

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

ADILSON COZENDEY FILIPAKI

LUCAS NOVAES FERNANDES

MILTON YOSHITERU HIROSE

RONALDO VIEIRA RAMOS

MODELO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ALIMENTADO  
POR ENERGIA SOLAR E APLICADO AO AR CONDICIONADO

CURITIBA

2021

MODELO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ALIMENTADO  
POR ENERGIA SOLAR E APLICADO AO AR CONDICIONADO

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso de Energia Renovável e Eficiência Energética do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, da Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Especialista em Energia Renovável e Eficiência Energética

Orientador:  
Prof. Christian Scapulatempo Strobel, Ph. D.

CURITIBA

2021

Aos nossos pais e familiares, que foram grandes incentivadores e que  
sempre acreditaram nos nossos sonhos

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente à Deus que nos deu o dom da persistência.

Ao Professor Strobel, nosso orientador, que nos ajudou com o trabalho e sem o qual não poderíamos tê-lo realizado.

Nossas famílias que nos incentivaram ao longo do caminho e entenderam a nossa ausência.

“O insucesso é apenas uma oportunidade  
para recomeçar com mais inteligência.”

(Henry Ford)

## RESUMO

Hoje em dia há uma demanda crescente por condicionamento de ar. Este evento ocorre principalmente em países em desenvolvimento, como exemplo, Índia e Brasil. Isso acarreta em aumento na demanda de energia, a qual pode aumentar ainda mais a crise energética e ambiental. Pensando na necessidade de equipamentos de ar condicionado serem mais eficientes e partindo-se do princípio de que quanto mais quente está o ambiente, maior é a necessidade de condicionar o ar, iniciamos os estudos da utilização de sistemas de refrigeração por absorção, que se ocupa da energia térmica para refrigerar, utilizando fontes primária não convencionais como o caso da energia solar, praticamente sem consumo de energia elétrica. Para avaliar a eficiência energética de um refrigerador utiliza-se o COP. Sabendo disto, esta dissertação apresenta a modelagem termodinâmica de um sistema de refrigeração *single-effect*, bem como uma análise exergética. O modelo termodinâmico do refrigerador foi desenvolvido com base nos princípios de conservação de massa e energia, em regime permanente, e foi implementado utilizando o software *Engineering Equation Solver* (EES). Em relação ao desempenho do refrigerador modelado, foi obtido um valor de COP de 0,729 e mostrou que as irreversibilidades são maiores no trocador de calor, no gerador e no absorvedor. Também foi adaptado um refrigerador Consul para utilizar energia solar de um coletor.

Palavras-chave: Refrigeração por absorção. Refrigeração Solar. Refrigeração de Ambiente.

## **ABSTRACT**

Nowadays there is an increasing demand for air conditioning. This event takes place mainly in developing countries, for example, India and Brazil. This leads to an increase in energy demand, which can increase even more, the energy and environmental crisis. Thinking about the need for more efficient air conditioning equipment and assuming that the hotter the environment, the greater the need to condition the air, we started studies on the use of absorption refrigeration systems, which use energy thermal for cooling, using non-conventional primary sources such as solar energy, with practically no electricity consumption. To assess the energy efficiency of a refrigerator, the COP is used. Knowing this, this dissertation presents the thermodynamic modeling of a single-effect refrigeration system, as well as an exergy analysis. The thermodynamic model of the refrigerator was developed based on the principles of conservation of mass and energy, in steady state, and was implemented using the Engineering Equation Solver (EES) software. Regarding the performance of the modeled refrigerator, a COP value of 0.729 was obtained and showed that irreversibilities are greater in the heat exchanger, generator and absorber. A Consul refrigerator was also adapted to use solar energy from a collector.

Keywords: Absorption Refrigeration. Solar cooling. Room cooling.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: (a) Processo de absorção no recipiente direto; (b) Processo de separação de refrigerante no recipiente direto.....	20
Figura 2: Um ciclo de refrigeração por absorção contínuo com os dois processos mencionados anteriormente.....	21
Figura 3: Diagrama esquemático de um refrigerador de absorção por difusão, DAR.....	23
Figura 4: Diagrama esquemático de sistema de refrigeração por absorção single-effect.....	27
Figura 5: Parcela de destruição de exergia de cada volume de controle do ciclo de refrigeração.....	34
Figura 6: Geladeira Consul, refrigerador de absorção por difusão com fonte de calor a gás GLP.....	37
Figura 7: Experimento de verificação de funcionamento com a tocha sobre o gerador.....	38
Figura 8: Esquema de Ciclo de Absorção.....	39
Figura 9: Trocador de calor desenvolvido para acoplar o sistema do coletor solar.....	40
Figura 10: Trocador de Calor e Absorvedor com isolamento térmico.....	40
Figura 11: Local previsto para a continuidade dos testes.....	41

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Carga térmica da sala do professor Strobel.....	18
Tabela 2: Dados de entrada (input) do programa computacional .....	28
Tabela 3: Condições de operação do modelo matemático do refrigerador por absorção. .....	32
Tabela 4: Taxas de transferência de calor dos componentes dos ciclos do modelo do refrigerador por absorção.....	33
Tabela 5: COP em função do Rendimento do Trocador de Calor.....	35
Tabela 6: COP em função da mistura pobre de NH <sub>3</sub> e H <sub>2</sub> O. ....	35
Tabela 7: COP em função da mistura rica de NH <sub>3</sub> e H <sub>2</sub> O.....	36

## LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

COP - Coeficiente de Performance

EES - Engineering Equation Solver

HVAC - Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado

UFPR - Universidade Federal do Paraná

DAR - Difusion Absorption Refrigeration (Refrigeração por Absorção por Difusão)

IEA - International Energy Agency (Agência Internacional de Energia)

OCDE - Organisation for Economic Cooperation and Development (Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico)

## LISTA DE SÍMBOLOS

$e$	Exergia Específica de Fluxo (kJ/kg)
$ED$	Exergia Destruída (kW)
$h$	Entalpia (kJ/kg)
$\dot{m}$	Vazão Mássica (kg/s)
$P$	Pressão (Pa)
$\dot{Q}$	Taxa de Transferência de Calor (kW)
$s$	Entropia Específica (kJ/kg-K)
$T$	Temperatura (K)
$x$	Relação de massa (-)
$\dot{W}$	Potência (kW)
$\eta$	Eficiência (-)

## SUBSCRITOS

$A$	Absorvedor
$B$	Bomba
$C$	Condensador
$E$	Evaporador
$G$	Gerador
$VE1$	Válvula de Expansão antes do Evaporador
$VE2$	Válvula de Expansão antes do Absorvedor

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>16</b>
1.1 MOTIVAÇÃO .....	16
1.2 OBJETIVOS .....	17
1.2.1 Objetivo Geral .....	17
1.2.2 Objetivos Específicos .....	17
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	18
<b>2 REVISÃO DE LITERATURA</b> .....	<b>19</b>
2.1 REFRIGERAÇÃO.....	19
2.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....	19
2.2.1 Princípio de Operação da Refrigeração por Absorção .....	20
2.2.2 Sistema de Refrigeração de Absorção por Difusão – DAR .....	22
2.2.3 Modelagem de Ciclo de Absorção.....	22
2.2.4 Coeficiente de Performance .....	23
2.2.5 Eficiência Exergética .....	24
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	<b>26</b>
3.1 MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE ESTÁGIO ÚNICO .....	26
3.1.1 Definição do Problema Físico.....	26
3.1.2 Considerações Iniciais.....	27
3.1.3 Parâmetros de Entrada do Modelo Matemático .....	27
3.1.4 Modelagem Matemática do Ciclo de Refrigeração por Absorção.....	28
3.1.4.1 Bomba .....	28
3.1.4.2 Trocador de Calor.....	29
3.1.4.3 Gerador/Retificador .....	29
3.1.4.4 Condensador .....	30
3.1.4.5 Válvula de Expansão Amônia.....	30
3.1.4.6 Evaporador.....	30
3.1.4.7 Absorvedor .....	31
3.1.4.8 Válvula de Expansão Concentração Fraca .....	31
<b>4 RESULTADOS</b> .....	<b>32</b>
4.1 MODELO TERMODINÂMICO .....	32
4.1.1 Análise Exergética.....	33

4.1.2 Análises Paramétricas .....	34
4.1.2.1 Rendimento do Trocador de Calor .....	34
4.1.2.2 Concentração Baixa de Amônia .....	35
4.1.2.3 Concentração Alta de Amônia .....	35
4.2 PROTÓTIPO .....	36
<b>5 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>42</b>
5.1 CONCLUSÕES .....	42
5.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS .....	42
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>44</b>
<b>ANEXO 1 – PROGRAMA COMPUTACIONAL EES.....</b>	<b>45</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Neste Capítulo será exibido a motivação para a realização do estudo, os objetivos do trabalho e a estrutura da dissertação.

### 1.1 MOTIVAÇÃO

No mundo, o uso de condicionadores de ar e ventiladores elétricos para conforto térmico é responsável por quase 20% do total da eletricidade usada em edifícios. Com o crescimento econômico e populacional de países em desenvolvimento, como exemplo a Índia, espera-se uma crescente demanda por resfriamento de ambientes. Assim, colocando uma enorme pressão sobre os sistemas elétricos, além de aumentar as emissões de gases de efeito estufa (IEA, 2018). O diretor executivo da IEA, Fatih Birol, disse:

“A crescente demanda por condicionadores de ar é um dos pontos cegos mais críticos no debate atual sobre energia. Definir padrões de eficiência mais elevados para o resfriamento é uma das medidas mais fáceis que os governos podem tomar para reduzir a necessidade de novas usinas de energia, cortar emissões e reduzir custos ao mesmo tempo.”

(IEA, 2018, p.3) Tradução: Os autores

Não há dúvida de que a demanda global por resfriamento de ambientes e a energia necessária para fornecê-los continuarão a crescer nas próximas décadas, portanto, há uma necessidade de melhorar a eficiência dos equipamentos (OECD/IEA, 2018)

No Brasil não é diferente, apenas no setor residencial, estima-se que a compra destes aparelhos tenha mais que duplicado entre 2005 e 2017. Apesar do grande número de vendas nos últimos anos, a popularização deste produto ainda é baixa nas residências brasileiras. Enquanto que, atualmente, países como China e Estados Unidos possuem aproximadamente 1 e 2 aparelhos, respectivamente, por residência, no Brasil temos apenas 0,4 aparelhos. Portanto, considerando a baixa penetração do produto no mercado interno, o potencial de crescimento econômico da população brasileira e a localização intertropical do país sul americano, sugerem a existência de uma demanda potencial por condicionamento de ar no Brasil no futuro (EPE, 2018).

Os equipamentos de refrigeração que funcionam por absorção utilizando como fonte de energia qualquer combustível, tais como: carvão, lenha ou gás, caíram em desuso com o advento dos equipamentos que operam com base no ciclo de compressão de vapor acionado por motor elétrico, que são muito mais eficientes. Todavia, o sistema de refrigeração por absorção junto com coletores solares pode ser uma alternativa para uma melhor eficiência dos aparelhos de ar condicionado (RODRÍGUEZ-MUÑOZ; BELMAN-FLORES, 2014).

## 1.2 OBJETIVOS

Estabeleceu-se o objetivo geral de modo a atender necessidades de refrigerar um pequeno escritório. A carga térmica estimada é de 9.750 BTU/h (2,85 kW) como pode ser visto na Tabela 1.

### 1.2.1 Objetivo Geral

Define-se como objetivo geral desta dissertação modelar, simular e construir um sistema de refrigeração por absorção com fonte de calor provida por um coletor solar.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

Com o intuito de atingir o objetivo geral, listam-se os seguintes objetivos específicos:

- Gerar um modelo matemático que descreva o comportamento de um refrigerador por absorção para prever o seu desempenho como função de parâmetros de operação;
- Desenvolver em um aplicativo computacional o modelo matemático para a obtenção de soluções do sistema de refrigeração por absorção, de modo que permita a simular o processo;
- Construir um protótipo.

Tabela 1: Carga térmica da sala do professor Strobel.

<b>CÁLCULO SIMPLIFICADO DE CARGA TÉRMICA</b>		
<b>Cliente:</b>	Grupo de Trabalho HVAC	
<b>Local:</b>	Sala - Prof. Christian Strobel	
<b>Carga Térmica</b>	<b>Procedência do Calor</b>	<b>BTU/h</b>
	1 Janelas: Insolação	4260
	2 Janelas: Transmissão	0
	3 Paredes	1713
	4 Teto	992
	5 Piso	992
	6 Pessoas	1260
	7 Iluminação e Aparelhos	1616
	8 Portas ou Vãos Abertos	0
Fator Climático da Região	1	
<b>Resultado da Carga Térmica (BTU/h)</b>	<b>9750</b>	
Resultado da Carga Térmica (kcal/h)	9243	
Resultado da Carga Térmica (TR)	0,8	

Fonte: o autor (2021).

### 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está dividida em três partes principais: fundamentação, metodologia e resultados.

A primeira parte inclui os dois primeiros capítulos, onde na introdução foi abordada a motivação que levou ao desenvolvimento deste trabalho e o objetivo geral e, a seguir, os objetivos específicos para atingi-lo; o segundo capítulo constitui a revisão bibliográfica sobre os assuntos relacionados a esta dissertação.

A segunda parte compreende o capítulo 3 onde serão apresentadas as metodologias utilizadas para a modelagem matemática do modelo, e os métodos numéricos utilizados para a realização das simulações.

A terceira parte contém os capítulos quatro e cinco, os quais abordam os resultados obtidos nas simulações numéricas, apresenta o protótipo realizado, as conclusões e as considerações finais, respectivamente.

## 2 REVISÃO DE LITERATURA

Nesta seção será realizada uma revisão bibliográfica com o objetivo de esclarecer ao leitor conceitos básicos sobre refrigeração por absorção, os quais serão tomados para o desenvolvimento da metodologia.

### 2.1 REFRIGERAÇÃO

Segundo Arora (2009), define-se a refrigeração como a arte ou a ciência relacionada ao resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores às disponíveis em um determinado local e instante. Dentre os tipos de sistemas de refrigeração conhecidos atualmente destaca-se a refrigeração por compressão mecânica de vapor, porém a refrigeração por absorção é utilizada quando há grande quantidade de calor disponível ou onde a refrigeração por compressão mecânica não está disponível. Ambas, refrigeração por compressão mecânica de vapor e refrigeração por absorção, o efeito refrigerante é produzido fazendo um fluido evaporar a uma temperatura adequadamente baixa. A diferença entre os dois sistemas reside nos meios utilizados para restaurar o vapor formado para o estado líquido.

### 2.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

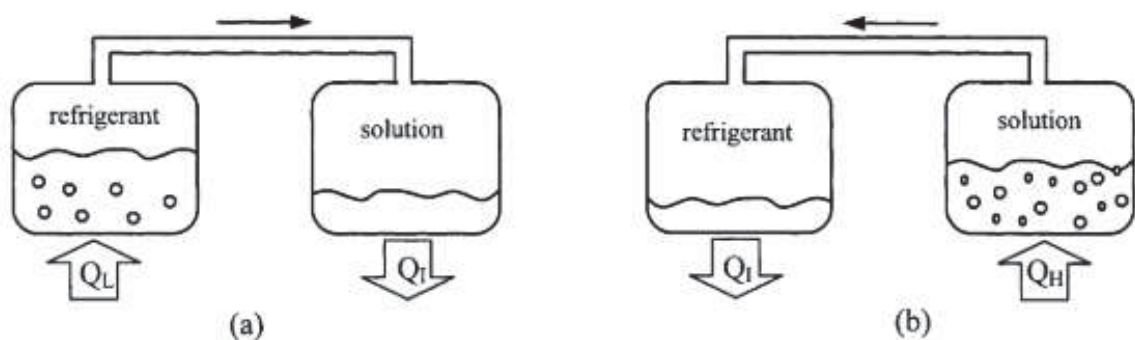
O desenvolvimento inicial de um ciclo de absorção data de 1700. Sabia-se que o gelo poderia ser produzido colocando vapor de água pura num recipiente evacuado na presença de ácido sulfúrico (COSTA, 1982). Em 1810, no seu experimento, John Leslie fazia o gelo a partir da água em um recipiente, que era conectado a outro recipiente contendo ácido sulfúrico. À medida que o ácido absorve o vapor d'água, causa redução da temperatura, assim camadas de gelo formavam-se na superfície da água (STOECKER; JONES, 1985). Em 1859, Ferdinand Carré apresentou uma nova máquina usando água/amônia como fluido de trabalho e de operação contínua. O sistema desenvolvido por Carré durante muitos anos não sofreu modificações e foi um fato importante na história da refrigeração (FAN; LUO; SOUYRI, 2007). Por volta de 1950, um sistema usando brometo de lítio/água como fluido de trabalho foi desenvolvido para aplicações industriais. Alguns anos depois, um sistema

de absorção de duplo efeito foi introduzido e tem sido usado como um padrão industrial para um alto desempenho (ARORA, 2009).

### 2.2.1 Princípio de Operação da Refrigeração por Absorção

O fluido de trabalho em um sistema de refrigeração por absorção é uma solução binária com mistura de refrigerante e absorvente. Na Figura 1-a, dois vasos evacuados estão conectados um ao outro. O vaso esquerdo contém refrigerante líquido, enquanto o vaso direito contém uma solução binária de absorvente e refrigerante. A solução no vaso direito irá absorver o vapor do refrigerante do vaso esquerdo, causando a redução da pressão. Enquanto o vapor do refrigerante está sendo absorvido, a temperatura do refrigerante restante reduzirá como resultado de sua vaporização. Isso faz com que um efeito de refrigeração ocorra dentro do vaso esquerdo. Ao mesmo tempo, a solução dentro do recipiente direito torna-se mais concentrada devido ao maior conteúdo de refrigerante absorvido. Isso é chamado de “processo de absorção”. Normalmente, o processo de absorção é um processo exotérmico, portanto, ele deve rejeitar o calor para o ambiente a fim de manter sua capacidade de absorção (SRIKHIRIN; APHORNATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001).

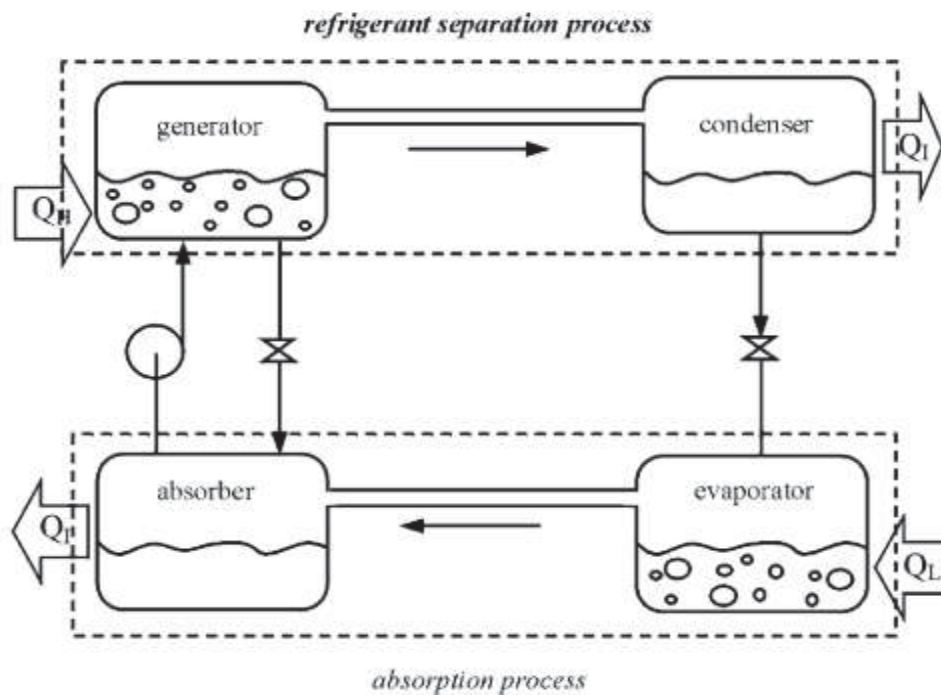
Figura 1: (a) Processo de absorção no recipiente direito; (b) Processo de separação de refrigerante no recipiente direito.



FONTE: SRIKHIRIN (2001)

Sempre que a solução não puder continuar com o processo de absorção devido à saturação do refrigerante, o refrigerante deve ser separado da solução. O calor é normalmente a chave para este processo de separação. É aplicado no vaso direito para evaporar o refrigerante da solução, conforme mostrado na Figura 1-b. O vapor do refrigerante será condensado, já no recipiente esquerdo, pela transferência de calor para o ambiente. Analisando esses processos, o efeito de refrigeração pode ser produzido usando energia térmica. No entanto, o efeito de resfriamento não pode ser produzido continuamente, pois o processo não pode ser feito simultaneamente. Portanto, um ciclo de refrigeração por absorção é uma combinação desses dois processos, conforme mostrado na Figura 2. Como o processo de separação ocorre a uma pressão mais alta do que o processo de absorção, uma bomba de circulação é necessária para circular a solução (RODRÍGUEZ-MUÑOZ; BELMAN-FLORES, 2014).

Figura 2: Ciclo de refrigeração por absorção contínuo.



FONTE: SRIKHIRIN (1985)

### 2.2.2 Sistema de Refrigeração de Absorção por Difusão – DAR

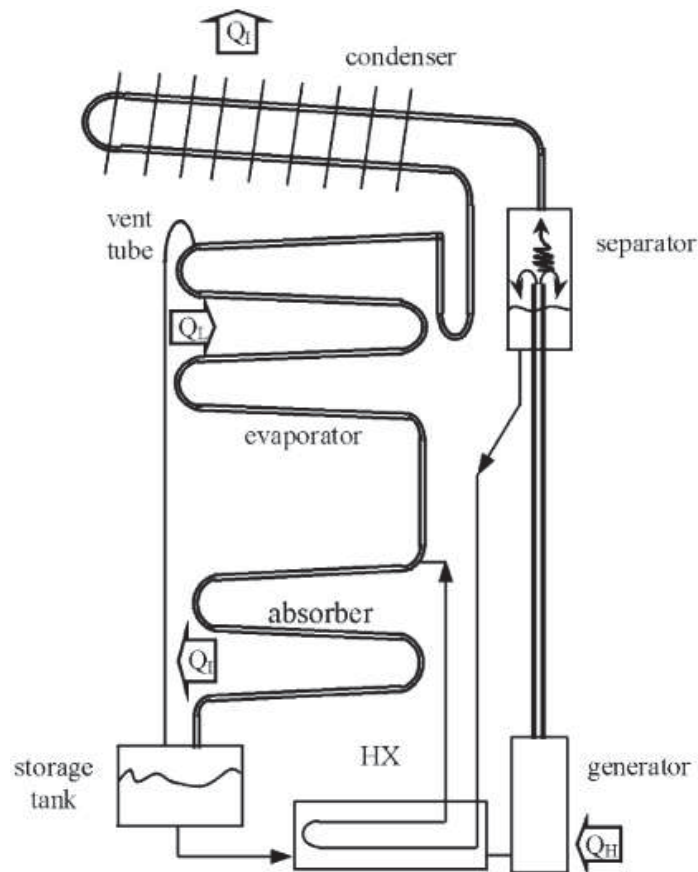
O DAR é outro tipo de sistema de absorção autocirculante usando água-NH<sub>3</sub>. Como o NH<sub>3</sub> é o fluido de trabalho, a pressão diferencial entre o condensador e o evaporador é muito grande para ser superada por uma bomba de bolhas (FAN; LUO; SOUYRI, 2007). Então um gás auxiliar é carregado no evaporador e no absorvedor. Portanto, não há nenhum diferencial de pressão neste sistema, deste modo, uma bomba de bolhas pode ser usada. O efeito de resfriamento é obtido com base no princípio da pressão parcial. Como o gás auxiliar é carregado no evaporador e no absorvedor, a pressão parcial da amônia no evaporador e no absorvedor é mantida baixa o suficiente para corresponder à temperatura necessária dentro do evaporador (RODRÍGUEZ-MUÑOZ; BELMAN-FLORES, 2014). O gás auxiliar deve ser não condensável, como hidrogênio ou hélio. Uma característica marcante deste sistema é que ele pode ser operado em locais onde não há eletricidade disponível, ademais não contém partes móveis, o que significa que diminui a necessidade de manutenção e produz menos ruído durante a operação. O conceito de DAR foi proposto por Platen e Munters, estudantes do Royal Institute of Technology (SRIKHIRIN; APHORNATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001). A Figura 3 mostra um diagrama esquemático deste sistema.

### 2.2.3 Modelagem de Ciclo de Absorção

A modelagem tornou-se uma ferramenta muito importante na avaliação do comportamento energético de equipamentos ou sistemas globais na área de refrigeração por difusão-absorção. Modelos termodinâmicos ou físicos baseados na equação de massa, energia e conservação de espécies são os mais desenvolvidos e disponíveis na literatura (YILDIZ; ERSÖZ, 2013). Esses modelos são baseados em sistemas de equações não lineares que são obtidos a partir da caracterização de cada um dos componentes que fazem parte do sistema (PILATOWSKY; RIVERA; ROMERO, 2001). Entre os softwares mais usados para programar esses tipos de modelos estão o EES (*Engineering Equation Solver*) e o *Matlab*. O modelo termodinâmico avalia o comportamento energético do sistema de forma global ou individual (cada equipamento). As condições de operação dos insumos são supostas na maioria dos modelos, portanto os resultados podem estar mais próximos ou distantes daqueles

que foram obtidos por meio da experimentação, dependendo do número de restrições que o modelo impõe (MOHAMMED; YANLING, 2017).

Figura 3: Diagrama esquemático de um refrigerador de absorção por Difusão, DAR



FONTE: SRIKHIRIN (1985)

#### 2.2.4 Coeficiente de Performance

O COP de uma máquina de refrigeração de absorção de estágio único é definido pela razão entre a taxa de capacidade de refrigeração e a taxa de calor fornecida ao gerador e o desempenho da bomba (MORAN; SHAPIRO, 2006).

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad (1)$$

O volume específico da solução líquida que passa pela bomba é muito menor que do vapor de amônia, fazendo com que seja necessária uma quantidade significativamente menor de trabalho. Ou seja, os sistemas de refrigeração de absorção necessitam de uma potência de acionamento menor se comparado com os sistemas de compressão de vapor (SRIKHIRIN; APHORNRATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001).

### 2.2.5 Eficiência Exergética

Exergia é definida como: máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto) (MORAN; SHAPIRO, 2006). A exergia específica ( $e_i$ ) de fluxo para cada ponto do ciclo de refrigeração por absorção pode ser definida como:

$$e_i = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0) \quad (2)$$

onde  $T_0$ ,  $h_0$  e  $s_0$  correspondem a temperatura, entalpia e entropia do fluido usado no estado morto, respectivamente. Moran et al. (2006) explicam que o estado morto acontece quando um sistema de interesse está a temperatura e pressão ambiente e em repouso com relação ao ambiente, portanto não há potencial para desenvolver trabalho.

A eficiência exergética, também chamada de eficiência de segunda lei, é a razão entre a exergia útil obtida de um sistema e a exergia útil fornecida ao sistema (YILDIZ; ERSÖZ, 2013). Para um sistema de refrigeração por absorção de estágio único, a eficiência exergética pode ser definida a partir da seguinte relação:

$$\eta_{II} = \frac{-\dot{Q}_E \left[ 1 - \left( \frac{T_0}{T_E} \right) \right]}{\dot{Q}_G \left[ 1 - \left( \frac{T_0}{T_G} \right) \right] + \dot{W}_B} \quad (3)$$

onde  $T_E$  e  $T_G$  correspondem as temperaturas no evaporador e gerador, respectivamente.  $\dot{Q}_E$  corresponde a transferência de calor ambiente a ser refrigerado para o evaporador e  $\dot{Q}_G$  a transferência de calor da fonte quente para o gerador. E  $\dot{W}_B$  consiste na potência da bomba.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste Capítulo serão apresentadas as metodologias utilizadas para atingir os objetivos deste trabalho, bem como a descrição do problema físico e o equacionamento matemático que representa o sistema.

#### 3.1 MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE ESTÁGIO ÚNICO

O modelo matemático foi baseado principalmente na aplicação dos princípios de conservação de massa e energia em regime permanente para cada volume de controle previamente definido. Cada componente será definido como um único volume de controle com propriedades uniformes em seu domínio. Para a resolução das equações e obtenção das propriedades termodinâmicas do sistema, foi utilizado o *software Engineering Equation Solver (EES)*.

##### 3.1.1 Definição do Problema Físico

O problema físico deste trabalho consiste em um coletor solar acoplado em um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, composto por: um absorvedor, um condensador, uma bomba, duas válvulas de expansão, um gerador/retificador, um evaporador e um trocador de calor. Cada componente citado foi definido como um único volume de controle, onde nestes serão aplicadas as leis de conservação de massa e energia, bem como serão analisados os fluxos de exergia que entram e saem de cada volume de controle definido. O conjunto gerador/retificador foi definido apenas como um volume de controle, ou seja, no modelo matemático desenvolvido neste trabalho, no topo do gerador térmico existe uma coluna de retificação responsável por garantir que apenas vapor de amônia entre no condensador. O ciclo termodinâmico do refrigerador por absorção com todos os componentes citados acima é mostrado na Figura 4.



a taxa de transferência de calor para o gerador, as eficiências isentrópicas do trocador de calor e do evaporador. Os valores iniciais escolhidos são mostrados na Tabela 2.

Tabela 2: Dados de entrada (input) do programa computacional

<b>Parâmetros</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Taxa de calor no Evaporador	3	kW
Temperatura no Condensador	40	°C
Temperatura no Evaporador	-10	°C
Concentração fraca de amônia	0,27	-
Concentração forte de amônia	0,37	-
Eficiência do trocador de calor	0,8	-
Eficiência da bomba	0,5	-

FONTE: O autor (2021)

### 3.1.4 Modelagem Matemática do Ciclo de Refrigeração por Absorção

Com as considerações iniciais, parâmetros iniciais e considerando as válvulas de expansão isoentálpicas, foram calculadas as propriedades de cada linha do sistema utilizando a rotina do EES para a mistura Água/Amônia em função das propriedades de cada volume de controle para o diagrama da Figura 4. Ademais foi calculada a exergia específica de fluxo em cada ponto do ciclo. Em seguida foi feito, respectivamente, o balanço de massa, o balanço de energia e a energia destruída em relação ao fluxo que entra e sai em cada volume de controle.

#### 3.1.4.1 Bomba

A vazão mássica que entra é igual a que sai,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4)$$

A quantidade de calor perdida pela bomba é considerada desprezível, portanto, pela lei de conservação de energia,

$$0 = -\dot{W}_B + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \quad (5)$$

A exergia destruída na bomba é a soma da exergia associada ao fluxo mássico com a exergia associada ao trabalho,

$$ED_B = \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_2 e_2 + \dot{W}_B \quad (6)$$

#### 3.1.4.2 Trocador de Calor

A vazão mássica que sai no ponto 3 é igual a vazão mássica que entra no ponto 2,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (7)$$

O mesmo acontece com os pontos 4 e 5,

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad (8)$$

Pela lei de conservação de energia,

$$0 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_5 h_5 \quad (9)$$

Como não há geração nem consumo de trabalho e a perda de calor para o ambiente é considerada desprezível, a exergia destruída no trocador de calor está associada apenas ao fluxo de massa,

$$ED_{TC} = \dot{m}_2 e_2 - \dot{m}_3 e_3 + \dot{m}_4 e_4 - \dot{m}_5 e_5 \quad (10)$$

#### 3.1.4.3 Gerador/Retificador

A vazão mássica que entra no gerador, ponto 3, é igual a vazão mássica que sai nos pontos 4 e 7,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (11)$$

Aplicando a lei de conservação e energia,

$$0 = \dot{Q}_G + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_7 h_7 \quad (12)$$

A exergia destruída no gerador está associada ao fluxo de massa e ao calor,

$$ED_G = \dot{m}_3 e_3 - \dot{m}_4 e_4 - \dot{m}_7 e_7 + \dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_7}\right) \quad (13)$$

#### 3.1.4.4 Condensador

A vazão mássica que entra no ponto 7 é igual a vazão mássica que sai no ponto 8,

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad (14)$$

No condensador o sistema perde calor para o ambiente, portanto a equação de conservação de energia será:

$$0 = \dot{Q}_C + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (15)$$

Da mesma forma que no gerador, a exergia destruída no condensador está associada ao fluxo de massa e ao calor,

$$ED_C = \dot{m}_7 e_7 - \dot{m}_8 e_8 + \dot{Q}_C \left(1 - \frac{T_0}{T_C}\right) \quad (16)$$

#### 3.1.4.5 Válvula de Expansão Amônia

A vazão mássica que entra no ponto 8 é igual a vazão mássica que sai no ponto 9,

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 \quad (17)$$

Como a válvula é considerada isoentálpicas,

$$h_9 = h_8 \quad (18)$$

A exergia destruída na válvula está associada apenas ao fluxo de massa,

$$ED_{VE1} = \dot{m}_8 e_8 - \dot{m}_9 e_9 \quad (19)$$

#### 3.1.4.6 Evaporador

A vazão mássica que entra no ponto 9 é igual a vazão mássica que sai no ponto 10,

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (20)$$

No evaporador o sistema absorve calor do ambiente, portanto a equação de conservação de energia será:

$$0 = \dot{Q}_E + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (21)$$

Da mesma forma que no condensador, a exergia destruída no evaporador está associada ao fluxo de massa e ao calor,

$$ED_E = \dot{m}_9 e_9 - \dot{m}_{10} e_{10} + \dot{Q}_E \left(1 - \frac{T_0}{T_E}\right) \quad (22)$$

### 3.1.4.7 Absorvedor

A vazão mássica que entra nos pontos 6 e 10 é igual a vazão mássica que sai no ponto 1,

$$\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} - \dot{m}_1 x_1 = 0 \quad (23)$$

No absorvedor o sistema cede calor para o ambiente, portanto a equação de conservação de energia será:

$$0 = \dot{Q}_A + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1 \quad (24)$$

Da mesma forma que no condensador, gerador e evaporador, a exergia destruída no absorvedor está associada ao fluxo de massa e ao calor,

$$ED_A = \dot{m}_6 e_6 + \dot{m}_{10} e_{10} - \dot{m}_1 e_1 + \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \quad (25)$$

### 3.1.4.8 Válvula de Expansão Concentração Fraca

A vazão mássica que entra no ponto 5 é igual a vazão mássica que sai no ponto 6,

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (26)$$

Como a válvula é considerada isoentálpicas,

$$h_6 = h_5 \quad (27)$$

A exergia destruída na válvula está associada apenas ao fluxo de massa,

$$ED_{VE2} = \dot{m}_5 e_5 - \dot{m}_6 e_6 \quad (28)$$

## 4 RESULTADOS

Neste Capítulo, será mostrado o comportamento do modelo termodinâmico desenvolvido em função dos parâmetros iniciais descritos na metodologia do trabalho. Além dos resultados obtidos pelo aplicativo computacional, será mostrada uma análise exergética visando apontar quais os componentes são responsáveis pelo maior valor de destruição de exergia no sistema.

### 4.1 MODELO TERMODINÂMICO

O modelo termodinâmico foi implementado no software EES, empregando as equações, descritas na metodologia do trabalho, e condições iniciais. Com os parâmetros fornecidos, o programa calcula os valores de pressão, temperatura, entalpia, entropia, vazão mássica, fração de massa de amônia e fluxo de entropia em todos os pontos do ciclo, conforme Figura 4. As condições operacionais do sistema de absorção obtidas são descritas na Tabela 3.

Tabela 3: Condições de operação do modelo matemático do refrigerador por absorção.

Pontos	$p_i(\text{bar})$	$T_1(\text{K})$	$h_i(\text{kJ/kg})$	$s_i(\text{kJ/kg})$	$\dot{m}_i(\text{kg/s})$	$x_1$	$e_i$
0	1	298,2	14,36	0,6746	-	-	-
1	2,908	318,4	-19,7	0,5462	0,01885	0,37	4,241
2	15,55	318,9	-16,86	0,5506	0,01885	0,37	5,755
3	15,55	384,1	315	1,487	0,01885	0,37	58,54
4	15,55	403,7	398	1,645	0,01626	0,27	94,33
5	15,55	316,7	13,12	0,5736	0,01626	0,27	28,89
6	2,908	317	13,12	0,5781	0,01626	0,27	27,56
7	15,55	336,4	1360	4,375	0,002595	0,9963	242,8
8	15,55	313,3	188,7	0,6636	0,002595	0,9963	177,7
9	2,908	263,3	188,7	0,7427	0,002595	0,9963	154,1
10	2,908	299,9	1345	5,083	0,002595	0,9963	16,1

FONTE: O autor (2021)

O sistema de refrigeração por absorção modelado obteve um coeficiente de performance de 0,729. Este valor é considerado coerente com os valores de COP apresentados em abordagens experimentais para este tipo de refrigerador. Os valores das taxas de transferências de calor para cada componente obtidos através da aplicação dos parâmetros iniciais são descritos na Tabela 4.

Tabela 4: Taxas de transferência de calor dos componentes dos ciclos do modelo do refrigerador por absorção.

<b>Componente</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Valor (kW)</b>
Absorvedor	$\dot{Q}_A$	- 4,075
Gerador	$\dot{Q}_G$	4,062
Condensador	$\dot{Q}_C$	- 3,041
Evaporador	$\dot{Q}_E$	3

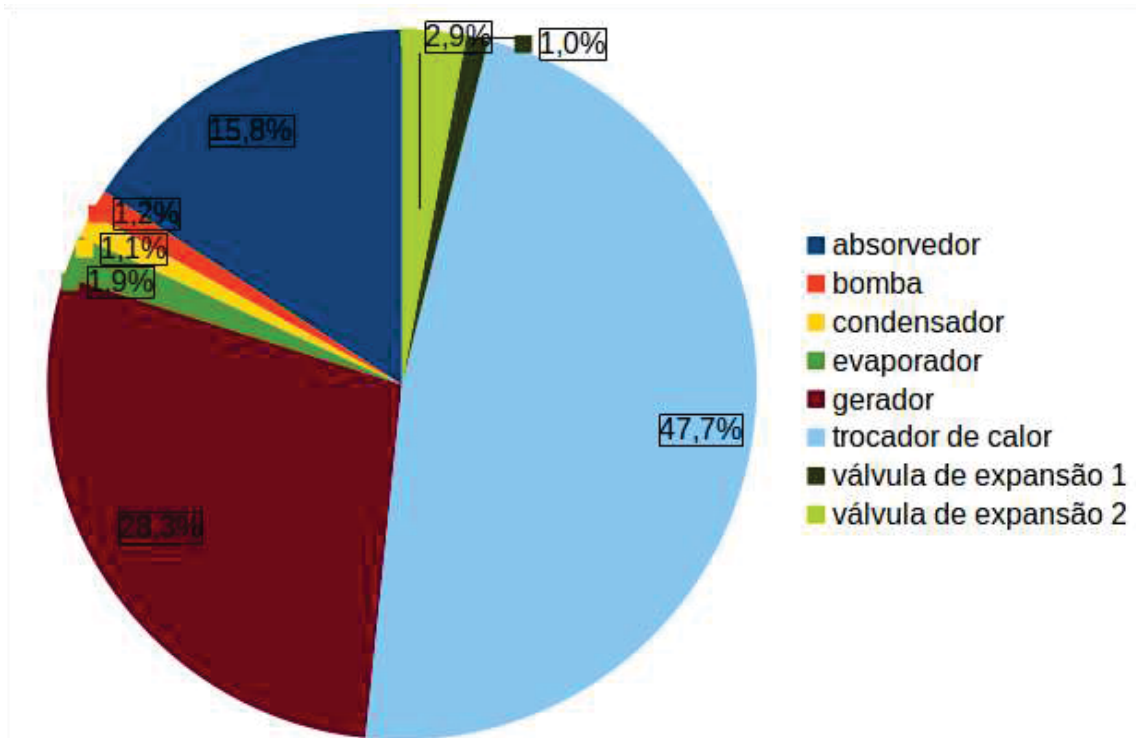
FONTE: O autor (2021)

#### 4.1.1 Análise Exergética

Para avaliar a quantidade de exergia destruída em cada componente, foram utilizados os parâmetros de entrada no modelo descrito na Tabela 2. Aplicando as equações (6), (10), (13), (16), (19), (22), (25), e (28) obteve-se o comportamento ilustrado na Figura 5.

Os componentes que apresentaram maior taxa de destruição de exergia foram o trocador de calor, o gerador e o absorvedor, com 47,7%, 28,3% e 15,8%, respectivamente, da exergia destruída total do sistema. Essas irreversibilidades ocorrem principalmente devido aos processos com maiores diferenças de temperaturas que acontecem nesses componentes. Então, para aperfeiçoar o sistema, esses três componentes necessitam maior atenção com o propósito de diminuir a quantidade de destruição de exergia total do sistema, melhorando assim o desempenho do mesmo.

Figura 5: Parcela de destruição de exergia de cada volume de controle do ciclo de refrigeração



FONTE: O autor (2021)

#### 4.1.2 Análises Paramétricas

Fazendo uma análise da variação de alguns dados do sistema pode-se observar alterações nos resultados que apontem um caminho para estudos futuros de melhoria no sistema.

##### 4.1.2.1 Rendimento do Trocador de Calor

Variando-se o valor de  $\eta_{HX}$ , observa-se que o COP é diretamente proporcional ao rendimento do trocador de calor, como demonstrado na tabela 5 abaixo.

Tabela 5: COP em função do Rendimento do Trocador de Calor.

$\eta_{HX}$	<b>COP</b>
0,76	0,678
0,78	0,702
0,80	0,729
0,82	0,758
0,84	0,789
0,86	0,823
0,88	0,860
0,90	0,900

#### 4.1.2.2 Concentração Baixa de Amônia

Variando-se o valor da mistura pobre de amônia e água, observa-se que o COP é inversamente proporcional.

Tabela 6: COP em função da mistura pobre de  $NH_3$  e  $H_2O$ .

$X_4$	<b>COP</b>
0,23	0,804
0,24	0,787
0,25	0,769
0,26	0,750
0,27	0,729
0,28	0,706
0,29	0,681
0,30	0,652

#### 4.1.2.3 Concentração Alta de Amônia

Variando-se o valor da mistura rica de amônia e água, observa-se que o COP é diretamente proporcional.

Tabela 7: COP em função da mistura rica de NH<sub>3</sub> e H<sub>2</sub>O.

<b>X<sub>1</sub></b>	<b>COP</b>
0,34	0,649
0,35	0,680
0,36	0,706
0,37	0,729
0,38	0,749
0,39	0,767
0,40	0,782
0,41	0,797

#### 4.2 PROTÓTIPO

Com o objetivo de obter dados reais, adotou-se elaborar um protótipo que fosse capaz de simular o funcionamento do ar condicionado a partir da irradiação solar, utilizando-se do processo de absorção. A primeira providência foi adquirir um refrigerador que normalmente é utilizado em camping, motor home ou mesmo locais afastados onde a fonte de energia é precária. Estes refrigeradores normalmente são aquecidos através de GLP ou querosene, sendo que existem versões que se utilizam de resistência elétrica que além de gerar economia de energia, são mais silenciosos.

O protótipo foi configurado sobre uma geladeira Consul que utilizava gás GLP em obras de uma construtora que a utilizava para conservar alimentos dos seus colaboradores, quando executava obras em locais mais afastados e sem energia (Figura 6).

Figura 6: Geladeira Consul, refrigerador de absorção por difusão com fonte de calor a gás GLP.



FONTE: O autor (2021)

Inicialmente retirou-se toda a carenagem da geladeira e adaptou-se uma estrutura de sustentação. Para verificar a condição de funcionamento do sistema de absorção, foram utilizadas algumas tochas de solda e fogareiros para aquecer o Gerador (Figura 7) em substituição à tocha original.

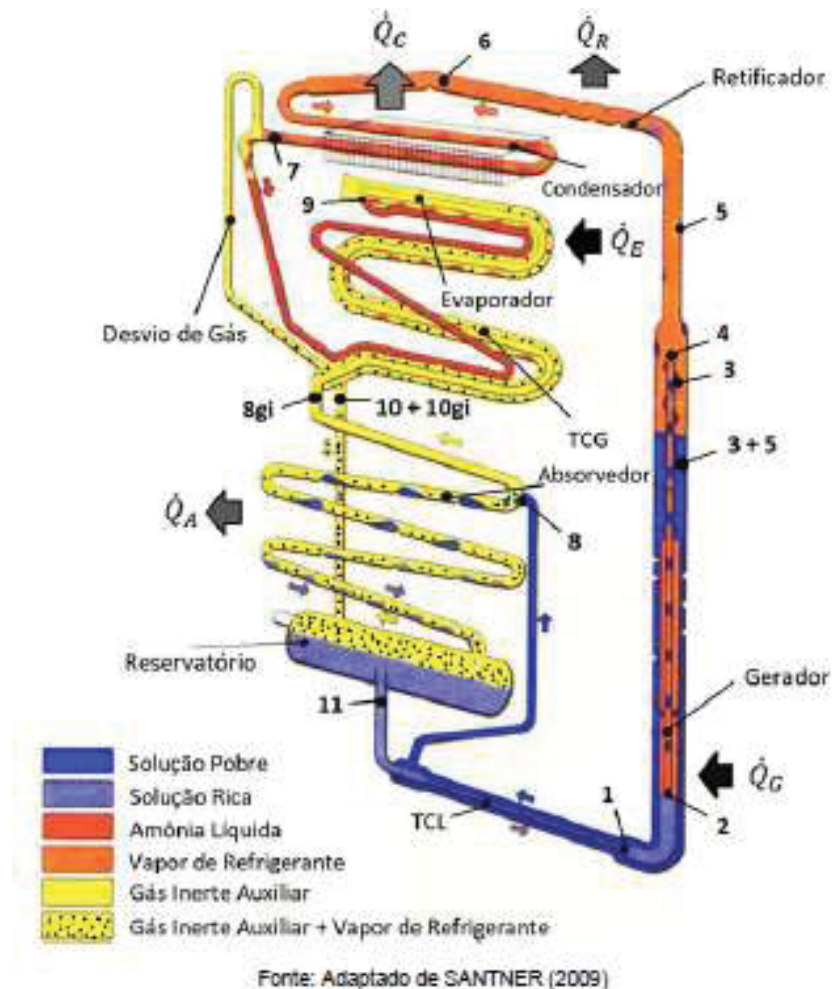
Figura 7: Experimento de verificação de funcionamento com a tocha sobre o gerador.



FONTE: O autor (2021)

Neste primeiro experimento foi possível atingir  $4^{\circ}\text{C}$  no Condensador (7) – vide Figura 8 – chegando a formar uma película de gelo característica de superfície gelada em ambiente quente. Porém, logo na sequência a temperatura começou a subir e descer de forma aleatória. Observou-se que dependendo da região do Gerador (2) que era aquecida, a temperatura do Condensador variou entre  $4$  e  $20^{\circ}\text{C}$  em questão de minutos, sendo que não foi possível estabilizar a temperatura. Como havia um “delay” entre a ação de aquecimento do Gerador e o resfriamento do Condensador, nesta primeira tentativa não foi possível parametrizar dados de forma conclusiva.

Figura 8: Esquema de Ciclo de Absorção.



Para tentar estabilizar a temperatura do Condensador foi construído um Trocador de Calor no entorno do Gerador (Figura 9). Este TC visa homogeneizar a temperatura enviada ao Gerador no intuito de fornecer um calor uniforme e constante em toda a região a ser aquecida. O TC foi abastecido com água que seguindo o planejamento será aquecida em um Coletor Solar. Nesta fase inicial, foi aquecida com a chama de uma tocha à base de GLP.

Ainda sem resultados positivos decidiu-se fazer o isolamento térmico do Gerador e do Absorvedor com manta cerâmica e abasteceu-se o Trocador de Calor com Monoetilenoglicol. O isolamento foi motivado pelo fato de o projeto original da geladeira prever a isolação destes componentes. Já a adição do componente na água teve a finalidade de elevar o ponto de ebulição da água e desta forma fornecer mais calor ao sistema (Figura 10).

Figura 9: Trocador de calor desenvolvido para acoplar o sistema do coletor solar.



FONTE: O autor

Figura 10: Trocador de Calor e Absorvedor com isolamento térmico.



FONTE: O autor

A pesar de todas as providencias tomadas, infelizmente não foi possível reproduzir o efeito de resfriamento obtido nos primeiros testes. Após a averiguação dos parâmetros utilizados chegou-se à conclusão de que provavelmente, o gás auxiliar de hidrogênio, escapou do sistema, impedindo assim a realização do ciclo de absorção.

A modelagem matemática foi feita em cima do refrigerador de absorção de único estágio, por apresentar melhor COP e desta forma ter maior possibilidade de aplicação prática com refrigeração de ambientes.

A adoção do protótipo modelo DAR, se deu em função da conveniência de ter um equipamento pronto para testar o funcionamento de um refrigerador de absorção, entretanto, como não houve sucesso, este equipamento será deixado de lado.

Será dado prosseguimento no projeto, utilizando de peças comerciais de refrigeração e automotivas para construção de um protótipo modelo *single-effect*.

Desta forma, mesmo após a entrega deste trabalho, haverá a continuidade dos testes, conforme etapas descritas a seguir:

- Construção de um novo protótipo modelo sigle-effect, utilizando-se de peças comerciais de refrigeração e automotivas;
- Definição do fluido de trabalho a ser utilizado entre o Coletor Solar e o TC;
- Aquisição de Coletor Solar;
- *Try out* de funcionamento do ciclo completo.

Figura 11: Local previsto para a continuidade dos testes.



## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste Capítulo serão apresentadas as conclusões desta Dissertação, com base nos resultados apresentados e de acordo com os objetivos específicos definidos.

### 5.1 CONCLUSÕES

O objetivo de modelar matematicamente e simular um sistema de refrigeração por absorção foi atingido. Para isso, foi desenvolvido um modelo matemático com a aplicação de balanços de massa e energia. O equacionamento do modelo foi implementado utilizando o software *Engineering Equation Solver* (EES), a partir do qual foi possível obter as principais propriedades termodinâmicas do sistema de refrigeração utilizando a biblioteca disponível. Foi realizada uma análise exérgica do sistema com o intuito de obter quais componentes são responsáveis pela maior parcela da destruição de exergia total. Para o refrigerador modelado neste trabalho, mostrou-se que o trocador de calor, gerador e o absorvedor são as maiores fontes de irreversibilidades do sistema.

Porém, devido ao provável vazamento de hidrogênio do sistema de refrigeração, não se conseguiu concluir com êxito o protótipo.

### 5.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Espera-se que os resultados deste trabalho sirvam de inspiração nos estudos na área de refrigeração por absorção, com o intuito de tornar esse tipo de sistema mais viável do ponto de vista comercial. A seguir, são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros:

- i. Dimensionar o coletor solar, assim como investigar o melhor sistema de coletor solar para a aplicação de ar condicionado;
- ii. Realizar a modelagem do sistema de refrigeração em regime transiente para que seja possível investigar a resposta térmica transiente do refrigerador;
- iii. Obter dados experimentais para ajustar e validar o modelo matemático;
- iv. Realizar a análise e otimização exergoeconômica do modelo, acrescentando os parâmetros de custos associados aos fluxos de exergia;

- v. Realizar uma análise das características geométricas do sistema de refrigeração e otimizá-las;
- vi. Concluir os trabalhos iniciados e/ou construir um novo protótipo de sistema de refrigeração por absorção, utilizando-se de componentes comerciais utilizados normalmente em refrigeradores e componentes automotivos.

## REFERÊNCIAS

ARORA, C. P. **Refrigeration and Air Conditioning**. 3<sup>a</sup> ed. New Delhi: McGraw-Hill, 2009.

COSTA, E. C. DA. **REFRIGERAÇÃO**. Edgard Blu ed. Sao Paulo: [s.n.].

EPE. **Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética**. [s.l: s.n.].

FAN, Y.; LUO, L.; SOUYRI, B. Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 11, n. 8, p. 1758–1775, 2007.

IEA. **The Future of Cooling: Opportunities for energy-efficient air conditioning**. [s.l: s.n.].

MOHAMMED, O. W.; YANLING, G. Yearly energetic and exergetic performance of solar absorption refrigeration system in the region of northern Sudan. **International Energy Journal**, v. 17, n. 3, p. 141–154, 2017.

MORAN, M. J. (TH. O. S. U.; SHAPIRO, H. N. (IOWA S. U. OF S. AND T. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5<sup>a</sup> Edition ed. [s.l.] John Wiley & Sons, 2006.

OECD/IEA. News. Air conditioning use emerges as one of the key drivers of global electricity-demand growth. **IEA Publications**, 2018.

PILATOWSKY, I.; RIVERA, W.; ROMERO, R. J. Thermodynamic analysis of monomethylamine-water solutions in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures. **Solar Energy Materials and Solar Cells**, v. 70, n. 3, p. 287–300, 2001.

RODRÍGUEZ-MUÑOZ, J. L.; BELMAN-FLORES, J. M. Review of diffusion-absorption refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 30, p. 145–153, 2014.

SRIKHIRIN, P.; APHORNRATANA, S.; CHUNGPAIBULPATANA, S. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 5, p. 343–372, 2001.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. 1<sup>a</sup> ed. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

YILDIZ, A.; ERSÖZ, M. A. Energy and exergy analyses of the diffusion absorption refrigeration system. **Energy**, v. 60, p. 407–415, 2013.

## ANEXO 1 – PROGRAMA COMPUTACIONAL EES

```

{Dados do sistema de absorção}
Q_dot_E = 3,0 [kW]
T_cond = ConvertTemp(C;K;40)
T_evap = ConvertTemp(C;K;-10)
eta_HX = 0,8 [-]
eta_B = 0,5 [-]
x[4] = 0,27 [-]          "Concentração baixa"
x[1] = 0,37 [-]          "Concentração alta"

m_dot[2] = m_dot[1]
m_dot[3] = m_dot[1]
m_dot[3] = m_dot[7] + m_dot[4]
m_dot[5] = m_dot[4]
m_dot[6] = m_dot[4]
m_dot[8] = m_dot[7]
m_dot[9] = m_dot[7]
m_dot[10] = m_dot[7]

m_dot[6]*x[6] + m_dot[10]*x[10] - m_dot[1]*x[1] = 0

{Propriedades}
{Ponto 0 - Estado morto}
p[0] = 1 [bar]
T[0] = 298,15 [K]
x[0] = x[1]

Call NH3H2O(123; T[0]; p[0]; x[0]: T_0; p_0; x_0; h[0]; s[0]; u_0; v_0; Q[0])

{Ponto 7 - Entrada do Condensador}
p[7] = p_sat(Ammonia;T=T_cond)
x[7] = 0,9963406 [-]
Q[7] = 1 [-]
Call NH3H2O(238; p[7]; x[7]; Q[7]: T[7]; p_7; x_7; h[7]; s[7]; u_7; v_7; Q_7)

{Ponto 8 - Saída do Condensador, entrada na Válvula de Expansão}
p[8] = p[7]
x[8] = x[7]
Q[8] = 0 [-]

```

```

Call NH3H2O(238; p[8]; x[8]; Q[8]: T[8]; p_8; x_8; h[8]; s[8]; u_8; v_8; Q_8)

{Ponto 9 - Saída da Válvula de Expansão, entrada do Evaporador}
p[9] = p_sat(Ammonia;T=T_evap)
x[9] = x[7]
h[9] = h[8]
Call NH3H2O(234; p[9]; x[9]; h[9]: T[9]; p_9; x_9; h_9; s[9]; u_9; v_9; Q[9])

{Ponto 10 - Saída do Evaporador, entrada no Absorvedor}
p[10] = p[9]
x[10] = x[9]
Q[10] = 1 [-]
Call NH3H2O(238; p[10]; x[10]; Q[10]: T[10]; p_10; x_10; h[10]; s[10]; u_10;
v_10; Q_10)

{Ponto 1 - Saída do absorvedor, entrada na Bomba}
p[1] = p[9]
Q[1] = 0 [-]
Call NH3H2O(238; p[1]; x[1]; Q[1]: T[1]; p_1; x_1; h[1]; s[1]; u_1; v_1; Q_1)

{Ponto 2 - Saída da bomba, entrada no Trocador de Calor, etapa isentrópica}
p[2] = p[7]
x[2] = x[1]          "Concentração alta"
Call NH3H2O(235; p[2]; x[2]; s[1]: T_2s; p_2s; x_2s; h_2s; s_2s; u_2s; v_2s;
Q_2s)

{Ponto 2 - Saída da bomba, entrada no Trocador de Calor, etapa real}
eta_B = (h[1]-h_2s)/(h[1]-h[2])
Call NH3H2O(234; p[2]; x[2]; h[2]: T[2]; p_2; x_2; h_2; s[2]; u_2; v_2; Q[2])

{Ponto 4 - Saída do líquido solução fraca do Gerador, entrada no Trocador de
Calor}
p[4] = p[7]
Q[4] = 0 [-]
Call NH3H2O(238; p[4]; x[4]; Q[4]: T[4]; p_4; x_4; h[4]; s[4]; u_4; v_4; Q_4)

{Ponto 3 - Eficiência do Trocador de Calor}
eta_HX = (h[2]-h[3])/(h[2]-h[4])
p[3] = p[4]
x[3] = x[2]

```

```

Call NH3H2O(234; p[3]; x[3]; h[3]: T[3]; p_3; x_3; h_3; s[3]; u_3; v_3; Q[3])

{Ponto 5 - Saída do Trocador de Calor, Entrada na Válvula Redutora de Pressão}
p[5] = p[4]
x[5] = x[4]
0 = m_dot[2]*h[2]+m_dot[4]*h[4]-m_dot[3]*h[3]-m_dot[5]*h[5]
Call NH3H2O(234; p[5]; x[5]; h[5]: T[5]; p_5; x_5; h_5; s[5]; u_5; v_5; Q[5])

{Ponto 6 - Saída da Válvula Redutora de Pressão, entrada no Absorvedor}
p[6] = p[1]
x[6] = x[5]
h[6] = h[5]
Call NH3H2O(234; p[6]; x[6]; h[6]: T[6]; p_6; x_6; h_6; s[6]; u_6; v_6; Q[6])

{Balanço de Energia no Gerador}
0 = Q_dot_G + m_dot[3]*h[3]-m_dot[4]*h[4]-m_dot[7]*h[7]

{Balanço de Energia no Evaporador}
0 = Q_dot_E + m_dot[9]*h[9]-m_dot[10]*h[10]

{Balanço de Energia no Absorvedor}
0 = Q_dot_A + m_dot[6]*h[6]+m_dot[10]*h[10]-m_dot[1]*h[1]

{Balanço de Energia no Condensador}
0 = Q_dot_C + m_dot[7]*h[7]-m_dot[8]*h[8]

{Balanço de Energia na Bomba}
0 = -W_dot_B + m_dot[1]*(h[1]-h[2])

{Balanço de Energia total - prova real: teste tem que ser próx. de 0}
teste = Q_dot_G+Q_dot_E+Q_dot_A+Q_dot_C-W_dot_B

{Coeficiente de Performance}
beta = (Q_dot_E)/(Q_dot_G-W_dot_B)

{Calculo das exergias destruidas}
Duplicate j=1;10
psi[j] = (h[j]-h[0])-T[0]*(s[j]-s[0])
end

{exergia destruida na bomba}

```

```

psi_dot_QB = 0 "Associado ao Calor"
psi_dot_FB = (m_dot[1]*psi[1])-(m_dot[2]*psi[2]) "Associado ao fluxo"
psi_dot_WB = -W_dot_B "Associado ao trabalho"
0 = psi_dot_QB + psi_dot_FB + psi_dot_WB - psi_dot_DB "Taxa de destruição
exergética na bomba"

```

```

{exergia destruida no trocador de calor}
psi_dot_QTC = 0 "Associado ao Calor"
psi_dot_FTC = (m_dot[2]*psi[2]) + (m_dot[4]*psi[4]) - (m_dot[3]*psi[3]) +
(m_dot[5]*psi[5]) "Associado ao fluxo"
psi_dot_WTC = 0 "Associado ao trabalho"
0 = psi_dot_QTC + psi_dot_FTC + psi_dot_WTC - psi_dot_DTC "Taxa de
destruição exergética no Trocador de calor"

```

```

{exergia destruida no gerador}
psi_dot_QG = (1-(T[0]/T[7]))*Q_dot_G "Associado ao Calor"
psi_dot_FG = (m_dot[3]*psi[3]) - (m_dot[4]*psi[4]) - (m_dot[7]*psi[7])
"Associado ao fluxo"
psi_dot_WG = 0 "Associado ao trabalho"
0 = psi_dot_QG + psi_dot_FG + psi_dot_WG - psi_dot_DG "Taxa de destruição
exergética no Gerador"

```

```

{Balancete de exergia no condensador}
psi_dot_QCD = (1-(T[0]/T_cond))*Q_dot_C "Associado ao Calor"
psi_dot_FCD = (m_dot[7]*psi[7]) - (m_dot[8]*psi[8]) "Associado ao fluxo"
psi_dot_WCD = 0 "Associado ao trabalho"
0 = psi_dot_QCD + psi_dot_FCD + psi_dot_WCD - psi_dot_DCD "Taxa de
destruição exergética no condensador"

```

```

{Balancete de exergia no evaporador}
psi_dot_QEV = (1-(T[0]/T_evap))*Q_dot_E "Associado ao Calor"
psi_dot_FEV = (m_dot[9]*psi[9]) - (m_dot[10]*psi[10]) "Associado ao fluxo"
psi_dot_WEV = 0 "Associado ao trabalho"
0 = psi_dot_QEV + psi_dot_FEV + psi_dot_WEV - psi_dot_DEV "Taxa de
destruição exergética no evaporador"

```

```

{exergia destruida no absorvedor}
psi_dot_QAB = (1-(T[0]/T[10]))*Q_dot_A "Associado ao Calor"
psi_dot_FAB = (m_dot[9]*psi[9]) - (m_dot[10]*psi[10]) "Associado ao fluxo"
psi_dot_WAB = 0 "Associado ao trabalho"

```

$0 = \text{psi\_dot\_QAB} + \text{psi\_dot\_FAB} + \text{psi\_dot\_WAB} - \text{psi\_dot\_DAB}$  "Taxa de destruição exergética no Absorvedor"

{exergia destruída na válvula de expansão da concentração fraca}

$\text{psi\_dot\_QV1} = 0$  "Associado ao Calor"

$\text{psi\_dot\_FV1} = (\text{m\_dot}[5] * \text{psi}[5]) - (\text{m\_dot}[6] * \text{psi}[6])$  "Associado ao fluxo"

$\text{psi\_dot\_WV1} = 0$  "Associado ao trabalho"

$0 = \text{psi\_dot\_QV1} + \text{psi\_dot\_FV1} + \text{psi\_dot\_WV1} - \text{psi\_dot\_DV1}$  "Taxa de destruição exergética na Válvula de CFraca"

{exergia destruída na válvula de expansão do evaporador}

$\text{psi\_dot\_QV2} = 0$  "Associado ao Calor"

$\text{psi\_dot\_FV2} = (\text{m\_dot}[8] * \text{psi}[8]) - (\text{m\_dot}[9] * \text{psi}[9])$  "Associado ao fluxo"

$\text{psi\_dot\_WV2} = 0$  "Associado ao trabalho"

$0 = \text{psi\_dot\_QV2} + \text{psi\_dot\_FV2} + \text{psi\_dot\_WV2} - \text{psi\_dot\_DV2}$  "Taxa de destruição exergética no Válvula de Refrigerante"

$\text{COP\_en} = \text{Q\_dot\_e} / (\text{Q\_dot\_G} + \text{abs}(\text{W\_dot\_B}))$

$\text{COP\_ex} = \text{abs}(\text{psi\_dot\_QEV}) / (\text{psi\_dot\_QG} + \text{abs}(\text{W\_dot\_B}))$  "COP de 2ª Lei"