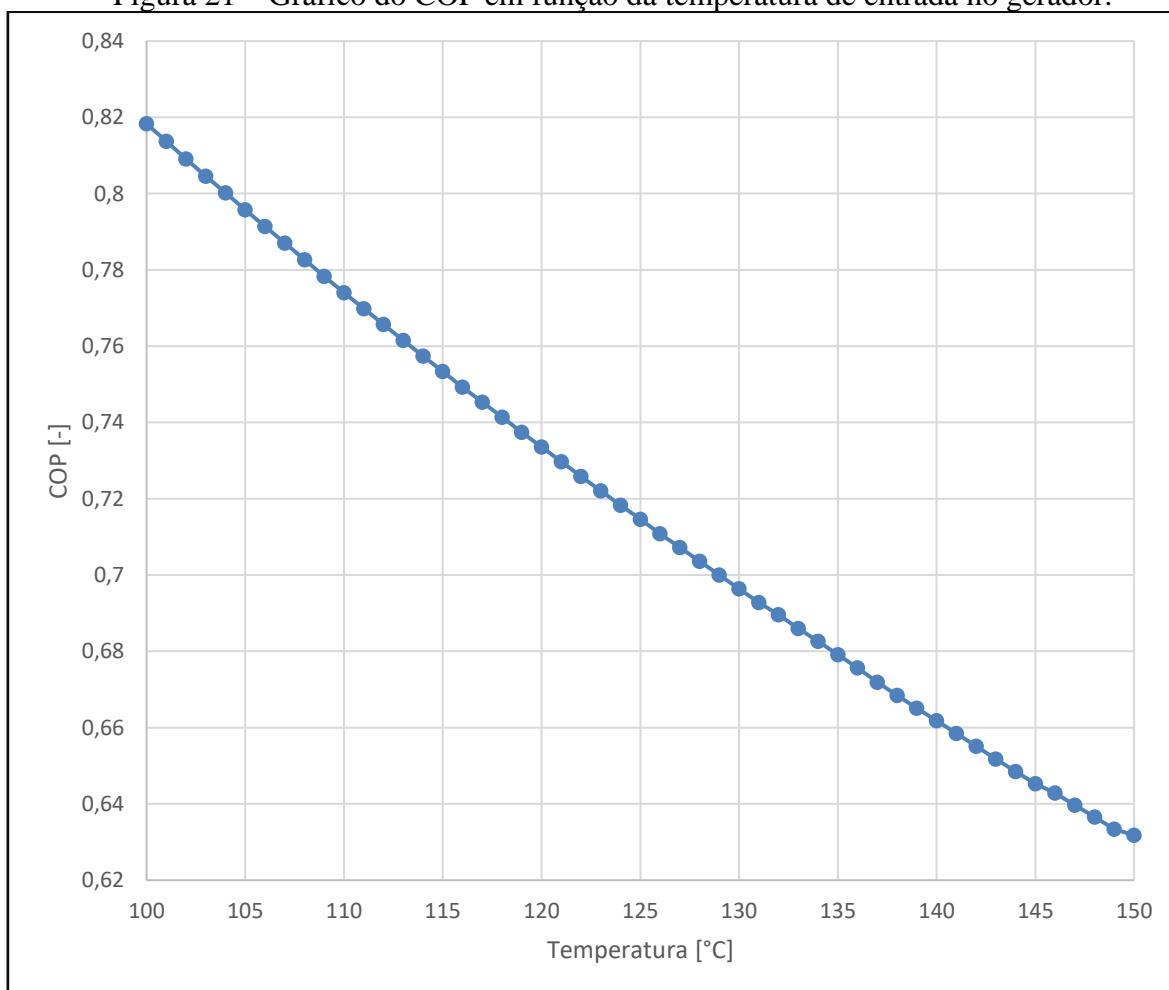
Fonte: O Autor (2023).

Para o trocador de calor o aumento da energia transferida variou entre 12,7 kW/h para a temperatura de 100 °C e com o máximo de 20,2 kW para 150 °C. A área de troca mínima de 0,77 m<sup>2</sup> está em 150 °C e a área máxima de 1,16 m<sup>2</sup> em 100 °C.

#### 4.5 AVALIAÇÃO COP

Na Figura 21 é apresentada a variação do COP do sistema em relação a temperatura de entrada no gerador. Foi fixado a capacidade de refrigeração do evaporador em 60 kW, o que resulta em uma curva de decrescimento acentuado.

Figura 21 – Gráfico do COP em função da temperatura de entrada no gerador.



Fonte: O Autor (2023).

Observa-se que com o aumento gradativo da temperatura o COP decresce de maneira constante. O COP máximo foi de 0,818 a 100 °C e de 0,631 aos 150 °C. O COP abaixo de 0,82 é condizente com o encontrado na referência Mathapati; Gupta; Dalimkar, (2014). A queda no COP dá-se pela razão entre a energia absorvida no evaporador pela do gerador. A energia no evaporador é fixa em 60 kW, entretanto a energia absorvida no gerador aumenta juntamente com o acréscimo da temperatura, o que causa a queda significativa do COP. Para elevar o coeficiente de performance para valores acima de 1, seria necessário a adição de mais um circuito de trocador, gerador e absorvedor, denominado de sistema de duplo efeito

Entretanto, caso o valor da capacidade de refrigeração fosse flutuante, com o aumento do calor fornecido no gerador, teria maior quantidade de fluido refrigerante sendo evaporado, o que aumentaria a capacidade de refrigeração. Então a curva do COP teria um decréscimo menos acentuado, o seria mais próximo de um ciclo real durante a operação.

## 5. CONCLUSÃO

Ao finalizar o trabalho, conclui-se que os objetivos gerais e específicos foram atingidos. No Capítulo 2 foram caracterizados os sistemas de refrigeração e seus componentes com características gerais. No Capítulo 3 foram descritas as Equações e realizada a modelagem computacional do sistema de refrigeração por absorção, juntamente com a análise energética.

Foram apresentados os resultados de desempenho do sistema dinâmico em diferentes temperaturas de entrada, juntamente com o dimensionamento a área de troca do gerador, absorvedor e recuperador de calor de solução, observando os dados de entrada requeridos para a carroceria de um ônibus rodoviário de duplo piso.

Destaca-se a grande energia captada pelo gerador oriunda dos produtos de combustão. A alta disponibilidade de energia, seguramente possui capacidade para refrigerar o ambiente com relativa folga, visto que aos 150 °C capta-se 94,9 kW em uma hora de operação. Entretanto, sugere-se adição de um sistema automatizado para a modulação e controle da temperatura da solução refrigerante com o objetivo de manter a solução estável.

O ponto de operação adequado para o sistema de refrigeração, é indicado em temperaturas mais baixas, entre 100 °C e 110 °C. Nessa faixa de operação o Coeficiente de Performance varia de 0,818 em 100 °C à 0,774 em 110 °C. Na mesma faixa de temperaturas temos as menores áreas de troca térmica para o gerador em 100 °C com 21,1 m<sup>2</sup> e para o absorvedor em 102 °C com 69,6 m<sup>2</sup>. Para o recuperador de calor da solução a área de troca térmica entre 100 °C e 110 °C varia 0,08 m<sup>2</sup>, indicando que seu desempenho é constante na faixa de operação sugerida.

Como sugestão de trabalhos futuros, sugere-se o estudo do sistema de refrigeração de duplo efeito, a determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor (U) para cada um dos componentes juntamente com o redimensionamento das áreas de troca térmica do absorvedor, do gerador e do recuperador de calor de solução. Uma segunda sugestão de prosseguimento do trabalho, a análise da influência da temperatura no gerador com a capacidade de refrigeração flutuante.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE. **2018 ASHRAE handbook: refrigeration**. Atlanta: [s. n.], 2018-. ISSN 1930-7217.
- ASHRAE. **ASHRAE handbook fundamentals**. Atlanta: [s. n.], 2017.
- CALLEN H.B. **Thermodynamics and an introduction to thermostatistics**. [S. l.: s. n.], 1985.
- ÇENGEL, Yunus A; AFSHIN. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 1a. ed. Porto Alegre: AMGH EDITORA LTDA, 2012.
- ÇENGEL, Yunus A; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. 7a eded. Porto Alegre: AMGH EDITORA LTDA, 2013.
- DA COSTA, A. F. **Estudo de um ciclo de refrigeração por absorção utilizando gases de exaustão de um motor de combustão para climatização de um veículo de transporte coletivo**. Ouro Preto MG: [s. n.], 2018.
- DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. Huston, Texas: [s. n.], 2004.
- DOSSAT, R. J. **Principles of refrigeration**. 1a. ed. New York: Wiley, 1961.
- INCROPERA, Frank P. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 7a. ed. Rio de Janeiro: [s. n.], 2013.
- J B HEYWOOD. **Internal combustion engine fundamentals**. 1a. ed. New York: McGraw Hill, 1988.
- K. E. HEROLD; R. RADERMACHER; S. A. KLEIN. **Absorption chillers and heat pumps**. Boca Raton, FL: CRC Press, 2016.
- MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Sistema de ar-condicionado por absorção para ônibus**. 2008. - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2008.
- MATHAPATI, S S; GUPTA, Mudit; DALIMKAR, Sagar. A study on automobile air-conditioning based on absorption refrigeration system using exhaust heat of a vehicle. **International Journal of Engineering Research and General Science**, [s. l.], 2014. Disponível em: [www.ijergs.org](http://www.ijergs.org).
- PORTAL PETRÓLEO E ENERGIA. **O petróleo pode acabar?**. [S. l.], 2021.
- SCANIA. **Manual do encarroçador scania**. [S. l.: s. n.], 2022. Disponível em: [www.scania.com.br](http://www.scania.com.br).
- SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. 8a. ed. São Paulo: [s. n.], 2018.
- STOECKER, W.F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 3a. ed. São Paulo: [s. n.], 2018.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar-condicionado**. 1a. ed. São Paulo: McGraw Hill, 1985.

VALEO THERMAL BUS. **Manual do proprietário Valeo CC430 P3 ar-condicionado duplo piso**. [S. l.: s. n.], 2022.