



CENTRO UNIVERSITÁRIO SENAI CIMATEC
PROGRAMA DE POS-GRADUAÇÃO STRICTO SENSU
GESTÃO E TECNOLOGIA INDUSTRIAL

LUCCAS BARBOSA CARNEIRO

**Análise termoeconômica da tecnologia de refrigeração solar em
um chiller de absorção de baixa capacidade**

Salvador, 2020

LUCCAS BARBOSA CARNEIRO

**Análise termoeconômica da tecnologia de refrigeração solar em
um chiller de absorção de baixa capacidade**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação Stricto Sensu do Centro Universitário SENAI CIMATEC como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Gestão e Tecnologia Industrial)

Orientador: Prof. Dr. Alex Álisson Bandeira Santos

Coorientador: Prof. Dr. Antônio Gabriel Souza Almeida

Salvador, 2020

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca do Centro Universitário SENAI CIMATEC

C289a Carneiro, Luccas Barbosa

Análise termoeconômica da tecnologia de refrigeração solar em um chiller de absorção de baixa capacidade / Luccas Barbosa Carneiro. – Salvador, 2020.

108 f. : il. color.

Orientador: Prof. Dr. Alex Álisson Bandeira Santos.

Coorientador: Prof. Dr. Antônio Gabriel Souza Almeida.

Dissertação (Mestrado em Gestão e Tecnologia Industrial) – Programa de Pós-Graduação, Centro Universitário SENAI CIMATEC, Salvador, 2020.

Inclui referências.

1. Chiller de absorção. 2. Ciclo de absorção. 3. Refrigeração solar. 4. Termoeconomia. I. Centro Universitário SENAI CIMATEC. II. Santos, Alex Álisson Bandeira. III. Almeida, Antônio Gabriel Souza. IV. Título.

CDD 621.3

CENTRO UNIVERSITÁRIO SENAI CIMATEC

Mestrado Profissional em Gestão e Tecnologia Industrial

A Banca Examinadora, constituída pelos professores abaixo listados, aprova a Defesa de Mestrado, intitulada "ANÁLISE TERMOECONÔMICO DA TECNOLOGIA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR EM UM CHILLER DE ABSORÇÃO DE BAIXA CAPACIDADE" apresentada no dia 26 de novembro de 2020, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre em Gestão e Tecnologia Industrial.

Assinado digitalmente por: Alex Alisson Bandeira Santos
O tempo: 27/11/2020 10:50:53
SENAI CIMATEC

Orientador:

Prof. Dr. Alex Álisson Bandeira Santos
SENAI CIMATEC

Coorientador:

Prof. Dr. Antônio Gabriel Souza Almeida
IFBA

DocuSigned by:
E5D61A5EF4094DF...

Membro Interno:

Prof. Dr. Fernando Luiz Pellegrini Pessoa
SENAI CIMATEC

Membro Externo:

Prof. Dr. Vitor Pinheiro Ferreira
UFBA

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à educação, a qual me ressignifica cada dia na crença da importância do legado deixado na humanidade através do ensino.

AGRADECIMENTOS

A minha fé, a qual foi determinante na crença em minha capacidade e desenvoltura nas situações mais desafiadoras.

A minha família, por todo o apoio e por fazer dos meus sonhos, os sonhos deles também.

A minha noiva Yasmin, a qual tem um papel essencial e único na minha motivação e empenho durante todo esse processo.

Ao meu parceiro de vida acadêmica e amigo João Filipe, o qual sempre incentivou o meu desenvolvimento na área acadêmica.

Aos amigos, que não cessaram a torcida nessa minha conquista.

Aos meus alunos, os quais são uma das principais inspirações em meu aprimoramento na atividade docente.

Ao professor Alex Álisson, por ser tão solícito em minha recepção no programa GETEC e ao longo de todo o processo de orientação desse trabalho.

Ao professor Antônio Gabriel, por aceitar a orientação do trabalho e por compartilhar o seu conhecimento valioso ao longo de toda execução desse trabalho.

Ao SENAI CIMATEC, por ser uma instituição de ensino extremamente marcante no meu desenvolvimento acadêmico, ao longo desses anos.

A FAPESB (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado da Bahia), por ser um órgão que acredita no potencial científico da Bahia.

Por fim, agradeço à vida, por me mostrar, dia após dia, que alcançar os seus padrões de sucesso e conquistas (com todas as dificuldades) é o ato mais salutar que um ser humano pode ter.

RESUMO

A demanda pela utilização de energias renováveis, associada às necessidades de conforto térmico, do século atual, vêm estimulando o desenvolvimento tecnológico de sistemas de refrigeração por absorção, acionados por energia solar. A partir desse contexto, esse trabalho almejou realizar uma análise termoeconômica de um Chiller de absorção de baixa capacidade, associado a um sistema de energia solar, avaliando sua operação com brometo de lítio e com amônia. Especificamente, esse trabalho teve como objetivo realizar a análise energética e exergetica do ciclo de absorção proposto, realizando-se, a partir dessas análises, um estudo termoeconômico desse ciclo. Para a realização desse estudo, foi feito primeiramente uma definição do arranjo do ciclo integrado com o sistema de energia solar. Após isso, foi estabelecido um modelo analítico com os parâmetros e equacionamentos necessários visando realizar a avaliação energética e exergetica. Com a avaliação realizada, foi determinado um segundo modelo analítico, sendo esse direcionado para o estudo termoeconômico. Todo esse fluxo metodológico foi realizado com a utilização do *software Engineering Equation Solver* (EES®). Os principais resultados demonstraram que o COP e a eficiência exergetica do ciclo de brometo de lítio foi maior que o do ciclo de amônia, sendo o coletor solar o equipamento que apresentou a maior destruição exergetica. Além disso, encontrou-se um maior custo exergetico relacionado ao fornecimento de energia para o gerador do ciclo de amônia, em comparação ao ciclo de brometo de lítio. Por fim, ao se realizar uma análise de *payback* nominal comparativa entre o ciclo com sistema de energia solar e um ciclo de absorção com queima de gás natural, verificou-se que houve um retorno de investimento em 27 meses para o ciclo operando com brometo de lítio e de 36 meses para o ciclo operando com amônia.

Palavras-chave: Chiller de absorção. Ciclo de absorção. Refrigeração solar. Termoeconomia.

ABSTRACT

The demand for the use of renewable energy, associated with the thermal comfort needs of the current century, has been stimulating the technological development of absorption refrigeration systems, powered by solar energy. From this context, this work aimed to perform a thermoeconomic analysis of a low capacity absorption chiller, associated with a solar energy system, evaluating its operation with lithium bromide and ammonia. Specifically, this work aimed to perform the energetic and exergetic analysis of the proposed absorption cycle, carrying out, from these analyzes, a thermoeconomic study of that cycle. In order to carry out this study, a definition of the arrangement of the integrated cycle with the solar energy system was first made. After that, an analytical model with the necessary parameters and equations was established in order to carry out the energetic and exergetic evaluation. With the evaluation carried out, a second analytical model was determined, which was directed to the thermoeconomic study. This entire methodological flow was carried out using the Engineering Equation Solver (EES®) software. The main results demonstrated that the COP and the exergetic efficiency of the lithium bromide cycle was higher than that of the ammonia cycle, with the solar collector being the equipment that presented the greatest exergetic destruction. In addition, a higher exergetic cost was found related to the supply of energy to the boiler in the ammonia cycle, compared to the lithium bromide cycle. Finally, when performing a comparative nominal payback analysis between the cycle with solar energy system and an absorption cycle with burning natural gas, it was found that there was a return on investment in 27 months for the cycle operating with bromide lithium and 36 months for the cycle operating with ammonia.

Keywords: Absorption chiller. Absorption cycle. Solar cooling. Thermoeconomics.

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Interação das taxas de calor de um ciclo de absorção com a vizinhança	23
Quadro 2 – Vantagens e desvantagens do uso do Chiller por absorção	23
Quadro 3 – Diferença entre energia e exergia	37
Quadro 4 – Modelos de Chillers selecionados	51
Quadro 5 – Componentes principais do Chiller de absorção com energia solar	52
Quadro 6 – Modelo analítico energético e exergético	55
Quadro 7 – Balanço de taxa de energia e exergia	56
Quadro 8 – Temperaturas operacionais do ciclo de brometo de lítio	57
Quadro 9 – Parâmetros/propriedades pré-definidos da simulação	59
Quadro 10 – Balanço da taxa de custo exergoeconômico	63
Quadro 11 – Valores do Chiller e do sistema de energia solar	65
Quadro 12 – Porcentagem de contribuição de custo em cada componente	67
Quadro 13 – Custos de cada componente	68
Quadro 14 – Propriedades Termodinâmicas do Chiller de Absorção	71
Quadro 15 – Equacionamento dos fluxos exergéticos gerado, recuperado e perdido	75
Quadro 16 – Fluxos exergéticos do Chiller de Absorção de LiBr-H ₂ O	75
Quadro 17 – Fluxos exergéticos do Chiller de Absorção de NH ₃ -H ₂ O	76
Quadro 18 – Custos exergéticos do ciclo de absorção	83
Quadro 19 – Diferença relativa de custo e fator exergoeconômico – LiBr-H ₂ O	84
Quadro 20 – Diferença relativa de custo e fator exergoeconômico – NH ₃ -H ₂ O	85

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo de refrigeração por absorção	15
Figura 2 - Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito H ₂ O/LiBr e NH ₃ -H ₂ O	19
Figura 3 – Chiller por absorção LiBr-H ₂ O	20
Figura 4 – Classificação das principais tecnologias da refrigeração solar	24
Figura 5 – Coletor de placa plana	28
Figura 6 – Coletor solar de tubo à vácuo	29
Figura 7 – Fluxo metodológico	47
Figura 8 – Disposição dos componentes principais do ciclo de absorção	52
Figura 9 – Modelos de Chillers de absorção comerciais de baixa capacidade	53
Figura 10 – Porcentagem de capital de investimento por equipamento	68
Figura 11 – Fluxos energéticos dos componentes do Chiller de Absorção	71
Figura 12 – Eficiência Exergética do Chiller de Absorção	73
Figura 13 – Razão de irreversibilidade exergética	77
Figura 14 - Influência da temperatura do gerador no COP (Ciclo de LiBr-H ₂ O)	78
Figura 15 – Influência da temperatura do gerador no COP (Ciclo de NH ₃ -H ₂ O)	79
Figura 16 - Influência da temperatura do gerador na destruição exergética dos componentes (ciclo de LiBr-H ₂ O)	80
Figura 17 - Influência da temperatura do gerador na destruição exergética dos componentes (ciclo de NH ₃ -H ₂ O)	81
Figura 18 – Análise exergética do sistema de energia solar	82
Figura 19 – Diferença relativa de custo “ r_k ”	86
Figura 20 - Fatores exergoeconômicos “ f_k ”	88
Figura 21 - Análise de payback nominal do ciclo de LiBr-H ₂ O	91
Figura 22 - Análise de payback nominal do ciclo de NH ₃ -H ₂ O	91

LISTAS DE SÍMBOLOS

c - Custo por unidade de exergia

C - Taxa de custo exergético

dE - Diferencial da energia total do sistema

e - Energia ou exergia total do sistema específica por unidade de massa (a depender subscrito e sobrescrito)

E - Energia total do volume de controle

Ex - Exergia

EC - Energia cinética

EP - Energia potencial

f - Fator exergoeconômico

g - Aceleração da gravidade

h - Entalpia

H - Cota associada ao escoamento do fluido

i - Taxa de juros do investimento

I - Irreversibilidade exergética

m - Massa

n - Número de anos úteis de operação

P - Pressão

Q - Energia relacionada a transferência de calor

r - Diferença relativa de custo

R - Custos de operação e manutenção independentes do custo de investimento

s - Entropia específica por unidade de massa

S - Entropia

t - Tempo

T - Temperatura

U - Energia interna

u - Energia interna específica por unidade de massa

v - Volume específico por unidade de massa

V - Velocidade

Vol - Volume

W - Energia relacionada ao trabalho

Y - Razão de exergia

Y^* - Razão de irreversibilidade exergética

Z - Cota associada ao escoamento do fluido ou Custo associado ao investimento e operação e manutenção (a depender do subscrito e sobrescrito)

Letras gregas:

δ - Derivada inexata

τ - Horas de operação anual do processo termodinâmico

γ - Fator de custo fixo

ω - Fator de custo variável

Subscritos:

0 - Estado de referência (estado morto)

a - Absorvedor

abs. - Ciclo de absorção

amb - Temperatura ambiente

b - Bomba

c - Condensador

D - Exergia destruída

e - Entrada do volume de controle ou evaporador

E - Energia elétrica

g - Gerador

G - Exergia gerada

H - Custo associado ao fornecimento exergético ao gerador

k - Componente "k"

P - Exergia produzida

r - Reservatório térmico quente do ciclo de Carnot

R - Exergia recuperada

s - Saída do volume de controle

V.C. - Volume de controle

w - Trabalho

x - Componente "x" que forneça trabalho

Sobrescritos:

* - Taxa

CI - Capital de investimento

OM - Operação e Manutenção

Q - Calor

LISTAS DE SIGLAS E ABREVIATURAS

BAHIAGÁS – Companhia de Gás da Bahia

BNDES - Banco Nacional do Desenvolvimento

CFC - Clorofluorcarboneto

CIMATEC - Centro Integrado de Manufatura e Tecnologia

COELBA - Companhia de Eletricidade do Estado da Bahia

COP - Coeficiente de performance

CPP - Coletor de placa plana

CRF - *Capital Recovery Factor* (Fator de recuperação de capital)

EES - *Engineering Equation Solver*

HCFC - Hidroclorofluorcarbono

PPGGETEC - Pós-graduação em Gestão e Tecnologia Industrial

SENAI - Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial

TR - Toneladas de refrigeração

TRNSYS - *Transient System Simulation Tool*

WWW - Word Wilde Web

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	11
1.1	OBJETIVOS.....	14
1.1.1	Objetivo Geral	14
1.1.2	Objetivos Específicos	14
2.	REVISÃO DE LITERATURA	15
2.1	Sistemas de Refrigeração Chiller	15
2.1.1	Ciclo de refrigeração por absorção.....	15
2.1.2	Chillers por absorção	18
2.1.3	Energia solar aplicada a Chillers por absorção	24
2.1.4	Estado da arte em análises energéticas, exergéticas e termoeconômicas de Chillers de absorção por refrigeração solar	30
2.2	Termodinâmica aplicada a refrigeração	34
2.2.1	1ª Lei da Termodinâmica	34
2.2.2	2ª Lei da Termodinâmica	35
2.2.3	Análise exergética e termoeconômica.....	36
3.	MATERIAIS E MÉTODOS.....	45
3.1	Contextualização e estratégia metodológica	45
3.2	Definição de arranjo e disposição dos componentes.....	49
3.3	Análise energética e exergética do sistema	53
3.4	Análise termoeconômica	60
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	70
4.1	Análise energética e exergética	70
4.2	Análise termoeconômica	82
5.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	93
	REFERÊNCIAS	96

1. INTRODUÇÃO

Taxas elevadas de crescimento populacional, desenvolvimento econômico e consumo per capita de energia constituem os principais aspectos motivadores que causam aumento na demanda de energia. De acordo com a Agência Internacional de Energia, essa demanda pode atingir um aumento de 35%, a contar do ano de 2010 até 2035 (ALIANE *et al.*, 2016).

O atual aumento no consumo de energia exerce uma elevada pressão sobre as fontes de energia convencionais, como os combustíveis derivado de petróleo. Além disso, a crescente demanda por energia aumentou os preços, enfatizando a necessidade de aumentar o suprimento de energia, explorando novas fontes de energia ou salvando as fontes existentes de energia, reduzindo a taxa de consumo de energia. A exploração de energias renováveis como, por exemplo, o calor residual produzido por processos industriais e a energia eólica e solar, tornou-se um campo interessante nos últimos anos, graças à sua disponibilidade sustentável e abundante (NIKBAKHTI *et al.*, 2020; SIDDIQUI e SAID, 2015).

O'Neill (2017) ressalta que a comunidade científica vem apresentando um consenso geral sobre as atividades humanas e o consumo de energia, afirmando que, caso essas atividades continuem ocorrendo com o mesmo ritmo, projeta-se que a temperatura média da superfície global aumente de 1,4 a 5,8 °C, até o ano de 2100. Dessa forma, haverá um impacto grandioso sobre os problemas ambientais pré-existentes, os quais já são responsáveis por desastres em escalas planetárias.

A partir desse cenário do aumento de consumo de energia e os impactos ambientais associados, a demanda por sistemas de refrigeração e ar condicionado também vêm crescendo, devido às novas exigências de conforto do século XXI, além tendências e características de construções arquitetônicas como, por exemplo, a adesão de superfícies transparentes, aumentando a taxa de irradiação nos recintos a serem climatizados (ALLOUHI *et al.*, 2015).

Nkwetta e Sandercock (2016) destacam que, na busca de utilização de sistemas de refrigeração que visem reduzir a emissão de gases de efeito estufa e também se adequem ao consumo de energia sustentável, a refrigeração solar é uma aplicação atrativa e ambientalmente adequada à realidade atual. Os autores ainda destacam que

há uma forte motivação econômica e uma necessidade de se investigar as atuais tecnologias, visando determinar os sistemas apropriados a partir das necessidades de refrigeração, a partir do potencial da energia térmica solar em todo o mundo.

De acordo com Sarbu e Sebarchievici (2015), a refrigeração solar também vêm sendo um assunto de grande interesse da comunidade científica devido a coincidência do pico da demanda de resfriamento e da disponibilidade de radiação solar. Apesar de poder ser implementado refrigeração solar utilizando placas fotovoltaicas e coletores solares, Otanicar, Taylor e Phelan (2012) pontuam que diversas pesquisas vêm demonstrando uma maior vantagem em utilizar sistemas coletores solares, devido ao fato dos altos custos das baterias em sistemas fotovoltaicos, não apresentando uma rentabilidade termoeconômica a curto e médio prazo.

Associado a implementação de coletores solares, diversos estudos vêm demonstrando a utilização de Chillers por absorção como um dos equipamentos mais adaptáveis tecnicamente à implementação da refrigeração solar. Contudo, tem-se visto atualmente uma série de barreiras no desenvolvimento no mercado da tecnologia de refrigeração solar: altos custos dos *Chillers* de absorção, bem como a falta de padronização, familiaridade do mercado e compatibilidade com o projeto da construção. Devido a essa dificuldade, diversos projetos vêm surgindo no desenvolvimento de sistemas de refrigeração de absorção solar de pequena escala e econômica, com dissipação de calor do ar ambiente eficiente, podendo utilizar fontes de calor renováveis e, portanto, ter um consumo mínimo de eletricidade (ANAND, GUPTA e TYAGI, 2015; ALIANE *et al.*, 2016).

Devido as barreiras supracitadas, Leonzio (2017) destaca um esforço científico, nessa última década, de vários pesquisadores que estão promovendo novas opções de projetos no uso de sistemas por absorção com o uso de coletores solares, sistemas de energia e modos de resfriamento, buscando ultrapassar esse estágio inicial presente do estado da arte em sistemas de refrigeração solar. De acordo com o autor, análises técnicas (de cunho termodinâmico) associadas ao retorno econômico do uso desses tipos de equipamentos ainda são extremamente necessárias frente à necessidade cada vez maior de fontes de energias renováveis.

Dessa maneira, os sistemas de refrigeração por absorção por energia solar se apresentam como uma excelente alternativa para substituírem, com uma boa eficiência energética e exergética, os sistemas clássicos de refrigeração (ciclo de compressão a vapor), além de ser um mecanismo que contribui para o desenvolvimento e o consumo de energia sustentável (SARBU e SEBARCHIEVICI, 2015).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Avaliar termoeconomicamente a tecnologia de refrigeração solar em um Chiller de absorção de baixa capacidade

1.1.2 Objetivos Específicos

- Avaliar energeticamente o ciclo de absorção de baixa capacidade
- Avaliar exergeticamente o ciclo de absorção de baixa capacidade
- Analisar termoeconomicamente o chiller de absorção de baixa capacidade acionado por refrigeração solar
- Comparar termoeconomicamente a aplicação dos pares de LiBr-H₂O e NH₃-H₂O no chiller de absorção

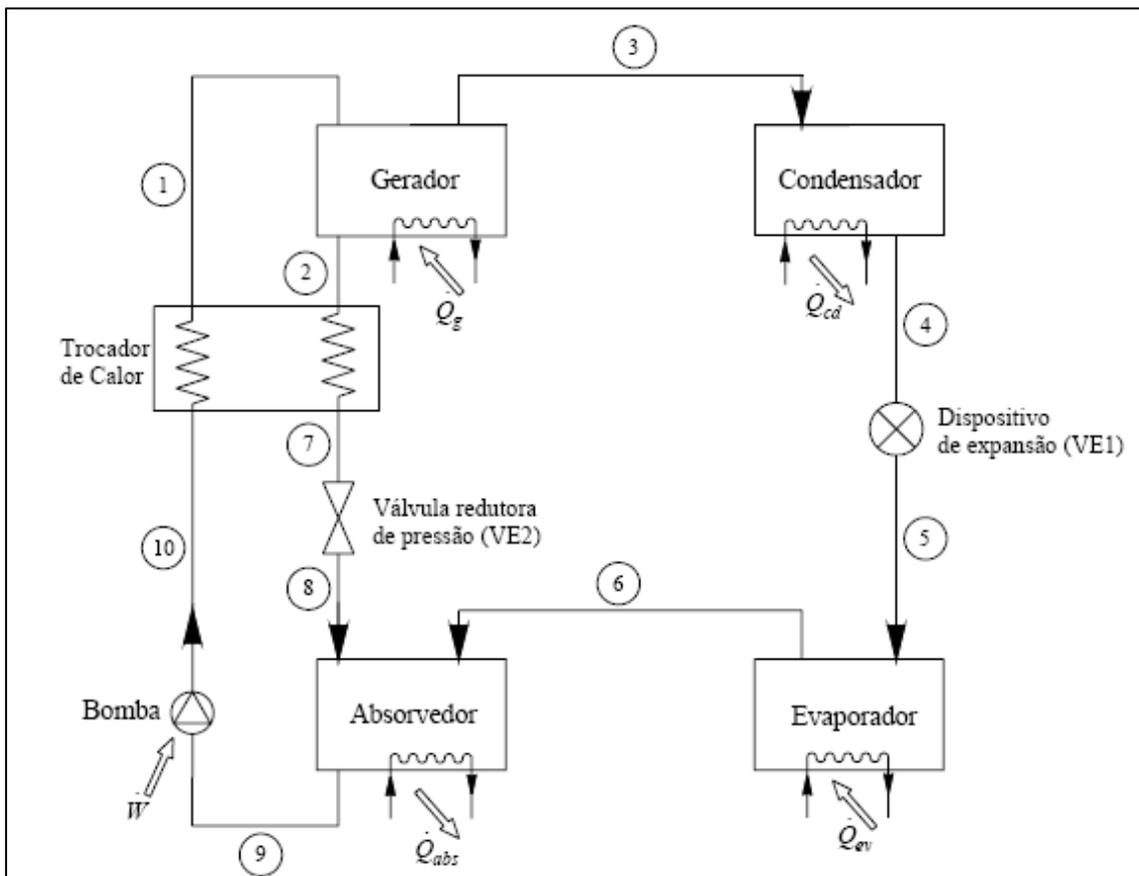
2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1 Sistemas de Refrigeração Chiller

2.1.1 Ciclo de refrigeração por absorção

Chillers por absorção são equipamentos de refrigeração que se baseiam no ciclo de refrigeração por absorção mostrado na figura 1.

Figura 1 – Ciclo de refrigeração por absorção



Fonte: Herold, Radermacher e Klein (2016).

Esses ciclos apresentam similaridade com o ciclo de compressão a vapor (que é o mais utilizado atualmente em sistemas de refrigeração) pois em ambos existem três equipamentos: evaporador, válvula de expansão e condensador. No ciclo de absorção, o evaporador é o dispositivo responsável pela retirada de calor, sendo água gelada o produto de saída desse dispositivo, que se utilizará para o resfriamento. (MILLER e MILLER, 2014).

Jabardo e Stoecker (2018) destacam que a principal diferença do ciclo de absorção para o ciclo de compressão a vapor é a ausência de compressor no primeiro. Ao invés de haver a compressão do gás, há um bombeamento de uma solução a uma pressão elevada no ciclo de absorção. Para viabilizar isso, é utilizada uma substância para absorver o fluido refrigerante, ocasionando a elevação da pressão do vapor do refrigerante em uma solução binária líquida. Dentre as diversas misturas que compõem essas soluções, dois tipos se destacam:

- Solução de brometo de lítio e água (LiBr-H₂O), sendo que a água é o fluido refrigerante e o brometo de lítio é o absorvente. Geralmente é utilizado para aplicações de refrigeração superiores a 0 °C. Um dos motivos de se utilizar em temperaturas maiores que zero está relacionado aos problemas de cristalização do LiBr. É um fluido que não é tóxico e trabalha a pressões reduzidas, podendo atingir o estágio de vácuo parcial.
- Solução de água e amônia (NH₃-H₂O), sendo que a água é o absorvedor e a amônia é o fluido refrigerante. Essa solução é melhor aplicada para refrigeração com temperaturas inferiores a 0 °C. É uma solução tóxica (por conta da amônia), apresentando grande volatilidade e trabalhando com altas pressões.

Na tubulação do gerador para o absorvedor (passando pelo trocador de calor), circula o fluido denominado como solução forte. Tem esse nome pois o estado dessa solução possui uma concentração do fluido absorvedor elevada. Na saída do absorvedor, a solução binária é denominada de solução fraca, pois a concentração do absorvedor, em relação à solução como um todo, diminui (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

No absorvedor há a mistura entre a solução forte advinda do gerador e o fluido refrigerante (água ou amônia) proveniente do evaporador. Jabardo e Stoecker (2018) pontuam que a solução forte que adentra esse dispositivo possui grande capacidade de absorção do refrigerante. Para otimizar o processo de absorção e aumentar o rendimento são utilizados, internamente no absorvedor, os chamados chuveiros “*splinkers*” que realizam a aspersion, elevando a área de contato do refrigerante com o absorvedor.

A mistura, que se constitui de uma solução fraca é direcionada ao gerador através de uma bomba existente. Observa-se na figura 1 a presença de um trocador de calor. O objetivo desse equipamento é aumentar o coeficiente de performance (COP) do ciclo já que permite uma troca de calor prévia, pré-aquecendo a solução que se encaminha para o gerador e resfriando o fluido que se direciona para o absorvedor (MILLER e MILLER, 2014).

Levando-se em conta que o regime é permanente, o fluxo da solução entre o absorvedor e o gerador é constante, assemelhando-se à função do compressor em um ciclo de refrigeração por compressão. Contudo, em vez de utilizar energia elétrica para acionamento do compressor, é utilizado um equipamento que seja um introdutor de calor para aquecimento da solução. Esse equipamento é o gerador. Além disso, com o aquecimento da mistura no gerador, ocorre uma reação química exotérmica onde o refrigerante, por ser mais volátil, se separa do absorvedor. Dessa forma, o refrigerante direciona-se para o condensador, onde há uma perda de calor, além do processo de liquefação da água. Já a mistura, ao aquecer, torna-se uma solução forte (por ter mais porcentagem do fluido absorvedor), retornando para o absorvedor. Destaca-se que, antes de adentrar o absorvedor, a solução forte diminui sua pressão ao passar pela válvula de expansão, visando que o fluido volte a ter a pressão do absorvedor (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

Após o fluido refrigerante passar pelo condensador, ele segue para um dispositivo de expansão que visa reduzir a pressão originada pelo calor adicionado no gerador. Por fim, no evaporador, há um conjunto de aspersores ramificados onde circula o fluido refrigerante. Com o objetivo de utilizar a máxima capacidade do evaporador, o fluido refrigerante (geralmente água ou amônia) é aspergido sobre os tubos do evaporador. Dessa forma, à medida que os jatos de refrigerante entram em contato com os tubos, que estão relativamente quentes, há a condução da água a ser resfriada, vaporizando o fluido refrigerante, que é encaminhado para o absorvedor (JABARDO e STOECKER, 2018; HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

Os ciclos de absorção podem ser de simples, duplo e triplo efeitos. Ciclos com número de efeitos maiores não são implementados devido à necessidade de grandes temperaturas envolvidas no sistema as quais, diante da limitação tecnológica dos

equipamentos utilizados em Chillers, são inviáveis para aplicação em sistemas de absorção (JABARDO e STOECKER, 2018; HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

De acordo com Herold, Rademacher e Klein (2016), os sistemas de simples efeito possuem apenas um estágio de aquecimento da solução, possuindo o mesmo arranjo apresentado na figura 1. Nesse ciclo há a existência de apenas um trocador de calor, um gerador, um condensador, um evaporador e um absorvedor. A entrada de energia é feita por adição de calor no gerador e no evaporador (calor absorvido da água gelada) e a saída de calor se dá no condensador e no absorvedor (devido a reação exotérmica na separação da mistura).

Geralmente o COP de ciclos de absorção de simples efeito tem valores reduzidos. Shirazi *et al.* (2018), em seus estudos, ratificaram que os ciclos de absorção de simples efeito atingem COP entre 0,7 e 0,8. Além disso, Chillers de simples efeito nessa margem de COP trabalham sob um intervalo de temperaturas no gerador entre 80°C e 100°C. Normalmente esses tipos de ciclo tem seu uso rentável na função de produzir água fria para ar condicionado ou para refrigeração de algum fluido, podendo encontrar no mercado equipamentos com capacidade de 5 a 10000 kW.

Estudos têm sido desenvolvidos para aumento da performance de ciclos de absorção de simples efeito. Nikbakhti *et al.* (2020) trazem em seus estudos a existência de métodos de melhoria do COP como a seleção de novos pares de fluido com melhores propriedades termodinâmicas, na busca de um ponto ótimo de concentrações de soluções fortes e fracas.

Nos ciclos de absorção de duplo e triplo efeito (enquadrados na categoria de múltiplos efeitos) há a existência de diversas etapas de aquecimento visando aumentar o rendimento térmico do sistema. Para que isso ocorra, é necessária uma fonte de temperatura maior (entre 160°C e 240°C), se comparada com o simples efeito (SHIRAZI *et al.*, 2018).

2.1.2 Chillers por absorção

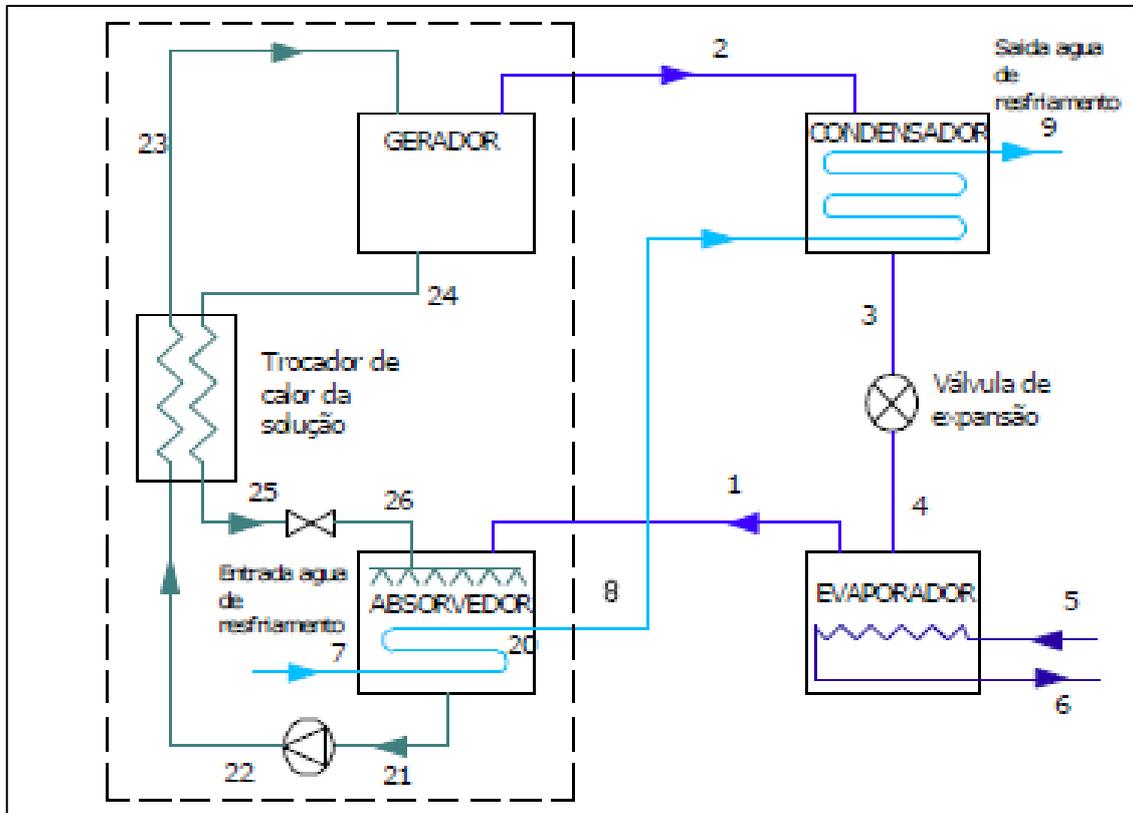
O primeiro Chiller por absorção foi projetado por Edmond Carré, em 1850. Contudo, a época de maior desenvolvimento dos Chillers foi somente em torno de 1960, com a implementação de Chillers por absorção de simples efeito aplicados ao contexto

industrial. Nos anos 1970, foi desenvolvido pela Trane® o primeiro Chiller por absorção de duplo efeito (WANG e CHUA, 2009).

Chillers por absorção são equipamentos que funcionam embasados no ciclo de absorção. Dois tipos principais de modelos de Chiller são utilizados e diferenciam-se quanto ao fluido de trabalho utilizado: Chillers que utilizam a solução de brometo de lítio e água e Chillers que utilizam a solução de amônia e água (MILLER E MILLER, 2014).

Na figura 2 pode-se visualizar a estrutura do ciclo de absorção aplicado a um Chiller por absorção de simples efeito, o qual utiliza brometo de lítio e água ou amônia e água.

Figura 2 - Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito LiBr-H₂O e NH₃-H₂O



Fonte: Adaptado de Dorgan, Leight e Dorgan (2005)

Na figura 3 é possível visualizar um exemplo de um Chiller por absorção LiBr-H₂O.

Figura 3 – Chiller por absorção LiBr-H₂O



Fonte: Godini (2018)

No que se diz respeito à Chillers que utilizam solução aquosa de brometo de lítio, destaca-se que o íon de Lítio possui uma grande afinidade com as moléculas de água, desde que as mesmas estejam deionizadas. Essa afinidade faz com que o brometo de lítio seja um excelente absorvedor para com a água, absorvendo-a em seu estado vaporizado. Além da afinidade molecular, alguma das outras vantagens de se utilizar esse tipo de fluido está na estabilidade química, taxa de volatilidade apropriada e segurança (em comparação ao uso da amônia). Como na aplicação do fluido de LiBr-H₂O a água é o refrigerante, e a mesma geralmente congela a temperaturas abaixo de 0°C, o fornecimento de água gelada por Chillers de absorção de simples efeito fica em torno de uma temperatura a partir de 0°C (geralmente por volta de 5°C). Por isso que Chillers de absorção utilizando LiBr-H₂O não são aplicados para refrigeração de ambientes com reduzidas temperaturas (WU *et al.*, 2014; WANG e CHUA, 2009).

Geralmente Chillers por absorção que utilizam brometo de lítio e água trabalham sob pressões próxima ao vácuo. Caso seja utilizado para larga escala, é necessário implementar bombas de vácuo para manter um vácuo adequado, além de eliminar gases indesejados na parte interna do sistema. Dessa forma, o equipamento trabalhará com uma temperatura de evaporação adequada para sua operação. Além disso, as bombas de vácuo auxiliam na manutenibilidade da purga (ABED, *et al.*, 2017).

Outro ponto importante a se destacar é que Chillers por absorção possuem um absorvedor acoplado estruturalmente a um evaporador. Normalmente essa estrutura é um vaso único chamado de evaporador-absorvedor. Internamente nesse vaso, na seção do evaporador, o refrigerante é vaporizado ao entrar em contato com os tubos. Já no absorvedor, o refrigerante, já evaporado, é absorvido pela solução de LiBr (que se encontra na fase líquida), através dos “*splinkers*”, aprimorando o contato e a troca térmica entre o refrigerante e o brometo de lítio (GODINI, 2018; ZOGG, FENG e WESTPHALEN, 2005).

Em relação as condições de operação e manutenção desses equipamentos, Nikbakhti *et al.* (2020) destacam que a maioria desses equipamentos trabalham de maneira mais efetiva em sistemas que não exijam uma grande variação tanto na carga térmica quanto na fonte de calor. Outro ponto relevante diz respeito a criticidade de se manter um fluxo contínuo e seguro de fluido de arrefecimento nas condensadoras e no absorvedor. Para esse último equipamento, caso o sistema de arrefecimento venha a ficar inoperante, comprometerá a taxa de calor dissipada pela reação exotérmica da mistura entre o refrigerante e o absorvente. Labus, Bruno e Coronas (2013) destacam também sistemas de pequeno porte vêm utilizando resfriamento a ar.

Godini (2018) pontua que, em Chillers de absorção LiBr-H₂O, operando em capacidades térmicas inferiores a 25%, o mecanismo de arrefecimento (através de torre de resfriamento ou resfriamento a ar) deve ser mantido dentro do intervalo especificado pelo risco de se ocorrer a cristalização da solução de brometo de lítio, inviabilizando sua função de absorvedor. Vale salientar também que, a depender da concentração, a solução de brometo de lítio é corrosiva para alguns materiais (cobre e aço) utilizados no equipamento de absorção. Em consequência disso, normalmente são empregados aditivos na solução que servem como inibidores de corrosão que visam sanar esse problema. Wang e Chua (2009) pontua o uso de solução de Brometo de lítio, 5 à 150 ppm em peso de nitrato e 0,1 a 0,4 % em peso de LiOH (hidróxido de lítio), como exemplo de um inibidor corrosivo.

Os Chillers que operam com a solução de amônia e água no simples estágio possuem um fator muito peculiar em sua operacionalização: a elevada pressão de vapor do fluido refrigerante, que nessa aplicação é a amônia. Essa, por sua vez, costuma

evaporar, numa pressão de 8,5 bar, na temperatura de -33,3 °C. Os sistemas de refrigeração que utilizam amônia trabalham com pressões entre 5 e 25 Bar. A alta pressão de vapor leva a diâmetros de tubo bastante pequenos e trocadores de calor relativamente compactos em comparação ao uso de LiBr-H₂O (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016; NKWETTA e SANDERCOCK, 2016).

Um outro fator importante nos ciclos de absorção com amônia é que a pressão de vapor do absorvente (água) não é negligenciável em relação á amônia. Isso representa que o vapor de amônia, que sai do gerador, contém uma certa quantidade de água (em torno de 5%). Situações como essa podem circunstancialmente gerar acúmulo de água no evaporador do Chiller que, se não devidamente cuidada, poderá afetar as condições de pressão no evaporador (e conseqüentemente no absorvedor), elevando-a e aumentando a temperatura nesses dispositivos. Por isso, é muito comum em Chillers de absorção o uso de retificadores e analisadores, que são dispositivos instalados entre o gerador e o condensador, visando a remoção de vapor d'água (por condensação) para que se encaminhe o máximo de amônia possível ao condensador (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016; MILLER e MILLER, 2014).

Autores como Kanabar e Ramani (2016), Herold, Radermacher e Klein (2014) e Wu *et al.* (2014) afirmam que, na maioria das circunstâncias operacionais, ciclos que operam com solução aquosa de brometo de lítio são mais eficientes se comparados com ciclo de amônia e água. Geralmente a performance em sistemas de amônia é menor, pelo fato de exigir uso de retificadores e analisadores. Ademais, o calor específico da solução aquosa de amônia é o dobro sistemas de solução salina aquosa. Desse modo, qualquer ineficiência de troca de calor no Chiller por amônia sofrerá um dispêndio maior em sua performance. Essa mesma sensibilidade na performance pode ser evidenciada nos geradores. Por último, vale salientar que o calor latente da amônia é cerca da metade do calor latente da água (para as mesmas condições de pressão). Isso implica que sistemas de amônia e água requerem fluxo de solução no sistema mais elevadas do que Chillers que utilizam brometo de lítio e água.

Wu *et al.* (2014) demonstram que os Chillers por absorção apresentam uma série de taxas de calor que fluem adentrando ou saindo do sistema, conforme é indicado através das variáveis "Q" no ciclo da figura 1. No caso do condensador e absorvedor,

geralmente se utiliza torre de resfriamento ou algum mecanismo simplificado a ar. Já para o evaporador e gerador, diversas são as formas nas quais o calor flui das vizinhanças para o sistema (ou vice versa). No quadro 1 é possível verificar as fontes de calor (no caso do gerador) e os fluidos e/ou aplicações destinadas (no caso do evaporador) as quais o ciclo de absorção podem interagir.

Quadro 1 – Interação das taxas de calor de um ciclo de absorção com a vizinhança

GERADOR <u>Fontes de calor possíveis</u>	EVAPORADOR <u>Fluidos/Aplicações destinadas</u>
Energia solar	Ar ambiente
Energia Geotérmica	Água gelada
Calor residual industrial	Fluido de exaustão
Gás natural	Energia Geotérmica
Biomassa	Pré-aquecimento de fluido industrial

Fonte: Adaptado de Wu *et al.* (2014)

No quadro 2, é possível verificar, a partir da percepção da literatura, as principais vantagens e desvantagens na utilização de Chillers por absorção. É importante ressaltar que a maioria das vantagens e desvantagens desse quadro 2 é baseado em análises comparativas com o Chillers por compressão a vapor.

Quadro 2 – Vantagens e desvantagens do uso do Chiller por absorção

VANTAGENS	DESvantagens
Baixa vibração	COP inferior
Baixo ruído	Equipamentos menos compactos
Baixo custo de manutenção (ausência de partes móveis)	Custo de instalação elevado
Eliminação na utilização de refrigerantes clorofluorcarbonetos (CFC's) e hidroclorofluorcarbonos (HCFC's)	Necessidade de torre de resfriamento com grande capacidade
Consumo de eletricidade reduzido	

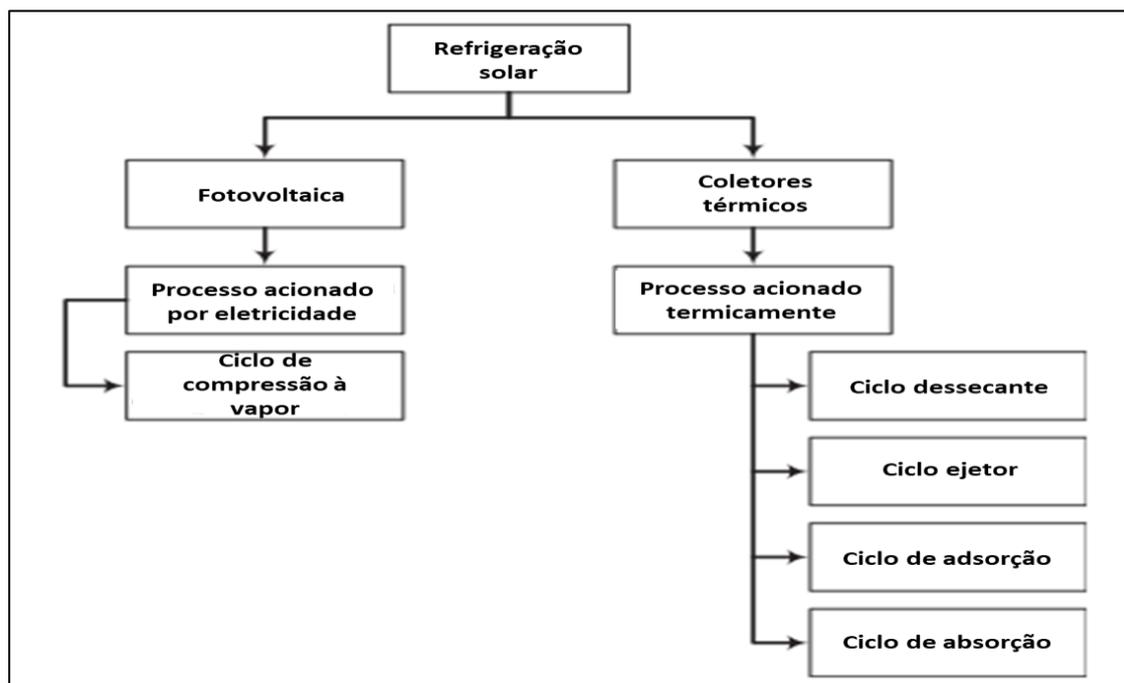
Fonte: Adaptado de Jaruwongwittaya e Chen (2010); Shirazi *et al.* (2018); Labus, Bruno e Coronas (2013)

As vantagens apresentadas no quadro 2 se justificam principalmente pela ausência do compressor como o mecanismo responsável pelo aumento de pressão no sistema. Em função disso, há a ausência de vibrações, baixo emissão de ruído, baixo custo de manutenção e consumo de eletricidade reduzido - embora haja bomba no ciclo de absorção, mas com um consumo elétrico menor. Já as desvantagens existentes estão atreladas, principalmente, ao fato de o mecanismo de compressão exigir uma quantidade maior de equipamentos (equipamentos se tornam menos compactos e o investimento é maior), além de lidar com uma série de irreversibilidades diante da perda de exergia em diversas etapas do ciclo de absorção (JARUWONGWITTAYA e CHEN, 2010; SHIRAZI *et al.*, 2018; LABUS, BRUNO E CORONAS, 2013).

2.1.3 Energia solar aplicada a Chillers por absorção

Aliane *et al.* (2016) afirmam que sistemas de refrigeração que utilizam energia solar são denominados de refrigeração solar. A refrigeração solar pode fazer uso de dois mecanismos principais: energia térmica advinda de coletores solares ou energia elétrica gerada por placas fotovoltaicas (NKWETTA e SANDERCOCK, 2016). Shirazi *et al.* (2018) trazem, na figura 4, um resumo sobre a classificação das principais tecnologias envolvidas na refrigeração solar.

Figura 4 – Classificação das principais tecnologias da refrigeração solar



Fonte: Adaptado de Shirazi *et al.* (2018)

A refrigeração solar é uma tecnologia que possui uma grande variedade de aplicabilidade em sistemas de climatização. Durante as décadas recentes, muitas pesquisas explanaram a viabilidade técnica e econômica desses sistemas. Dentre os sistemas que mais apresentaram viabilidade, destacam-se os sistemas de ciclo por absorção (HASSAN e MOHAMED, 2012).

Os Chillers por absorção atingiram uma maturidade tecnológica suficiente, tornando essa tecnologia comercialmente disponível. Uma das principais razões dessa maturidade é que ele pode ser acionado por uma fonte energética de baixa temperatura, como a energia solar, por exemplo (RAJA e SHANMUGAM, 2012). A força motriz dominante nos sistemas de refrigeração por absorção solar é a energia térmica dos coletores de energia solar, sendo que os Chillers utilizam frequentemente os fluidos de trabalho com brometo de lítio e água ou amônia e água (ALOBALD *et al.*, 2017). Contudo, entre esses dois fluidos, diversas pesquisas vêm relatando que Chillers por absorção que usam LiBr-H₂O são mais comercialmente difundidos (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016; BANUYOUNES *et al.*, 2013; MARCOS, IZQUIERDO e PALACIOS, 2011; RAJA e SHANMUGAM, 2012).

Os principais componentes de um sistema de refrigeração solar por absorção são as placas solares, o sistema de refrigeração por absorção e o tanque de água para armazenamento de calor. A eficiência do sistema dependerá intrinsecamente da combinação e dimensionamento adequados desses três componentes (ZHAI *et al.*, 2011).

A forma de operação de um Chiller por absorção utilizando coletores térmicos se dá pela radiação solar incidente absorvida pelos coletores, aumentando a temperatura de um meio de armazenamento (reservatório térmico) através de um fluido de transferência de calor. Assim, o Chiller de absorção promove a conversão do calor térmico advindo da energia solar coletada em refrigeração útil, que é fornecida pelo Chiller como água resfriada em serpentinas de refrigeração para atender uma determinada carga térmica (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016).

Como a energia solar nem sempre está disponível, é comum fazer uso de uma forma de aquecimento secundário (como resistores elétricos, por exemplo) sob o armazenamento térmico, viabilizando o funcionamento do Chiller diante da

disponibilidade intermitente de calor solar e da demanda variável de refrigeração que porventura venha a existir. O armazenamento térmico também fornece o chamado “*buffer*” de tempo de permanência para que o Chiller de absorção possa continuar a operar sem problemas quando a radiação solar varia -devido à cobertura de nuvens, por exemplo. Isso é muito importante para Chillers de absorção, que têm tempos de inicialização lentos e um ciclo de diluição ao entrar em desligamento (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016; SHIRAZI *et al.*, 2018; LEONZIO, 2017).

Os sistemas de armazenamento térmico em Chillers por absorção com refrigeração solar podem ser estruturados da seguinte forma: usando um tanque de armazenamento quente, mantendo água (ou outro fluido) à elevadas temperaturas; uso de um tanque de armazenamento frio, onde a “água de Chiller” ou outro líquido é mantido a baixa temperatura e/ou usando gelo para fornecer resfriamento, de acordo com a necessidade (BALDWIN e CRUICKSHANK, 2012).

O tanque de armazenamento de água quente é usado no sistema como reservatório de calor. O custo da coleta solar, para a refrigeração solar, é muito menor diante da porcentagem do custo total. Em contrapartida, o custo do sistema de refrigeração geralmente representa uma porcentagem maior. Caso a tecnologia nos Chillers de absorção avance a ponto de permitir que os custos de refrigeração diminuam e o COP de refrigeração aumente (para valores próximos de 1), pode-se esperar que, até 2030, os custos de refrigeração térmica solar sejam competitivos com os custos da refrigeração elétrica (RAJA e SHANMUGAM, 2012).

Enquanto que o uso de tanque de armazenamento de água quente é um componente praticamente inseparável de sistemas de refrigeração solar, a adição de uma unidade de armazenamento frio no Chiller pode reduzir a capacidade do mesmo e a incompatibilidade entre a oferta e a demanda. As unidades de armazenamento térmico podem fazer uso do calor sensível de um sólido ou meio líquido ou o calor latente de um material de mudança de fase. Atualmente, a maioria das instalações de refrigeração solar usa o calor sensível devido a essa escolha ter um menor custo (PINTALDI *et al.*, 2015). Além disso, novas pesquisas vêm sendo desenvolvidas no intuito de selecionar materiais que aceitam temperaturas operacionais maiores do Chiller (GIL, 2013).

Shirazi *et al.* (2018) ressaltam que a água é o fluido mais viável a ser retido em tanques de armazenamento de água quente sob baixas temperaturas. O motivo da água ser a mais selecionada é devido a esse fluido possuir elevado calor específico, além de ser prontamente disponível, barato e quimicamente estável.

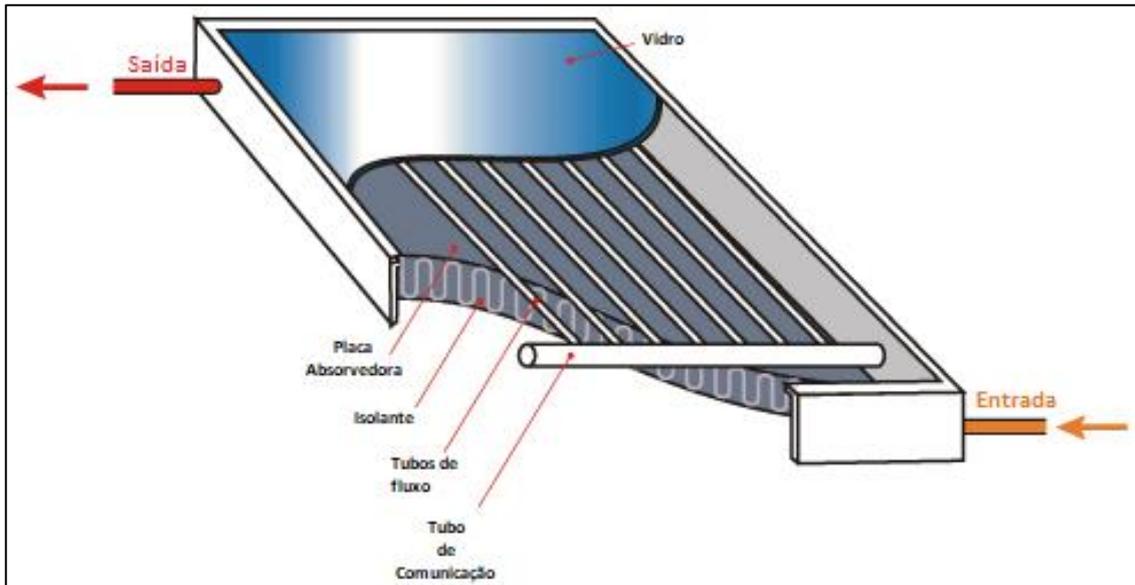
Uma das formas de aquecer a água quente de um tanque de armazenamento é através da utilização de coletores solares. Esse dispositivo permite a absorção da irradiação solar, transformando-a em energia térmica útil ao transferir essa energia para um fluido (água, ar ou óleo) que circula pelo coletor. Os coletores solares podem trabalhar com temperaturas numa faixa de 30°C a 1000°C, sendo que, em altas temperaturas, a quantidade de calor perdida no coletor pode ser reduzida aumentando-se a taxa de concentração (reduzindo a área de absorção) ou isolando a vácuo ao redor do absorvedor (BUKER e RIFFAT, 2015; SHIRAZI *et al.*, 2018).

A literatura classifica os coletores térmicos solares em dois grandes grupos: concentrados e não concentrados (REAL, *et al.*, 2014; ZHAI *et al.*, 2011). Nos coletores não concentrados, a área de interceptação do sol é equivalente a área de absorção do sol. Esses concentradores possuem fácil instalação, não possuindo os sistemas de “rastreamento solar” (sistemas *non-tracking*) e são mais econômicos. Contudo, trabalham apenas com temperaturas abaixo de 200°C (IBRAHIM *et al.*, 2011). Já nos coletores concentrados, há a utilização de superfícies espelhadas visando focar a luz de uma grande área -denominada área de abertura- para uma área muito menor -denominada área receptora- na qual o absorvedor está localizado (TIAN e ZHAO, 2013). Dentre os coletores não concentrados, destacam-se o coletor de placa plana (CPP) e coletor solar com tubo a vácuo (ANAND, GUPTA e TYAGI, 2015).

O CPP, demonstrado na figura 5, é composto de um vidro transparente que permite a entrada da irradiação solar convertendo-a em calor e transferindo-o para o conjunto de tubulação conectado a ela. Visando reduzir as perdas, há um isolante térmico na parte traseira do CPP para minimizar as perdas de calor (SUMAN, KHAN e PATHAK, 2015). Geralmente os CPP's são utilizados em aplicações de baixas temperaturas, como fornecimento de água quente em residências e aquecimento de pequenos espaços. Há também a utilização de coletores de vidros duplos, que podem

ser utilizados para acionar Chillers de absorção de simples efeito (BELLOS, TZIVANIDIS e ANTONOPOULOS, 2016).

Figura 5 – Coletor de placa plana

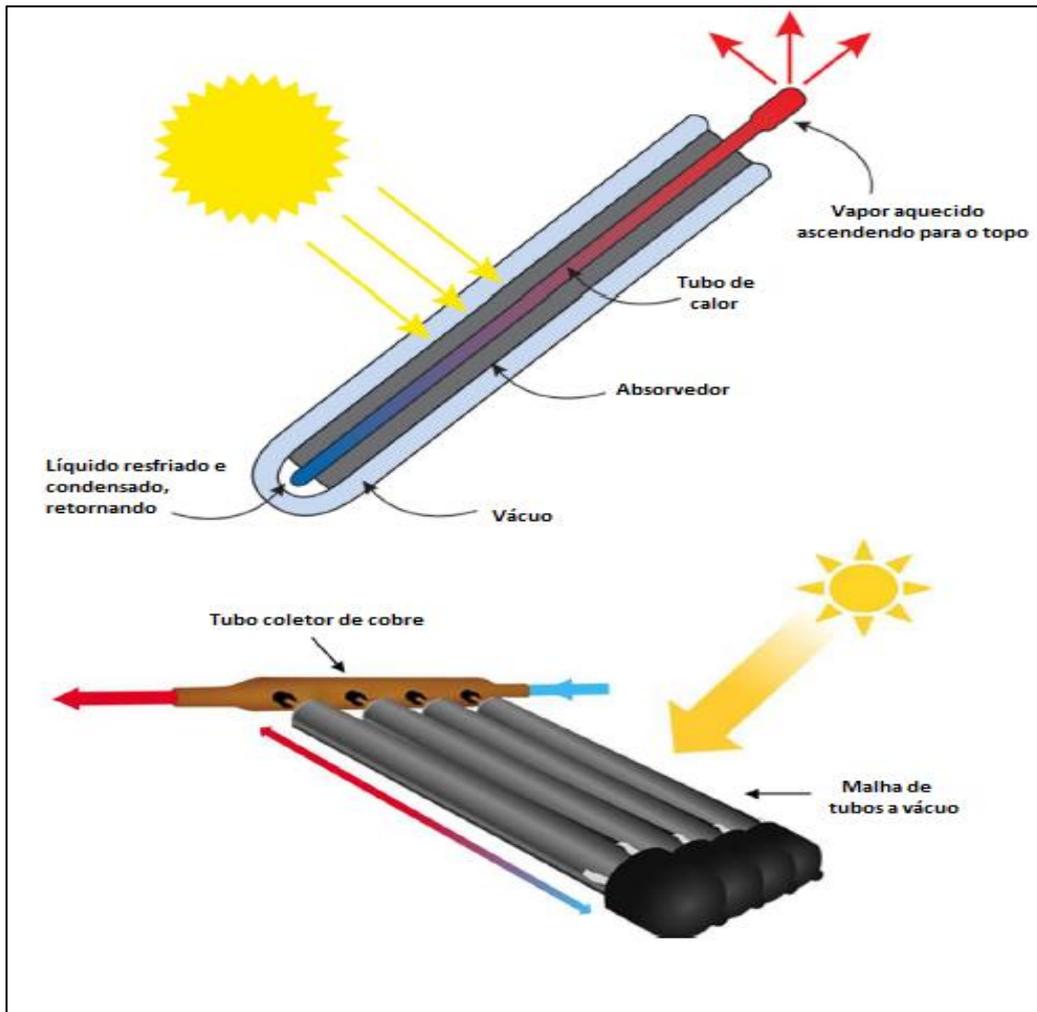


Fonte: Adaptado de Shirazi *et al.* (2018)

Os coletores solares de tubo a vácuo possuem uma malha de tubos de vidro paralelos selados por vácuo os quais são encaixados por um tubo coletor de cobre localizados na parte superior do coletor, conforme figura 6.

O tubo de calor usa líquidos como etanol, metanol ou água para absorver o calor da insolação. Na absorção do calor, esse líquido vaporiza e transfere calor para uma corrente de água/óleo que circula no tubo de cobre. À medida que esse processo ocorre, o vapor, no interior do tubo de calor, se condensa e se transforma em líquido, retornando ao fundo do tubo de calor. Os coletores de tubo a vácuo têm menor perda de calor em comparação aos coletores de placas planas, por conta do isolamento a vácuo ao redor dos tubos absorventes quentes e à geometria cilíndrica dos absorvedores, dependendo menos do ângulo de incidência solar (SUMAN, KHAN e PATHAK, 2015; HOSSAIN *et al.*, 2011).

Figura 6 – Coletor solar de tubo à vácuo



Fonte: Adaptado de Shirazi *et al.* (2018)

A maioria das modelagens e simulações computacionais executadas em sistemas de refrigeração solar por absorção têm como objetivo prever a performance do sistema de refrigeração solar, antes mesmo de se dispender custos desnecessários em algum sistema que não venha apresentar viabilidade termoeconômica (NKWETTA e SANDERCOCK, 2016). Raja e Shanmugam (2012) destacam que softwares como o *Engineering Equation Solver* (EES) e o *Transient System Simulation Tool* (TRNSYS) são bastante utilizados em análises energéticas e exergéticas de performance de ciclos de refrigeração solar por absorção.

2.1.4 Estado da arte em análises energéticas, exergéticas e termoeconômicas de Chillers de absorção por refrigeração solar

Diversos estudos na recente literatura vêm mostrando análises energéticas e exergéticas de Chillers por absorção acionados pela refrigeração solar. Parte desses estudos também fazem uso dessas duas análises para avaliar a viabilidade termoeconômica desses sistemas.

Bellos *et al.* (2017) desenvolveram um estudo da avaliação econômica, no viés da análise energética e exergética, da implementação de um sistema de refrigeração solar acionando um Chiller por absorção de LiBr-H₂O, em Atenas (Grécia). Ao analisarem diferentes áreas de captação solar de um coletor solar de tubos à vácuo e diferentes tanques de armazenamento térmico, os autores encontraram como uma ótima solução termoeconômica um conjunto de coletores solar com área de 450m² e um tanque com volume de 14m³, retornando o investimento feito num total de 15 anos.

Asadi *et al.* (2018) realizaram uma análise termoeconômica de um sistema de refrigeração solar por absorção através do uso de diferentes tipos de coletores solares (placa plana, tubo à vácuo e parabólico). O sistema visava atender uma demanda de carga térmica de 10kW. Os resultados explanados na pesquisa apontaram uma melhor eficiência do sistema a partir do uso de coletor solar do tipo tubo à vácuo, sendo a solução econômica mais viável com um custo de aproximadamente 7.2 k€ para uma área de coleta de 24 m².

Rosiek (2019) desenvolveu o estudo de caso da análise exergética de um sistema de absorção de simples efeito, acionado por refrigeração solar, no sudeste da Espanha. Fazendo uso de um coletor solar de placa plana, a análise exergética possibilitou concluir que temperaturas de fornecimento de calor no gerador, na faixa de 70°C a 80°C, permitiam melhores valores do COP. O autor destaca também o uso de reservatórios térmicos como um fator primordial para entrega correta dessa faixa de temperatura ideal.

Petela e Szlek (2019) propuseram uma análise energética e exergética de um ciclo de absorção de amônia e água. Os autores incluíram, na análise, a avaliação da exergia destruída no coletor solar (que na pesquisa foi do tipo parabólico). Encontraram

um COP no valor de 0,444. Em contrapartida, a eficiência exergética se igualou a 0,026. Além disso, o coletor solar foi o dispositivo que mais promoveu destruição da exergia.

Kerme *et al.* (2017) realizaram um estudo energético e exergético de um sistema de refrigeração por absorção, utilizando LiBr-H₂O, avaliando a influência dos vários tipos de coletores solares disponíveis no mercado. Os parâmetros de performance avaliados foram o coeficiente de performance, eficiência exergética, destruição de exergia e potencial de melhorias. O estudo concluiu que coletores solares de tubo à vácuo apresentaram melhor eficiência no ganho de calor, em comparação à coletores de placa plana com vidro único e duplo. Os autores também averiguaram que a maior destruição de exergia está no coletor solar.

Há várias pesquisas que focam em aplicações de refrigeração solar por Chillers por absorção para pequenas capacidades de refrigeração. Sokhansefat *et al.* (2017) analisaram a aplicação de um Chiller por absorção assistido por energia solar, com capacidade de 5 toneladas de refrigeração (TR), utilizando o software TRNSYS®. Os autores realizaram uma parametrização dos principais dispositivos do sistema, variando-se a capacidade de troca térmica ou potência, buscando encontrar até quanto a combinação ótima de cada dispositivo poderia atribuir de melhoria de performance no sistema. Como conclusão, a pesquisa apresentou que o *setup* correto pode apresentar uma melhora de até 28% do aprimoramento da eficiência exergética.

Franchini *et al.* (2015) realizaram a modelagem, *design*, e construção de um Chiller de absorção LiBr-H₂O em micro escala, com capacidade de 5kW, demonstrando viabilidade energética em seus resultados preliminares, embora, no viés termoeconômico, o sistema se distancia em comparação a sistemas de compressão a vapor. Said, El-Shaarawi e Siddiqui (2015) também analisaram as mudanças de parâmetros e dispositivos de um sistema absorção por refrigeração solar de 10kW, visando a sua otimização de operacionalização. Os resultados da simulação indicam um aumento de 10% no COP do projeto convencional usando a recuperação de calor do deflegmador e um aumento de 8% no COP do projeto convencional devido ao uso de armazenamento de refrigerante, acumulando uma melhora de 18%.

Chen, Dai e Wang (2017) efetuaram um estudo analítico de um Chiller de absorção com LiBr-H₂O, alimentados por energia solar, em uma aplicação residencial.

Os autores fizeram uma análise considerando que o Chiller de pequeno porte fosse resfriado a ar, e obtiveram como resultados um equipamento que apresentasse um COP em torno de 0,61, atendendo a demanda térmica da residência em quase 70%.

Observa-se também uma tendência na utilização de uso da refrigeração solar em sistemas combinados que envolvam sistemas de absorção combinados com outros tipos de ciclos. Grosu *et al.* (2016) avaliaram um ciclo combinado de refrigeração por absorção e um ciclo Rankine orgânico acionado por coletores solares com concentradores lineares. A pesquisa visou avaliar a viabilidade da aplicação desse ciclo combinado na geração de eletricidade e a remoção de carga térmica em um prédio acadêmico numa instituição de ensino. Verificou-se que o condensador foi o dispositivo com maior destruição exergética (devido à alta dissipação de calor), levando os autores sugerirem a adição de um trocador de calor na saída desse equipamento.

Montazerinejad, Ahmadi e Montazerinejad (2019) desenvolveram uma análise exergética, energética e exergo-econômica de um sistema de refrigeração solar de trigeração, o qual era composto por um subsistema de coletores solares, um Chiller de absorção e um ciclo Rankine orgânico. Utilizando o software EES®, os autores verificaram que a maior destruição de exergia foi verificada no tanque de armazenamento. Além disso, entre todos os componentes, a turbina foi verificada como o maior custo de investimento endógeno.

Kerme *et al.* (2020) também modelaram um sistema de poligeração de energia solar acionando um ciclo de refrigeração, um ciclo Rankine orgânico e também uma unidade de dessalinização, verificando o desempenho energético e exergético desse sistema. O estudo apresentou como resultados uma maior destruição exergética também na turbina e na unidade de dessalinização. Eisavi *et al.* (2018) também propuseram um estudo similar, porém com um trocador de calor (ao invés da unidade de dessalinização). Nessa condição, os autores encontraram que a maior destruição exergética ocorreu nos coletores solar.

Cimsit, Ozturk e Kincay (2015) e Bellos, Tzivanidis e Tsifis (2017) realizaram avaliações termoeconômicas em ciclos de refrigeração em cascata de absorção por compressão. As pesquisas demonstraram que em sistemas com baixas temperaturas há uma melhor viabilidade termoeconômica e que dispositivos como evaporador e

trocador de calor são os que mais influenciam na eficiência exergética desses sistemas em cascata.

O impacto dos vários efeitos que um sistema de refrigeração solar por absorção pode ter vem sendo estudado por autores como Xu e Wang (2017). Os autores propuseram um estudo sobre um ciclo de efeito variável visando investigar a sua performance, identificando um ponto ótimo associado à área e volume do tanque de armazenamento térmico. Os autores verificaram um COP na ordem de 0,88, concluindo que esse tipo de ciclo de efeito variável pode se tornar competitivo com o amadurecimento da tecnologia de absorção. Maryami e Dehghan (2017) modelaram ciclos de absorção de simples até triplo efeito, para uma mesma aplicação (demanda térmica de 300kW), verificando uma maior eficiência exergética nos sistemas de triplo efeito.

Existem também pesquisas que realizaram análise de custo energético e exergético levando em conta a variação do clima nos sistemas de absorção por refrigeração solar. Bellos e Tzivanidis (2017) fizeram uma avaliação financeira e energética de sistemas de refrigeração de absorção LiBr-H₂O, de simples efeito, alimentados por energia solar, verificando a viabilidade desses sistemas em algumas cidades no mundo, a partir das diferenças climáticas de cada uma. Dentre as cidades escolhidas, verificou-se que as cidades de Abu Dhabi e Phoenix apresentam a melhor combinação de clima e custo nivelado mínimo de resfriamento, tendo como valores 0,0575 €/kWh e 0,0590 €/kWh, respectivamente. Os autores, convergindo com Rosiek (2019), também ressaltam a importância de um correto dimensionamento e qualidade do tanque de armazenamento térmico para que essas condições adequadas de refrigeração ocorram.

Agrouaz *et al.*(2017) analisaram o impacto dos diferentes comportamentos de clima no Marrocos em Chillers de absorção por refrigeração solar. Os autores realizaram o estudo com base nos dados da fração solar. Verificou-se que, para índices de fração solar média anual de 30%, os Chillers de refrigeração solar apresentaram um COP de 0,33. Além disso, à medida que a fração solar em outras regiões atinge valores em torno de 19%, os valores do COP podem chegar até 0,12, demonstrando inviabilidade térmica do equipamento.

Lubis *et al.* (2016) verificaram a aplicação de um sistema de absorção de efeito simples e duplo (sistema em que hora opera como simples efeito e hora opera como duplo efeito) a partir do clima tropical da Ásia. Os autores compararam esse sistema com um Chiller de duplo efeito acionado por gás e concluíram que o Chiller, de simples e duplo efeito, apresentou um coeficiente de performance entre 1,4 e 3,3 e uma redução na taxa de gás de 58% com a implementação do novo sistema.

2.2 Termodinâmica aplicada a refrigeração

2.2.1 1ª Lei da Termodinâmica

Oliveira (2012) pontua que a Primeira Lei da Termodinâmica é comumente aplicada na modelagem para volume de controle de sistemas de refrigeração. Segundo o autor, nessa abordagem se têm uma preocupação maior com o desenvolvimento de equações de energia e conservação da massa, onde se há a presença de fluxos de substâncias.

A equação 2.1 representa a relação entre a energia que flui em um volume de controle e os valores energéticos de calor e trabalho:

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (2.1)$$

Para um volume de controle, além das taxas de transferência de calor e trabalho, evidencia-se que também há uma parcela energética referente às vazões mássicas que fluem na fronteira da superfície de controle. De acordo com Moran (2013), o fluido entra ou sai com um nível energético por unidade de massa representado pela equação 2.2:

$$e = u + \left(\frac{1}{2}\right)v^2 + gZ \quad (2.2)$$

Ressalta-se que “*u*” é a energia interna, “*v*” a velocidade de escoamento do fluido, “*g*” a aceleração da gravidade e “*Z*” a cota associada ao escoamento da massa. Além disso, o fluido, ao sair ou entrar no sistema, promove o deslocamento da matéria do ambiente ao seu redor, realizando (ou recebendo) trabalho. Assim, surge uma variável denominada “ \dot{W}_{fluxo} ”, dada pela equação 2.3 (VAN WYLEN, SONNTAG e BORGNAKKE, 2013):

$$\dot{W}_{fluxo} = P v \dot{m} \quad (2.3)$$

O trabalho do fluxo nos limites do volume de controle, por unidade de massa, é dado por “ Pv ”. Por conseguinte, a energia referente ao fluxo de massa é representada pela equação 2.11 (VAN WYLEN, SONNTAG e BORGNAKKE, 2013):

$$e + Pv = u + Pv + \frac{1}{2}V^2 + gZ = h + \frac{1}{2}V^2 + gZ \quad (2.3)$$

Dessa forma, tomando-se como base a equação 2.1 e fazendo a inclusão da energia relacionada a massa representada pelas equações 2.2 e 2.3 têm-se que:

$$\frac{dE_{V.C.}}{dt} = \dot{Q}_{V.C.} - \dot{W}_{V.C.} + \dot{m}_e e_e - \dot{m}_s e_s + \dot{W}_{fluxo,e} - \dot{W}_{fluxo,s} \quad (2.4)$$

Sendo os valores e_e e e_s as parcelas energéticas de entrada e saída, respectivamente, associadas ao fluxo de massa nas fronteiras do volume de controle. Essas parcelas energéticas são representadas pela equação 2.3. Partindo-se dessa premissa e levando em conta a igualdade representada na equação 2.3, pode-se modelar algebricamente a equação 2.4, tendo-se a seguinte expressão:

$$\frac{dE_{V.C.}}{dt} = \dot{Q}_{V.C.} - \dot{W}_{V.C.} + \dot{m}_e (e_e + P_e v_e) - \dot{m}_s (e_s + P_s v_s) \quad (2.13)$$

Substituindo a equação 2.11 na equação 2.13, obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{dE_{V.C.}}{dt} = \dot{Q}_{V.C.} - \dot{W}_{V.C.} + \dot{m}_e h_e + \frac{1}{2} \dot{m}_e V_e^2 + \dot{m}_e gZ_e - \dot{m}_s h_s - \frac{1}{2} \dot{m}_s V_s^2 - \dot{m}_s gZ_s \quad (2.14)$$

Considerando um regime permanente a equação 2.14 assume o formato da equação 2.15, sendo essa a equação que rege a Primeira Lei da Termodinâmica pra volume de controle:

$$\dot{Q}_{V.C.} + \sum \dot{m}_e h_e + \frac{1}{2} \dot{m}_e V_e^2 + \dot{m}_e gZ_e = \dot{W}_{V.C.} + \sum \dot{m}_s h_s + \frac{1}{2} \dot{m}_s V_s^2 + \dot{m}_s gZ_s \quad (2.15)$$

Corroborando a afirmação de Potter e Somerton (2012), Jabardo e Stoecker (2018) sinalizam que, para análise energética de ciclos de refrigeração, a Primeira Lei da Termodinâmica para volume de controle pode ser feita considerando-se um regime permanente, sendo uma hipótese que, apesar de simular uma situação ideal, é aceitável para se entender prováveis comportamento de um sistema de refrigeração. Assim sendo, a aplicação da equação 2.15 pode ser feita para os principais componentes que normalmente compõe um sistema de refrigeração.

2.2.2 2ª Lei da Termodinâmica

Ao se analisar um processo unicamente pela Primeira Lei da Termodinâmica, evidencia-se que não há nenhuma restrição quanto a direção do trabalho e do fluxo de

calor. A Segunda Lei da Termodinâmica estabelece as condições do sentido do processo, analisa o melhor desempenho teórico dos ciclos e parametriza as melhores condições de equilíbrio (MORAN *et al.*, 2013).

Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2013) destacam dois postulados importantes dessa lei: postulado de Clausius e postulado de Kelvin-Planck. O postulado de Clausius afirma que “é impossível construir uma máquina que funcione em um ciclo fechado, que não produza outros efeitos além de transferir calor de um único reservatório de temperatura para a geração de trabalho”. Já o postulado de Kelvin-Planck afirma que “é impossível construir uma máquina que funcione em um ciclo fechado, que não produza outros efeitos, além de transferir calor de um único reservatório de temperatura para geração do trabalho”.

Como a Segunda Lei da Termodinâmica afirma que, em processos termodinâmicas reais há irreversibilidades, é conveniente afirmar que ciclos de potência e refrigeração possuam eficiências em suas operações. A eficiência de um ciclo de refrigeração de absorção é expressa em termos do COP. Para um ciclo de refrigeração por absorção, esse coeficiente pode ser dado pela equação 2.17:

$$COP_{abs.} = \frac{Q_E}{Q_G + W_b} \quad (2.17)$$

Sendo “ Q_E ” o calor absorvido pelo evaporador, “ Q_G ” o calor adicionado ao ciclo pelo gerador e “ W_B ” o trabalho da bomba.

2.2.3 Análise exergética e termoeconômica

Kotas (2013) define a exergia como o máximo trabalho que se pode haver em um sistema, fazendo uso dos parâmetros da vizinhança como um estado de referência - também chamado de estado morto. De acordo com o autor, a energia se manifesta de muitas formas, apresentando determinadas características e apresentando um nível de qualidade. Esse atributo denominado “qualidade” representa a qualidade na qual a energia gera mudanças. A exergia representa, portanto, esse padrão de qualidade.

O estado de referência vem sendo adotado por grande parte da literatura como as condições de pressão e temperatura ambiente (BELLOS *et al.*, 2017; LUBIS *et al.*, 2016; ROSIEK, 2019; MARYAMI e DEGHAN, 2017). Essa padronização é adequada quando não

se tem um elevado gradiente de temperatura do ambiente a ser analisado (ANAND, GUPTA e TYAGI, 2015).

Gonçalves e Gaspar (2011) e Rosen *et al.* (2005) realizaram uma análise comparativa entre as principais propriedades de energia e exergia, de acordo com o quadro 3 abaixo.

Quadro 3 – Diferença entre energia e exergia

ENERGIA	EXERGIA
Representa a capacidade de gerar mudança	Representa a capacidade de transformar energia em trabalho
Há conservação em todos processos (baseados na 1ª Lei da Termodinâmica)	Há conservação apenas em processos reversíveis (não se conserva em processos reais, podendo ser destruída parcialmente ou completamente)
Uma medida quantificadora	Uma medida quantificadora e qualitativa
Dependente apenas do fluxo de energia (independente das propriedades do ambiente)	Dependente do fluxo de energia e do estado do ambiente

Fonte: Adaptado de Gonçalves e Gaspar (2011) e Rosen *et al.* (2005)

De acordo com o quadro 3, pode-se concluir que a energia sempre se conserva. Contudo, a exergia é uma propriedade que se destrói de acordo com as perdas (irreversibilidades) presente em algum processo termodinâmico (MORAN *et al.*, 2013).

Kotas (2013) apresenta o balanço exergético para um volume de controle com a seguinte expressão (equação 2.18):

$$\dot{E}_s + \dot{E}_s^Q = \dot{E}_e + \dot{W}_x + \dot{I} \quad (2.18)$$

Sendo que as variáveis “ \dot{E}_s^Q ”, “ \dot{E}_s ” e “ \dot{E}_e ” são expressas abaixo:

$$\dot{E}_s^Q = \sum_r [Q_t \frac{T_r - T_0}{T_r}] \quad (2.19)$$

$$\dot{E}_e = \sum \dot{m} e_e \quad (2.20)$$

$$\dot{E}_s = \sum \dot{m} e_s \quad (2.21)$$

A equação 2.19 representa a taxa de exergia associada a transferência de calor. Nessa equação há a multiplicação entre eficiência do ciclo de Carnot (a qual possui um reservatório térmico a uma temperatura T_0) e a fluxo de calor (Q_t) envolvido no processo que ocorre a uma temperatura constante (T_r). As equações 2.20 e 2.21 representam o fluxo exergético do volume de controle de entrada e saída, respectivamente.

É importante salientar também que a variável \dot{W}_x , da equação 2.18, representa o trabalho líquido envolvido no sistema. Já o termo “ e ” representa a exergia específica por unidade de massa em cada ponto do sistema, podendo ser representado pela equação 2.22:

$$e = (h - T_0s) - (h_0 - T_0s_0) + e_0 + \frac{V_0^2}{2} + g_E Z_0 \quad (2.22)$$

Em que:

- h - Entalpia específica por unidade de massa;
- T_0 - Temperatura do estado de referência (estado morto);
- s - Entropia específica por unidade de massa;
- h_0 - Entalpia específica por unidade de massa (no estado de referência);
- s_0 - Entropia específica por unidade de massa (no estado de referência);
- e_0 – Exergia química;
- V_0 - Velocidade (no estado de referência);
- Z_0 – Cota específica do processo;

Em muitas modelagens para volume de controle, utilizando a equação 2.22, as parcelas referentes a energia cinética ($\frac{V_0^2}{2}$) e a energia potencial ($g_E Z_0$), são desprezíveis, visto a pouca influência dessas formas de energia. Além disso, caso não haja nenhum processo com reação química significativa (como uma combustão, por exemplo), a exergia química também é desconsiderada (MORAN *et al.*, 2013; KOTAS, 2013).

Discutindo-se ainda dentro do contexto do volume de controle, os fluxos exergéticos de entrada e saída, descritos nas equações 2.20 e 2.21, comumente são

denominados pela literatura como taxa de exergia gerada ($\dot{E}x_{gerada}$) e taxa de exergia recuperada ($\dot{E}x_{recuperada}$), respectivamente (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2006).

Em todo processo termodinâmico há taxas de destruições e perdas exergéticas que estão associadas às irreversibilidades demonstradas na equação 2.18. A diferença principal entre uma taxa de exergia destruída ($\dot{E}x_{destruída}$) e uma taxa de exergia perdida ($\dot{E}x_{perdida}$) está no fato de que a destruição exergética está associada a incapacidade do equipamento (relacionada principalmente a limitação tecnológica e operacional) em aproveitar toda a capacidade de geração de trabalho (ou energia) que o equipamento teoricamente poderia oferecer. Já a perda exergética está associada a fluxos exergéticos que poderiam ser aproveitados pelo equipamento, contudo são perdidos para outros fluidos que não agregam eficiência ao ciclo. Um exemplo claro de exergia perdida está associado à equipamentos de ciclos de absorção (condensador e absorvedor) que possuem fluxos exergéticos liberados pela dissipação de calor, mas que não são aproveitados pelo ciclo, havendo a necessidade de uso de torre de resfriamento para arrefecimento dos equipamentos (KOTAS, 2013; BEJAN, TSATSARONIS e MORAN, 1996).

A destruição e perda de exergia, citadas anteriormente, representam uma medida termodinâmica de ineficiência de um processo termodinâmico. Por existir essa ineficiência, é plausível se inferir que a taxa de exergia recuperada é menor que a taxa de exergia gerada. Essas quantidades de exergia estão relacionadas pelo equilíbrio das taxas de exergias as quais, no estado estacionário, podem ser expressas conforme a equação 2.23:

$$\dot{E}x_{gerada} = \dot{E}x_{recuperada} + \dot{E}x_{destruída} + \dot{E}x_{perdida} \quad (2.23)$$

Kotas (2013) aprofunda a discussão sobre a análise de medidas que representam as ineficiências termodinâmicas presentes em um ciclo termodinâmico ao destacar que é possível se realizar uma comparação das taxas de exergia destruída e perdida com a taxa de exergia gerada. O objetivo dessa comparação busca mensurar qual a porcentagem exergia destruída ($\dot{E}x_{destruída}$) e perdida ($\dot{E}x_{perdida}$) em cada componente, a partir da taxa de exergia gerada em cada componente ($\dot{E}x_{gerada}$). As equações 2.24 e 2.25 representam esses princípios termodinâmicos, sendo estabelecidas as seguintes

variáveis, respectivamente: razão de exergia destruída (Y_D) e razão de exergia perdida (Y_P).

$$Y_D = \frac{\dot{E}x_{destruída}}{\dot{E}x_{gerada}} \quad (2.24)$$

$$Y_P = \frac{\dot{E}x_{perdida}}{\dot{E}x_{gerada}} \quad (2.25)$$

Alternativamente, é possível se analisar a taxa de exergia destruída de cada componente, comparando-a com a taxa de exergia destruída por todo o ciclo ($\dot{E}x_{destruída,ciclo}$). Essa comparação se dá através de uma razão entre as duas variáveis, originando o conceito de “razão de irreversibilidade exérgica”, representado pela variável Y_D^* , sendo determinada pela equação 2.26:

$$Y_D^* = \frac{\dot{E}x_{destruída}}{\dot{E}x_{destruída,ciclo}} \quad (2.26)$$

Em estudos exérgicos de ciclos termodinâmicos, um dos conceitos mais úteis é a eficiência exérgica para cada componente e para o ciclo (ε). Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2013) e Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) destacam que essa eficiência exérgica é normalmente chamada de eficiência de Segunda Lei e é apresentada pela equação 2.27:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{gerada} - (\dot{E}x_{destruída} + \dot{E}x_{perdida})}{\dot{E}x_{gerada}} \quad (2.27)$$

Em diversas literaturas acerca de sistemas de refrigeração solar é possível se avaliar a destruição exérgica nos coletores solares. Por conta disso, diversos trabalhos vêm buscando utilizar modelos matemáticos que mensurem a exergia de entrada em um coletor solar, a partir da irradiação do sol, para que se possa avaliar o que é de fato aproveitado dessa exergia de entrada. Dentre os modelos mais aceitos, destaca-se a equação desenvolvida por Duffie, Beckman e Blair (2020) e utilizada por diversos

autores, como Petela (2013), Bellos (2017), Rosiek (2019), Belessiotis, Mathioulakis e Papanicolaou (2010), podendo ser representado pela seguinte equação 2.28:

$$\dot{E}_{\text{solar,ger.}} = A \cdot G_T \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{sol}}} \right) + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_{\text{amb}}}{T_{\text{sol}}} \right)^4 \right] \quad (2.28)$$

Em que:

- $E_{\text{solar,ger.}}$ - Exergia gerada pela energia solar (kW);
- A - Área do coletor solar (m^2)
- G_T - Radiação solar (W/m^2)
- T_{amb} - Temperatura ambiente (K)
- T_{sol} - Temperatura do sol (K)

Duffie, Beckman e Blair (2020) frisam que a exergia solar não é calculada da mesma forma que é representada na equação 2.22 devido ao fato que o sol não é um reservatório de calor, mas sim um reservatório de radiação. A temperatura do sol geralmente é adotada como sendo 6000 K (BELLOS, 2017).

Atrelado a eficiência exérgica, atualmente é muito utilizado, em projetos de engenharia (que envolvam a análise de eficiência térmica), o conceito de termoeconomia. Isso porque há um grande volume de sistemas térmicos em plantas industriais dos mais diversos ramos. A operação e o projeto desses sistemas necessitam da aplicação dos parâmetros ideais da termodinâmica, exigindo que se tenha uma engenharia econômica envolvida nas decisões de seleção e modo de operação de cada equipamento. Por conseguinte, a termoeconomia é aplicada nesse cenário, visando principalmente combinar os conceitos de exergia e economia para otimização de novos projetos e melhoria dos processos já existentes (MORAN *et al.*, 2013).

Tuna (2019), a partir de seu trabalho de sistematização crítica da produção científica, ressalta que uma análise termoeconômica exige do engenheiro o levantamento de uma detalhada análise exérgica; uma análise econômica de cada componente do sistema; definição de custos exérgicos aos fluxos de energia; e avaliação exergoeconômica do sistema por completo e individualmente de cada

componente. O autor ainda menciona os principais objetivos que uma análise termoeconômica deve ter:

- Definir a dimensão e a fonte das destruições de exergia de um sistema;
- Clarificar o processo de formação de custo e o fluxo desse custo envolvido no sistema;
- Dimensionar o custo relacionado as destruições de exergia;
- Analisar os custos de cada produto, avaliando quais equipamentos conversores de energia possuem mais de um produto;
- Assistir a decisões de investimento, procedimentos de manutenção e operacionalização;
- Comparar configurações alternativas.

Um dos procedimentos analíticos mais comuns em análise termoeconômica se baseia em calcular o custo unitário de cada fluxo de exergia, através de equações de balanço de custos as quais, juntamente com as equações auxiliares, são aplicadas a cada componente do ciclo. Para um componente do sistema que recebe energia térmica e a transforma em alguma outra forma de energia (geração de potência, refrigeração, etc.), a equação 2.29 representa o balanço de custos (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2006; BEJAN, TSATSARONIS, MORAN, 1996):

$$\sum \dot{C}_{sai,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{entra,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (2.29)$$

Onde:

$$\dot{C} = c\dot{E}x \quad (2.30)$$

Os termos $\dot{C}_{w,k}$ e $\dot{C}_{q,k}$ da equação 2.29 indicam, respectivamente, as taxas de custo associadas com a exergia de saída do componente “k” (caso tenha) e a exergia térmica de entrada de cada componente “k” (caso tenha). Como é uma variável que representa taxa, comumente é representada na unidade de “\$/h”. Os termos $\sum \dot{C}_{sai,k}$ e $\sum \dot{C}_{entra,k}$ representam as taxas de custo de saída e entrada, respectivamente, envolvidas no fluxo exergético do processo termodinâmico. Na equação 2.30, o termo

“c” representa o custo por unidade de exergia, em função de uma unidade de energia (geralmente sendo representado por “\$/GJ”). Fazendo um arranjo algébrico da equação 2.29 com a equação 2.30, têm-se que:

$$\sum(c_{sai}\dot{E}x_{sai})_k + c_{w,k}\dot{W}_k = \sum(c_{entra}\dot{E}x_{entra})_k + c_{q,k}\dot{E}x_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (2.31)$$

A variável \dot{Z}_k , da equação 2.31, contempla a taxa de custo total associada ao capital de investimento de cada componente (\dot{Z}_k^{CI}), além das taxas de custos associados a operação e manutenção associados a cada componente (\dot{Z}_k^{OM}), conforme demonstrado na equação 2.32 (ZARE et al., 2012):

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (2.32)$$

De acordo com Misra, Sahoo e Gupta (2006), para se obter o capital de investimento, nivelado anualmente, pode-se aplicar a equação 2.33:

$$\dot{Z}_k^{CI} = \left(\frac{CRF}{\tau}\right) Z_k \quad (2.33)$$

O fator “ τ ” representa as horas de operação anual do processo termodinâmico analisado. Já Z_k , da equação 2.33, representa o investimento total de cada equipamento “k”, do processo termodinâmico (BEJAN, TSATSARONIS, MORAN, 1996).

A variável CRF (*Capital Recovery Fator*) indica o fator de recuperação de capital. De acordo com Barros e Pimenta (2014), esse fator tem como intuito explicar o retorno de capital através de pagamentos periódicos e iguais, podendo o retorno ser de um empréstimo ou da aquisição de algum bem. O CRF está em função da taxa de juros do investimento (i_r) e do número de anos úteis (n) de operação do processo termodinâmico, conforme demonstrado na equação 2.34:

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (2.34)$$

Para se estabelecer as taxas de custos associadas a operação e manutenção de cada componente (\dot{Z}_k^{OM}), também nivelado anualmente, deve-se utilizar a equação 2.35 (ZARE *et al.*, 2012; BEJAN, TSATSARONIS, MORAN, 1996; LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2006):

$$\dot{Z}_k^{OM} = \gamma_k Z_k + \omega_k \dot{E}x_{P,k} + \dot{R}_k \quad (2.35)$$

Onde γ_k e ω_k representam fatores de custos fixos e variáveis, respectivamente, relacionados à operação e manutenção de cada componente “k”. Além disso, a variável \dot{R}_k leva em conta todos os outros custos de operação e manutenção, independentes do custo de investimento (Z_k) e do produto exergético ($\dot{E}_{P,k}$) de cada componente (MISRA, SAHOO e GUPTA, 2006).

Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) ressaltam que, em toda análise termoeconômica, é de suma importância determinar as taxas de custos exergéticos recuperado por cada equipamento “k”, além das taxas de custos relacionados à perda exergética e à destruição exergética de cada equipamento, sendo essas taxas em “\$/h”. As equações 2.36, 2.37 e 2.38 representam, respectivamente, as taxas de custos, por equipamento, associados à exergia recuperada, à destruição exergética e à perda exergética:

$$\dot{C}_{R,k} = \dot{C}_{G,k} - \dot{C}_{P,k} + \dot{Z}_k \quad (2.36)$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{G,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (2.37)$$

$$\dot{C}_{P,k} = c_{G,k} \dot{E}x_{P,k} \quad (2.38)$$

Onde:

- $\dot{C}_{R,k}$ - Taxa de custo exergético recuperado pelo componente “k”
- $\dot{C}_{G,k}$ - Taxa de custo exergético gerado pelo componente “k”
- $\dot{C}_{P,k}$ - Taxa de custo exergético perdido pelo componente “k”
- $\dot{C}_{D,k}$ - Taxa de custo exergético destruído pelo componente “k”
- $c_{G,k}$ - Custo por unidade de exergia gerada pelo componente “k”

Tsatsaronis (1993) também destaca a utilização de duas variáveis que são intrínsecas em um estudo termoeconômico: diferença relativa de custo e o fator exergoeconômico. Segundo o autor, a diferença relativa de custo (representada pela variável r_k) expressa o aumento relativo do custo médio por unidade de exergia entre o que é gerado (pelo componente) e o que é recuperado (pelo mesmo componente). Quanto maior o valor do r_k , mais atenção deve ser dada ao componente, particularmente quando as taxas de custo \dot{Z}_k e $\dot{C}_{D,k}$ também serem elevados (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2006). A diferença relativa de custo pode ser calculada pela equação 2.39:

$$r_k = \frac{c_{R,k} - c_{G,k}}{c_{G,k}} \quad (2.39)$$

Como indicam as equações 2.31, 2.36, 2.37 e 2.38, as fontes de custo em um componente podem ser agrupadas em duas categorias. A primeira consiste em custos não relacionados com exergia (investimento de capital e despesas operacionais e de manutenção), enquanto a segunda categoria consiste em destruição de exergia e perda de exergia. Ao avaliar o desempenho de um componente, é interessante saber a importância relativa de cada categoria. Isso é fornecido pelo fator exergoeconômico (representado pela variável f_k), através da equação 2.40:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + (\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k})} \quad (2.40)$$

3. MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Contextualização e estratégia metodológica

A pesquisa em questão destina-se a explicar uma avaliação termoeconômica da tecnologia de refrigeração solar em um Chiller de absorção de baixa capacidade, operando em um regime de efeito simples. Para facilitar e contextualizar a aplicação de um sistema desse tipo se utilizou como espaço amostral o laboratório de energia existente na instituição de ensino e pesquisa SENAI CIMATEC (Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial - Campus Integrado de Manufatura e Tecnologia), localizada na cidade de Salvador, estado da Bahia, no Brasil.

No laboratório de energia dessa instituição de ensino existe um protótipo de um Chiller de absorção de simples efeito, o qual foi projetado para operar com brometo de

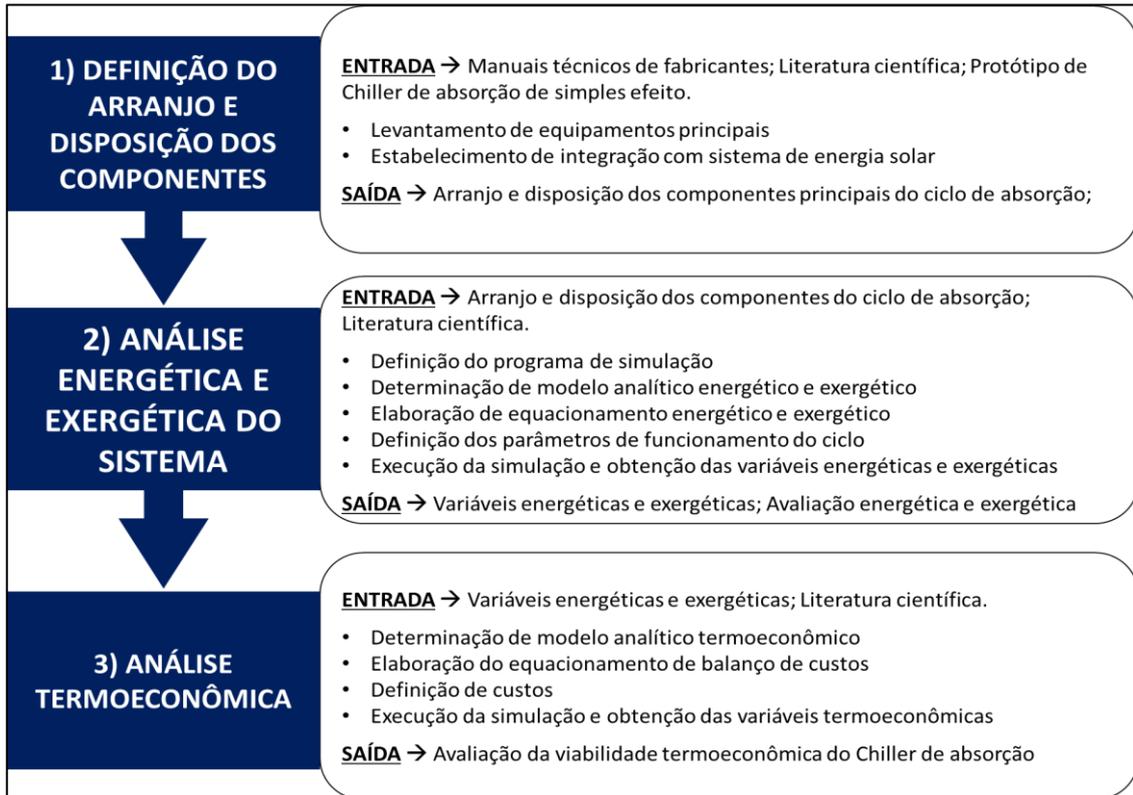
lítio aquoso, visando atender a demanda térmica de todo o laboratório de energia do SENAI CIMATEC. Atualmente, a demanda térmica desse laboratório é de 11kW e esse valor será o utilizado para a simulação do sistema de refrigeração por absorção.

Além disso, o SENAI CIMATEC, dentro de uma política sustentável de energia, busca a implantação de sistemas racionais com melhores eficiências energética e exergética, relacionados ao provimento energético às instalações prediais. Por efeito disso, o sistema de refrigeração em questão foi proposto, fazendo-se um arranjo com um sistema de alimentação com energia solar, buscando identificar, nesse arranjo, se há uma viabilidade termoeconômica desse sistema.

Devido à tecnologia de refrigeração por absorção ter como principais fluidos de trabalho (em um viés comercial) o brometo de lítio e a amônia, a simulação foi realizada com esses dois fluidos, ambos implementados com um arranjo de energia solar. Com a simulação dos dois fluidos em questão e, definindo-se o arranjo e disposição dos componentes, a análise energética e exergética e a análise termoeconômica sobre cada Chiller operando com cada fluido, foi possível realizar uma avaliação comparativa a qual clarificou as características vantajosas (e desvantajosas) de cada fluido.

Para se atingir os objetivos dessa pesquisa, o seguinte fluxo metodológico (representado pela figura 7) foi adotado para a realização desse trabalho. Esse fluxo representa uma visão macroscópica dos principais passos metodológicos realizados nessa pesquisa. Observa-se que o fluxo está dividido em três grandes blocos metodológicos: definição do arranjo e disposição dos componentes; análise energética e exergética do sistema; e análise termoeconômica. Os blocos metodológicos estão diretamente ligados aos objetivos específicos. O primeiro bloco metodológico serviu como um provedor de informações para o segundo bloco metodológico. Esse segundo bloco metodológico tem relação com o primeiro e segundo objetivo específico dessa pesquisa. Já o terceiro bloco metodológico está relacionado ao terceiro objetivo específico. Ademais, há uma relação contínua e intrínseca do quarto objetivo específico ao longo de todos os três blocos metodológicos.

Figura 7 – Fluxo metodológico



Fonte: Elaboração do autor

É possível se visualizar, para cada bloco metodológico, uma “entrada” (podendo ser denominada de “input”) e uma “saída” (podendo ser denominada de “output”), que indicam, respectivamente, a entrada e saída de informações e resultados necessários para execução de cada ação metodológica presente nos blocos metodológicos da figura 7.

No primeiro bloco metodológico (definição de arranjo e disposição dos componentes) foi elaborado, primeiramente, qual seria o modelo analítico a ser feito no estudo energético e exergético do ciclo de absorção. Com o modelo analítico definido, foi feito um mapeamento dos principais componentes que devem compor o sistema de refrigeração por absorção acionado por energia solar. Como “input” de informações nesse primeiro bloco, destacou-se nessa etapa a busca de fabricantes de Chillers de baixa capacidade existentes no mercado, além de literatura científica clássica e trabalhos presentes no estado da arte desse tipo de tecnologia, com o intuito de estabelecer qual seria arranjo de equipamentos ideal para a correta operacionalização do sistema. Além disso, no que diz respeito ao sistema de energia solar, foi definido

quais seriam os equipamentos e como seria sua disposição para realizar a integração com o Chiller de absorção. Com a finalização desse primeiro bloco metodológico, todo o arranjo de equipamentos do ciclo foi definido, sendo esse o “*output*” desse passo. Por conseguinte, houve a possibilidade da iniciação da simulação do software e a realização da análise energética e exérgica (segundo bloco metodológico).

No segundo bloco metodológico, a partir do arranjo e disposição dos componentes do ciclo de absorção (“*input*” desse segundo bloco metodológico), foi feita a escolha do programa de simulação computacional que foi utilizado para análise energética e exérgica do sistema. Com a escolha do programa, foi elaborado o modelo analítico da avaliação energética e exérgica do sistema. Após isso, desenvolveu-se a cadeia de equacionamento (baseado nas Leis da Termodinâmica) para ser aplicado no programa de simulação computacional. Com o equacionamento determinado, os parâmetros do ciclo foram definidos para cada ponto operacional. Como última etapa desse bloco, foi possível a execução da simulação computacional e a obtenção das variáveis energéticas e exérgicas -as quais foram discutidas e avaliadas no modelo analítico energético e exérgico.

Por último, no terceiro bloco metodológico, foi desenvolvido o modelo analítico de avaliação termoeconômica com a determinação das variáveis direcionadoras das condições termoeconômicas do sistema de refrigeração proposto. A partir da determinação dessas variáveis, elaborou-se as equações do balanço de custos necessário para a análise termoeconômica, seguido das definições iniciais dos custos relacionados à operacionalização e instalação de cada equipamento do sistema. Por fim, executou-se a simulação e obteve-se as variáveis, que serviram de base para a discussão do modelo analítico de avaliação termoeconômica.

Diante do contexto e da estratégia metodológica supracitada, somada às classificações metodológicas abordadas por Gil (2017), essa pesquisa pode ser classificada quanto aos seus objetivos e seu procedimento técnico.

Quanto aos objetivos, o trabalho pode ser classificado como sendo uma pesquisa descritiva pois, de acordo com esse autor, esse tipo de pesquisa se enquadra como tendo o objetivo de descrever determinado fenômeno, havendo a possibilidade de relação entre variáveis. Ao longo desse trabalho, uma série de parâmetros do ciclo de

refrigeração são variados e os seus efeitos são analisados - havendo assim uma relação entre variáveis.

Além disso, quanto ao procedimento técnico utilizado, esse trabalho se classifica como sendo uma pesquisa experimental. De acordo com Gil (2017), esse tipo de pesquisa se destina em determinar um objeto de estudo, realizar a seleção das variáveis de estudo que influenciam esse objeto e, por fim, definir as formas de observação dos efeitos que a variável produz no objeto. O autor ainda ressalta que esse tipo de pesquisa é um dos mais prestigiados delineamentos no meio científico, pois o pesquisador se torna um agente ativo na manipulação de variáveis e na interpretação das relações de causa e efeito entre as variáveis. Além disso, o autor frisa que os experimentos realizados nesse tipo de pesquisa fornecem uma garantia elevada em comparação a outro delineamento de que a variável independente causa efeitos na variável dependente.

3.2 Definição de arranjo e disposição dos componentes

A definição do arranjo e disposição dos componentes para o Chiller de absorção com sistema solar de refrigeração possui uma grande importância metodológica para essa pesquisa, tendo em vista que uma correta simulação computacional da viabilidade termoeconômica do sistema passa por uma definição adequada na seleção e no arranjo técnico dos componentes que compõem o ciclo de absorção.

O primeiro passo dessa etapa foi a determinação dos componentes principais que faria parte do sistema de absorção. A definição dos componentes principais (operando em um regime de simples efeito) foi baseada nas seguintes bases de dados e equipamentos:

- Em todo o referencial teórico abordado nesse trabalho, principalmente nos trabalhos apresentados no capítulo 2.1.4 dessa pesquisa, o qual aborda sobre o estado da arte de diversos autores que realizaram análises termoeconômicas em ciclos de refrigeração por absorção, combinado com um sistema solar, nos últimos 5 anos;
- No Chiller de absorção de simples efeito (o qual opera com LiBr-H₂O) existente no laboratório de energia do SENAI CIMATEC. Isso porque esse

equipamento, mesmo sendo um protótipo, serviu de motivação e contato prático inicial com um Chiller de absorção de pequeno porte.

- Nos manuais de fabricantes que possuem Chillers de absorção de baixa capacidade. Como a análise nesse trabalho será realizada em dois pares de fluidos (LiBr-H₂O e NH₃-H₂O), buscou-se um fabricante padrão para cada par;

Em relação a esse último tópico citado, é importante frisar que o critério de escolha dos fabricantes adequados, nos quais houve a consulta dos manuais técnicos selecionados, foi com base na condição dos fabricantes atuarem comercialmente em Chillers de baixa capacidade, atingindo o valor maior e mais próximo de 11kW. Um segundo critério importante foi a escolha de equipamentos que permitissem a adesão de um sistema de energia solar o qual servisse como provedor energético único ou atuasse, no mínimo, como um economizador energético, ao se integrar com outra fonte energética (gás natural, gás liquefeito de petróleo, etc.) para o Chiller de absorção.

Outros critérios secundários foram levados em conta, como a escolha de fabricantes em que fosse possível a venda e o envio do equipamento para o Brasil (caso o equipamento fosse importado). Para averiguar tal informação, estabeleceu-se contato com diversos representantes de vendas dos possíveis fabricantes, a fim de averiguar a viabilidade do envio para o Brasil. Além disso, outra necessidade secundária foi que os equipamentos fornecessem “água gelada” no evaporador, em uma faixa de temperatura operacional similar, visando com que a temperatura da “água gelada” de entrada e saída do evaporador na simulação computacional fosse a mesma para ambos os equipamentos.

Diante do exposto acima, o fabricante escolhido para o ciclo de brometo de lítio foi a Yazaki®. Já o fabricante escolhido para o ciclo de amônia foi a Robur®. No quadro 4, há uma compilação das principais informações dos modelos de equipamentos dos dois fabricantes.

Quadro 4 – Modelos de Chillers selecionados

	Chiller de absorção operando com LiBr-H ₂ O	Chiller de absorção operando com NH ₃ -H ₂ O
Fabricante	Yazaki®	Robur®
Modelo	SC-5	GAHP-WS (W7/W50)
Capacidade de refrigeração	17,6 kW	14,7 kW
Temperaturas operacionais de “água gelada” do evaporador	Entrada – 11,5 °C a 13,5 °C Saída – 6 °C a 8°C	Entrada – 6°C a 45°C Saída – Mínimo de 3°C

Fonte: Yazaki®(2020) e Robur®(2020)

Os modelos de Chillers, apresentados no quadro 4, serviram de referência não somente para definição dos componentes principais do ciclo, mas também para a toda base de custos e determinação dos parâmetros (tópicos esses que serão abordados nos próximos capítulos).

A partir da definição dos fabricantes do Chiller e a análise dos componentes (os quais fazem parte desse equipamento), pôde-se determinar que o Chiller de absorção de pequeno porte deve ser operacionalizado com o seguinte conjunto de componentes principais detalhados (quadro 5). A disposição desses equipamentos é demonstrada na figura 8.

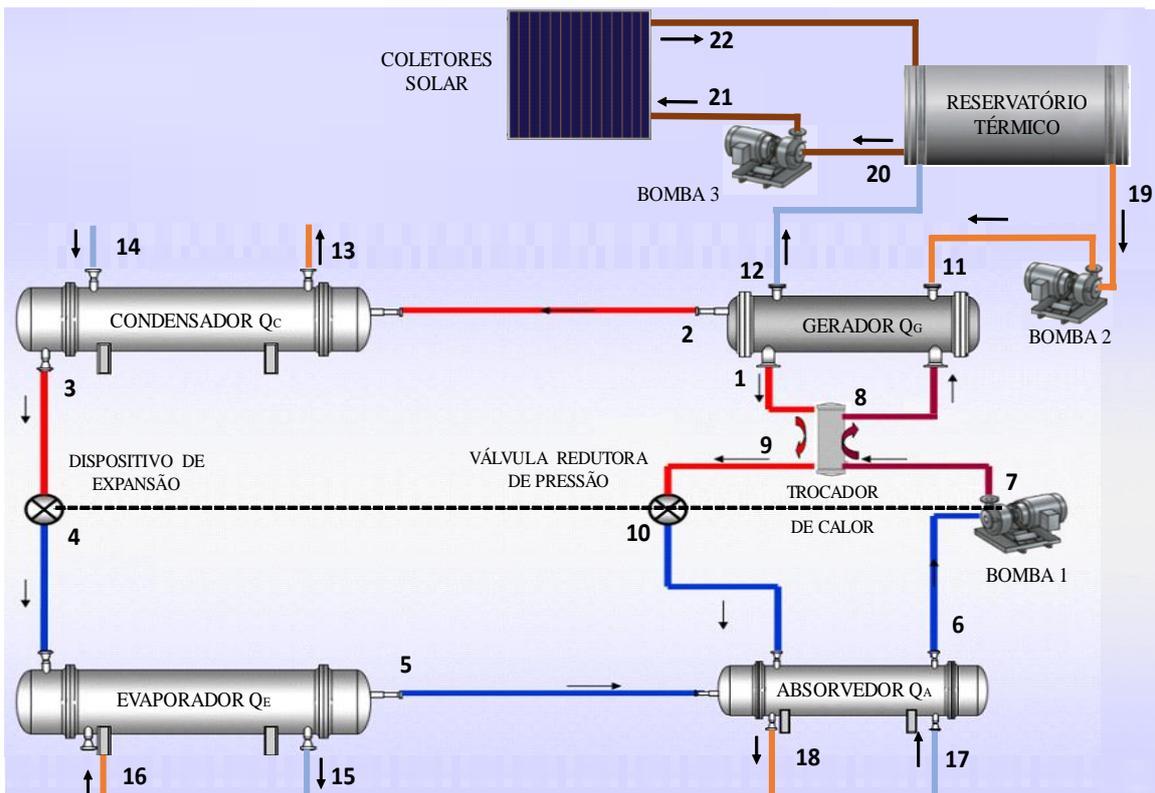
Os componentes relacionados no quadro 5 e na figura 8 representam a composição de uma unidade modular de um Chiller de absorção. É possível também a associação de mais uma unidade modular, caso se deseje um sistema de refrigeração de maior porte.

Quadro 5 – Componentes principais do Chiller de absorção com energia solar

Chiller de absorção COMPONENTES PRINCIPAIS	Sistema de Energia Solar COMPONENTES PRINCIPAIS
1 Gerador	1 Reservatório Térmico de Baixa Pressão
1 Condensador	
1 Dispositivo de Expansão	Coletores Solares
1 Evaporador	
1 Absorvedor	2 Bombas Centrífugas (Bomba 2 e Bomba 3)
1 Válvula Redutora de Pressão	
1 Bomba Centrífuga (Bomba 1)	
Trocador de Calor	

Fonte: Elaboração do autor

Figura 8 – Disposição dos componentes principais do ciclo de absorção



Fonte: Elaboração do autor

O conjunto de componentes principais do sistema de energia solar foi elencado visando-se estabelecer uma maior simplificação que possa atender a demanda de

fornecimento energético do Chiller, o qual justifica a escolha de coletores solares, um tanque de reservatório térmico (para manter a carga térmica do fluido por um tempo suficiente durante a operação do Chiller) e duas bombas centrífugas, as quais terão como objetivo deslocar o fluido de aquecimento do gerador para o reservatório (bomba 2) e do reservatório para os coletores solares (bomba 3).

Ademais, é importante destacar que essas unidades modulares de Chillers de baixa capacidade, as quais são vendidas comercialmente, podem ser compostas por um, dois gabinetes ou até três módulos, sendo que todos os componentes principais se alocam internamente nessas unidades, caracterizando como um equipamento de razoável portabilidade e baixa ocupação de volume físico. Exemplos desses tipos de unidades modulares podem ser vistos na figura 9.

Figura 9 – Modelos de Chillers de absorção comerciais de baixa capacidade



Fonte: Adaptado dos catálogos da Robur® (2020) e Yazaki® (2020)

3.3 Análise energética e exergética do sistema

Para a realização da análise energética e exergética do Chiller de absorção, foi utilizado o software computacional EES®. De acordo com F-Chart (2020), o EES® é um programa computacional de resolução de equações capaz de solucionar numericamente

um grande volume de equações algébricas. Um ponto peculiar desse programa é o grande volume de banco de dados termodinâmico (com elevada precisão) de diversas substâncias. Essas propriedades termodinâmicas podem ser utilizadas dentro de um contexto de uma cadeia de equacionamento complexa, viabilizando a geração de gráficos, regressões lineares e não lineares, análise de consistências de unidades, dentre outras funções.

Associado a essas características do EES[®] citadas, um fator preponderante, que também justificou a escolha desse *software* para a avaliação energética e exergética do Chiller de absorção, foi a existência das principais propriedades termodinâmicas dos dois pares de fluidos (LiBr-H₂O e NH₃-H₂O) de operação na vasta biblioteca do programa. Pode-se citar como propriedades fornecidas de cada fluido a(o): temperatura, pressão, título (concentração de massa de amônia e de brometo de lítio), entalpia, entropia, energia interna e volume específico.

Além disso, alguns recursos analíticos do EES[®] se mostraram de enorme valia para uma melhor avaliação do ciclo, a exemplo das tabelas paramétricas, que promovem uma correlação entre uma ou mais variáveis dependentes de uma ou mais equações, frente a uma variável independente de uma outra cadeia de equacionamento. Nessa correlação, é possível a realização de plotagem de gráficos de maneira automática e rápida, demonstrando o comportamento termodinâmico do sistema eficazmente. Esse tipo de recurso se torna muito útil a partir do momento que se tem um elevado volume de equações algébricas.

Após a escolha do EES[®], se fez necessário o desenvolvimento do modelo analítico o qual seria feito a análise energética e exergética nesse *software*. Esse modelo analítico teve como função elencar as variáveis termodinâmicas de cunho energético e exergético a serem calculadas, além de detalhar o modo de análise da influência entre essas variáveis (dependentes e independentes) no comportamento da efetividade energética e exergética do ciclo.

O quadro 6 clarifica o modelo analítico estabelecido por essa pesquisa, elencando toda a geração de resultados necessários para uma avaliação energética e exergética. Todos os itens foram listados com base nos critérios de estudo desse tipo elencado por autores clássicos de obras que abordam sobre a avaliação e otimização de

processos termodinâmicos, a exemplo de Kotas (2013), Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) e Tsatsaronis (1993).

Quadro 6 – Modelo analítico energético e exergético

MODELO ANALÍTICO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO		
Item a ser analisado	Modo de análise	Ferramenta de análise
Fluxo energético e exergético	Cálculo do fluxo energético e exergético, em kW, de cada componente, para o ciclo de LiBr-H ₂ O e NH ₃ -H ₂ O, baseada nas equações (2.17) e (2.27)	Gráfico de barras comparativo
COP do ciclo	Análise comparativa dos ciclos de LiBr-H ₂ O e NH ₃ -H ₂ O, a partir do cálculo do COP, baseando-se na equação 2.17	Tabela comparativa
Eficiência Exergética	Cálculo da eficiência exergética de cada componente e do ciclo, comparando os ciclos de LiBr-H ₂ O e NH ₃ -H ₂ O, baseando-se na equação (2.27)	Tabela e gráfico de barras comparativo
Irreversibilidade exergética	<ul style="list-style-type: none"> > Cálculo da exergia gerada, recuperada, destruída e perdida de cada componente, baseando-se na equação (2.23) > Cálculo da razão de exergia destruída e perdida, baseando-se nas equações (2.24) e (2.25) > Cálculo da razão de irreversibilidade exergética, baseando-se na equação (2.26) 	Tabela e gráfico de barras comparativo
Temperatura do Gerador x COP	Análise da influência da variação da temperatura do gerador no COP do sistema (gerado pelo EES®)	Gráfico de dispersão com linhas retas
Temperatura do Gerador x Destruição Exergética	Análise da influência da variação da temperatura do gerador na destruição exergética de cada componente do sistema (gerado pelo EES®)	Gráfico de dispersão com linhas retas
Destruição exergética no sistema solar	Análise da influência da variação da temperatura do coletor solar na destruição exergética de cada componente do sistema de energia solar (gerado pelo EES®)	Gráfico de dispersão com linhas retas

Fonte: Elaboração do autor

Com o modelo analítico definido, foi elaborado a cadeia de equacionamento energético e exergético para ser inserido no EES®. Todas as equações citadas no quadro 6 só possuíram a viabilidade de serem calculadas a partir do desenvolvimento das equações de balanço de taxa de energia e exergia, as quais são demonstradas no quadro 7.

As equações desenvolvidas no quadro 7 tiveram como base as equações 2.15 e 2.18, considerando cada componente como um volume de controle. Ressalta-se também que o *software* EES® facilitou muito o processo da resolução do equacionamento listado no quadro 7, tendo em vista que em sua biblioteca consta as principais propriedades termodinâmicas do LiBr-H₂O e NH₃-H₂O, como entalpia e

entropia. Dessa forma, foi possível determinar as entalpias e entropias de cada ponto do ciclo e dos estados de referência, permitindo a resolução das expressões do quadro 7.

Quadro 7 – Balanço de taxa de energia e exergia

Equacionamento do Chiller de Absorção		
COMPONENTE	Balanço de taxa de energia (kW)	Balanço de taxa de exergia (kW)
Gerador	$\dot{Q}_g = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12}$	$\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{11} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{d_{gerador}}$
Condensador	$\dot{Q}_c = \dot{m}_3 (h_2 - h_3) = \dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{14} h_{14}$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{14} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{13} + \dot{E}x_{d_{condensador}}$
Evaporador	$\dot{Q}_e = \dot{m}_5 (h_5 - h_4) = \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{15} h_{15}$	$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{16} = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{15} + \dot{E}x_{d_{evaporador}}$
Absorvedor	$\dot{Q}_a = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_6 h_6$	$\dot{E}x_5 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{17} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{18} + \dot{E}x_{d_{absorvedor}}$
Trocador de Calor	$\dot{Q}_{trocador} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7$	$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{d_{trocador}}$
Bomba	$\dot{W}_{bomba1} = (P_8 - P_7) v_6$	$\dot{E}x_6 + \dot{W}_{bomba1} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{d_{bomba}}$
Dispositivo de expansão	$h_3 = h_4$	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{d_{disp.exp.}}$
Válvula Redutora de Pressão	$h_9 = h_{10}$	$\dot{E}x_9 = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{d_{válv.redutora.}}$
Coletor solar	$\dot{Q}_{coletor} = \dot{m}_{22} (h_{22} - h_{21})$	$\dot{E}x_{21} + \dot{E}x_{solar_{ent.}} = \dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{d_{coletor}}$
Reservatório Térmico	$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{22} h_{22} = \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{21} h_{21}$	$\dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{12} = \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{20} + \dot{E}x_{d_{reservatório}}$

Fonte: Elaboração do autor

Após a construção do equacionamento de balanço energético e exergético, iniciou-se o processo de definição dos parâmetros do ciclo. Esses parâmetros serviram de entrada (“input”) para o conjunto de equações a serem analisadas no EES®. Os seguintes parâmetros do ciclo necessitaram ser pré-estabelecidos para o estudo energético e exergético:

- Temperatura operacional de cada ponto do ciclo de absorção (para o ciclo de LiBr-H₂O e NH₃-H₂O);
- Temperatura e pressão do estado de referência (estado morto);
- Temperatura ambiente;
- Estimativa da temperatura do sol;
- Irradiação solar diária média anual (na cidade de Salvador, na Bahia);
- Temperatura de saturação de evaporação e condensação (LiBr-H₂O e NH₃-H₂O);
- Tempo de operação;

- Pressão na vazão dos fluidos de arrefecimento (condensador e absorvedor) para a torre de resfriamento;
- Concentração fraca e forte de fração de massa de brometo de lítio e amônia, em suas respectivas soluções aquosas;
- Capacidade de refrigeração do Chiller (que foi definida em 11kW).

No quadro 8 é apresentada as temperaturas operacionais do ciclo de brometo de lítio e o ciclo de amônia para o estudo energético e exerético. As temperaturas indicadas pelas variáveis (T1, T2, ... T22) fazem referências aos pontos do ciclo apresentados na figura 8.

Quadro 8 – Temperaturas operacionais do ciclo de absorção

LiBr-H ₂ O e NH ₃ -H ₂ O					
Temperatura				Referência	
		LiBr - H ₂ O	NH ₃ - H ₂ O	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O
Ciclo de absorção	T 1	91,0 °C	80,0 °C	SACRAMENTO (2010) → ALMEIDA, BARBOSA e FONTES (2009)	AMAN, TING e HENSHAW (2014)
	T 2	81,0 °C	80,0 °C		
	T3	36,9 °C	30,0 °C		
	T4	4,9 °C	2,0 °C		
	T5	5,1 °C	2,0 °C		
	T6	38,2 °C	30,0 °C		
	T7	38,2 °C	30, °C		
	T8	63,0 °C	62,0 °C		
	T9	52,0 °C	40,0 °C		
	T10	52,0 °C	40,0 °C		
Temperatura do gerador	T11	95,0 °C	95,0 °C	KERME <i>et al.</i> (2017)	
	T12	91,2 °C	91,2 °C		
Água de torre	T13	35,0 °C	32,5 °C	SACRAMENTO (2010) →ALMEIDA, BARBOSA e FONTES (2009)	
	T14	32,5 °C	30,0 °C		
Água gelada	T15	6,0 °C	6,0 °C		
	T16	12,0 °C	12,0 °C		
Água de torre	T17	30,0 °C	32,5 °C		
	T18	32,5 °C	35,0 °C		
Sistema de energia solar	T19	94,5 °C	94,5 °C	KERME <i>et al.</i> (2017)	
	T20	94,5 °C	94,5 °C		
	T21	95,0 °C	95,0 °C		
	T22	98,0 °C	98,0 °C		

Fonte: Elaboração do autor

É possível observar no quadro 8 que as temperaturas operacionais foram definidas com base em referências de trabalho científicos similares a essa pesquisa no que se diz respeito a capacidade de refrigeração e utilização do mesmo fluido de trabalho.

Visualiza-se no quadro que, no ciclo de brometo de lítio, as temperaturas do ciclo de absorção (T1 a T9), além das temperaturas da água da torre de resfriamento (T13, T14, T17 e T18) e da “água gelada” do evaporador (T 15 e T16) foram baseadas no trabalho de Sacramento Júnior (2010). Esse autor foi o responsável pela pesquisa que

culminou na confecção do protótipo do Chiller de absorção de brometo de lítio existente atualmente no laboratório de energia do SENAI CIMATEC. Como a capacidade de refrigeração do protótipo se assemelha à proposta dessa pesquisa (atendimento da demanda térmica de 11 kW), optou-se por adotar os mesmos parâmetros definidos para o protótipo nessa pesquisa. Ressalta-se que Sacramento Júnior (2010) usou como referência para a definição de seus parâmetros o trabalho dos autores Almeida, Barbosa e Fontes (2009).

Percebe-se também no quadro 8 que, no ciclo de amônia, as temperaturas do ciclo de absorção foram baseadas no trabalho de Aman, Ting e Hensshaw (2014). O motivo da escolha desses autores serem usados como referência se deu pelo fato de que o trabalho por eles desenvolvido tratou a respeito de uma análise energética e exergética um ciclo de absorção de amônia, aplicado para a climatização de uma residência, com capacidade de refrigeração de 10 kW, o qual fez uso de energia solar. Devido à proximidade da capacidade de refrigeração dos trabalhos dos autores com essa pesquisa, além do uso da energia solar como provedor energético, a correlação feita entre as pesquisas foi considerada aceitável.

Nota-se, ainda no quadro 8, que as temperaturas de água da torre de resfriamento e das temperaturas de “água gelada” do evaporador (para o ciclo de amônia) foram mantidas nos mesmos valores adotados no ciclo de brometo de lítio. Essa consideração teve como objetivo simplificar a modelagem, fixando as temperaturas de fluidos que circulam externamente ao ciclo de absorção, focando apenas em uma análise “interna” do mesmo. A adoção de temperaturas diferentes para esses fluidos pode ser feita, no intuito de se buscar uma otimização energética e exergética do sistema. Contudo, como o escopo dessa pesquisa não atinge aspectos de otimização (mas apenas de análise termoeconômica a partir de parâmetros pré-estabelecidos), essa consideração foi feita.

Ainda na busca da padronização de parâmetros para ambos os ciclos, é possível verificar que as temperaturas no gerador (T11 e T12) e no sistema de energia solar (T19 a T22) para os dois ciclos foram selecionadas a partir do mesmo trabalho de Kerme *et al.* (2017). O trabalho desses autores demonstrou a avaliação energética e exergética de um Chiller de absorção com capacidade de refrigeração de 12 kW, assistido por energia

solar. Nesse trabalho, houve um detalhamento minucioso de todas as propriedades termodinâmicas (temperatura e pressão) do sistema de energia solar (diferentemente dos outros autores utilizados como referência que, apesar de usarem sistema de energia solar, não informaram com clareza essas propriedades). Como o sistema de energia solar fornece energia diretamente ao gerador, estabelecendo assim uma relação direta, optou-se por utilizar as temperaturas desse trabalho, para ambos os ciclos.

O quadro 9 detalha outros parâmetros e propriedades pré-estabelecidas para a execução da simulação no EES[®], juntamente com os critérios e/ou referências utilizados para justificar tais escolhas.

Quadro 9 – Parâmetros/propriedades pré-definidos da simulação

Parâmetros/propriedades pré-definidos(as) para avaliação energética e exergética		
PARÂMETRO/PROPRIEDADE	VALOR	CRITÉRIO/REFERÊNCIA
Temperatura do estado morto	25°C (298 K)	BELLOS et al., (2017); LUBIS et al., (2016); ROSIEK, (2019); e MARYAMI E DEGHAN, (2017)
Pressão do estado morto	101,325 kPa	BELLOS et al., (2017); LUBIS et al., (2016); ROSIEK, (2019); e MARYAMI E DEGHAN, (2017)
Temperatura ambiente	25°C (298 K)	KERME et al. (2017), BELLOS et al., (2017); LUBIS et al., (2016); ROSIEK, (2019); e MARYAMI E DEGHAN, (2017)
Estimativa da temperatura do sol	5727 °C (6000 K)	KERME <i>et al.</i> (2017) e PETELA (2005)
Irradiação solar diária média anual	5,27 kWh/m ² .dia	CALDAS e SANTOS (2016), GUIMARÃES (2014) e CRONENBERGER, CAAMAÑO-MARTÍN, SÁNCHEZ (2012)
Temperatura de saturação de evaporação e condensação do LiBr-H ₂ O	Evaporação - 5 °C Condensação - 37 °C	SACRAMENTO (2010) --> ALMEIDA, BARBOSA e FONTES (2009)
Temperatura de saturação de evaporação e condensação do NH ₃ -H ₂ O	Evaporação - 2 °C Condensação - 30 °C	AMAN, TING e HENSHAW (2014)
Pressão - Vazão dos fluidos de arrefecimento	101,325 kPa	SACRAMENTO (2010) --> ALMEIDA, BARBOSA e FONTES (2009)
Concentração "fraca" e "forte" de LiBr-H ₂ O	Fraca - 54,9% Forte - 64 %	SACRAMENTO (2010) --> ALMEIDA, BARBOSA e FONTES (2009)
Concentração "fraca" e "forte" de NH ₃ -H ₂ O	Fraca - 55,05% Forte - 43,9 %	AMAN, TING e HENSHAW (2014)
Capacidade de Refrigeração	11 kW	Demanda térmica exigida do espaço amostral (laboratório de energia do Senai CIMATEC)

Fonte: Elaboração do autor

Após o cumprimento de todos esses passos metodológicos, foi possível obter as variáveis do modelo analítico e realizar uma discussão que provesse a avaliação energética e exergética. É importante frisar que, a fim de se simplificar o estudo energético e exergético, algumas considerações foram feitas. A decisão da implementação dessas considerações partiu de trabalhos similares a essa pesquisa,

como Aman, Ting e Hensshaw (2014), Almeida, Barbosa e Fontes (2009), Demirkaya (2011), Cimsit, Ozturk e Kincay (2015), Dhahad et al., (2020), além de autores renomados, como Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) e Kotas (2013), em que atribuíram essas considerações como aceitáveis. Abaixo algumas dessas considerações:

- O sistema foi modelado considerando-o sob o estado estacionário;
- As perdas de pressão nas tubulações e nos componentes principais e acessórios foram desconsideradas;
- Variações na energia cinética e potencial foram desconsideradas;
- O fluido, no fluxo de saída do condensador e evaporador, é considerado saturado;
- Todas as válvulas estão na condição adiabática, não havendo, portanto, variação da entalpia;
- As bombas operam em regime isentrópico;
- As soluções aquosas de amônia e de brometo de lítio estão em equilíbrio no gerador e no absorvedor, em suas respectivas pressões e temperaturas;

3.4 Análise termoeconômica

A partir das variáveis energéticas e exergéticas obtidas na etapa metodológica anterior, houve a viabilidade do desenvolvimento da análise termoeconômica. De acordo com Kotas (2013), a análise termoeconômica só alcança um bom resultado partindo-se da premissa que as variáveis exergéticas tenham sido obtidas com o devido rigor matemático -a partir do correto balanço exergético.

O modelo analítico a ser aplicado à análise de viabilidade termoeconômica baseou-se no clássico trabalho de Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), os quais padronizam uma série de variáveis que devem ser calculadas e analisadas (em cada componente do ciclo) para um estudo termoeconômico adequado. A grande maioria dos autores discutidos no capítulo 2.1.4 (estado da arte) desse trabalho usaram, parcialmente ou completamente, a proposta de avaliação feita por Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), tornando esse modelo válido de ser aplicado nesse trabalho. Os autores orientam que os seguintes itens devem ser obtidos, para cada componente:

- Taxas de custo exergético (\dot{C}) e custo por unidade de exergia (c) de cada ponto do ciclo;
- Eficiência exergética (ϵ);
- Taxas de exergia destruída ($\dot{E}x_{\text{destruída}}$) e perdida ($\dot{E}x_{\text{perdida}}$);
- Razões de exergia destruída (Y_D) e perdida (Y_P);
- Taxas de custo associada ao capital de investimento (\dot{Z}_k^{CI}), taxas de custos associadas a operação e manutenção (\dot{Z}_k^{OM}) e a soma desses dois fatores (\dot{Z}_k);
- Taxas de custos associados destruição de exergia ($\dot{C}_{D,k}$);
- Diferença relativa de custo (r_k);
- Fator exergoeconômico (f_k).

Lazzaretto e Tsatsaronis (2006) complementam a proposta anterior, indicando um “caminho metodológico” a se realizar, a partir das variáveis calculadas, de acordo com a descrição a seguir:

1. Criar um *ranking* dos componentes do ciclo na ordem decrescente de contribuição de custo, usando a soma “ $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k}$ ”;
2. Priorizar as mudanças de *design* do ciclo para os componentes os quais o valor da soma (na etapa anterior) for elevada;
3. Ter uma atenção particular aos componentes com uma elevada diferença relativa de custo, especialmente quanto as taxas de custo “ \dot{Z}_k ” e “ $\dot{C}_{D,k}$ ” são altas;
4. Usar o fator exergoeconômico “ f_k ” para identificar a principal fonte de custo (investimento de capital ou destruição exergética):
 - a. Se o valor do “ f_k ” for alto, deve-se investigar se é rentável reduzir o investimento de capital do componente em detrimento à eficiência do componente;
 - b. Se o valor do “ f_k ” for baixo, pode-se tentar melhorar a eficiência do componente elevando-se o capital investido sobre o mesmo;
5. Eliminar qualquer subprocesso que aumenta a destruição ou perda de exergia, e que não influenciam na redução do capital de investimento ou custos de provimento de energia de outros componentes;

6. Considerar e melhoria da eficiência exergética de um componente que tem uma baixa eficiência exergética ou valores relativamente altos de taxa destruição exergética ($\dot{E}x_{\text{destruída}}$) e de razões de exergia destruída (Y_D) e de perda de exergia (Y_P);

Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) pontuam que ao aplicar essa metodologia, deve-se reconhecer que os valores de todas as variáveis termoeconômicas depende dos tipos de componentes analisados: trocadores de calor, bombas, válvulas, etc. De acordo com esses autores, juntamente com Souza *et al.* (2020), fatores exergoeconômicos de trocadores de calor (condensador, evaporador) geralmente são menores que 55% e acima de 70% para bombas. Além disso, um método efetivo de análise dos valores obtidos nas variáveis é quando se realiza uma análise comparativa entre dois ciclos que operam com alguma condição diferente (parâmetros de processo, fluido termodinâmico, arranjo de componentes, etc.).

A partir do modelo analítico explanado, foi desenvolvida a cadeia de equacionamento (quadro 10) que pudesse prover à demanda do cálculo das variáveis necessárias. A elaboração dessa cadeia foi baseada na equação 2.36, aplicando-a para cada componente em um contexto de balanço de taxa de custos (podendo ser denominado também de balanço de custo exergoeconômico).

Quadro 10 – Balanço da taxa de custo exergoeconômico

Balanço de custo exergoeconômico (\$/h)	
COMPONENTE	EQUAÇÃO
Gerador	$\dot{C}_H + \dot{C}_8 - \dot{C}_1 - \dot{C}_2 = -\dot{Z}_{GERADOR}$ $\frac{\dot{C}_2}{\dot{m}_2(e_2 - e_8)} - \left[\frac{\dot{C}_8(e_1 - e_2)}{\dot{m}_8(e_2 - e_8)(e_1 - e_8)} \right] - \frac{\dot{C}_1}{\dot{m}_1(e_1 - e_8)} = 0$
Condensador	$\dot{C}_2 - \dot{C}_3 - \Delta\dot{C}_{condensador} = -\dot{Z}_{CONDENSADOR}$
Evaporador	$\dot{C}_2 \times EX_3 = \dot{C}_3 \times EX_2$ $\dot{C}_4 - \dot{C}_5 - \Delta\dot{C}_{TOTAL} = -\dot{Z}_{EVAPORADOR}$
Absorvedor	$\dot{C}_4 \times EX_5 = \dot{C}_5 \times EX_4$ $\dot{C}_{10} - \dot{C}_5 - \dot{C}_6 - \Delta\dot{C}_{absorvedor} = -\dot{Z}_{ABSORVEDOR}$
Trocador de Calor	$\frac{\dot{C}_5 + \dot{C}_{10}}{EX_5 + EX_{10}} - \frac{\dot{C}_6}{EX_6} = 0$ $\dot{C}_1 + \dot{C}_7 - \dot{C}_8 - \dot{C}_9 = -\dot{Z}_{TROCADOR}$
Bomba	$\dot{C}_1 \times EX_9 = \dot{C}_9 \times EX_1$ $\dot{C}_6 - \dot{C}_7 + \dot{C}_E = -\dot{Z}_{BOMBA 1}$
Dispositivo de expansão	$\dot{C}_3 \times EX_4 = \dot{C}_4 \times EX_3$
Válvula Redutora de Pressão	$\dot{C}_9 \times EX_{10} = \dot{C}_{10} \times EX_9$

Fonte: Elaboração do autor

Vale detalhar o significado de algumas variáveis apresentadas no quadro 10, como:

- \dot{C}_H - Taxa de custo relacionada à energia oferecida pelo fluido térmico ao gerador, equivalente a expressão " $\dot{C}_{11} - \dot{C}_{12}$ ";
- \dot{C}_E - Taxa de custo relacionada à energia elétrica;
- $\Delta\dot{C}_{condensador}$ - Taxa de custo relacionada ao processo de arrefecimento do condensador, equivalente à expressão " $\dot{C}_{13} - \dot{C}_{14}$ ";
- $\Delta\dot{C}_{absorvedor}$ - Taxa de custo relacionada ao processo de arrefecimento do absorvedor, equivalente à expressão " $\dot{C}_{17} - \dot{C}_{18}$ ";
- $\Delta\dot{C}_{TOTAL}$ - Taxa de custo relacionada ao processo de fornecimento de "água gelada", equivalente à expressão " $\dot{C}_{15} - \dot{C}_{16}$ ";

O quadro 10 representa, portanto, um sistema de equações algébricas, composto por 15 variáveis ($\dot{C}_1, \dot{C}_2, \dots, \dot{C}_{10}, \Delta\dot{C}_{condensador}, \Delta\dot{C}_{absorvedor}, \Delta\dot{C}_{TOTAL}, \dot{C}_H$ e \dot{C}_E) e 13 equações. Os últimos dois termos (\dot{C}_H e \dot{C}_E) foram determinados para que o sistema de equação fosse solucionado pelo EES®.

A taxa de custo relacionada à energia elétrica (\dot{C}_E) foi definida com base na tabela de tarifas de energia elétrica da Companhia de Eletricidade do Estado da Bahia (COELBA). As tarifas utilizadas nessa pesquisa possuem uma vigência de validade no período entre os dias 01/07/2020 e 21/04/2021. A categoria da tarifa consultada na tabela foi no grupo B3, a qual especifica as tarifas relacionadas a estabelecimentos de cunho comercial, de serviços e de outras atividades. O valor da tarifa foi de 0,1542 \$/kWh, levando em conta que a cotação do dólar, no dia 21/07, estava na relação de um dólar para R\$ 5,19. Fazendo as devidas conversões de unidade de medida, o valor da tarifa de 0,1542 \$/kWh equivale a um custo por unidade de exergia de $c_E = 42,84$ \$/GJ.

A partir do custo por unidade de exergia “ c_E ” definido, foi calculado, com base na equação 2.30, a taxa de custo relacionada à energia elétrica “ \dot{C}_E ”:

$$\dot{C}_E = c_E \dot{W}_{bomba1} \quad (2.41)$$

Observa-se que o valor de \dot{C}_E calculado dependerá do trabalho da bomba do ciclo de brometo de lítio e de amônia.

Na determinação da taxa de custo relacionada à energia fornecida pelo fluido térmico ao gerador (\dot{C}_H), estabeleceu-se uma adaptação da equação 2.30 visando promover uma relação entre o gasto energético demandado pelo gerador para atender a carga térmica de 11kW e o volume energético que o sistema de energia solar irá fornecer.

De acordo com os trabalhos de Aman, Ting e Hensshaw (2014), Almeida, Barbosa e Fontes (2009) e Leiva-Illanes *et al.* (2018), a equação 2.30 para avaliar o custo por unidade de exergia do fornecimento de água aquecida para o gerador é estabelecido da seguinte forma:

$$\dot{C}_H = c_E(\dot{W}_{bomba2} + \dot{W}_{bomba3}) \quad (2.42)$$

A equação 2.42 fornece o significado de que o gasto exergético relacionado ao sistema de energia solar está atrelado somente ao consumo elétrico (c_E) da bomba 2 (\dot{W}_{bomba2}) e bomba 3 (\dot{W}_{bomba3}), indicadas na figura 8.

Além da utilização da energia solar como um mecanismo de fornecimento de energia para o gerador, foi feita uma análise comparativa do sistema de energia solar, simulando a implementação de fornecimento de gás natural (ao invés de energia solar). O intuito dessa análise foi desenvolver um estudo de *payback* nominal. De acordo com Yilmazoglu e Amirabedin (2012), o *payback* determina o espaço temporal de retorno financeiro, desde o investimento inicial do equipamento até o cenário em que os rendimentos acumulados se tornam equivalentes ao valor do investimento. A base tarifária utilizada no estudo da implementação do gás natural foi retirada da tabela tarifária da Companhia de Gás da Bahia (BAHIAGÁS), a qual possui um valor de \$ 0,7963 por m³, para um fornecimento máximo mensal de até 450 m³. A consulta desse valor foi feita no dia 21/07/2020 (com consulta da cotação do dólar também no mesmo dia), tomando como referência o fornecimento de gás para uma empresa comercial.

Outra equação de suma importância para a análise termoeconômica é a equação 2.32, a qual estabelece a taxa de custo total (\dot{Z}_k). O primeiro termo da equação 2.32 é a taxa de custo associada ao capital de (\dot{Z}_k^{CI}). Para o cálculo desse termo (através da equação 2.33), foi preciso determinar os custos de cada componente (Z_k). Assim, primeiramente se definiu os custos de aquisição do Chiller de absorção e do sistema de energia solar. Esses custos são descritos no quadro 11.

Quadro 11 – Valores do Chiller e do sistema de energia solar

Valores dos equipamentos					
		LiBr-H₂O		NH₃-H₂O	
Chiller (\$)		\$ 5.300,00		\$ 6.400,00	
Sistema de energia solar (\$)	7 coletores solares	\$	3.215,35	9 coletores solares	\$ 4.134,02
	2 bombas centrífugas	\$	236,62	2 bombas centrífugas	\$ 236,62
	1 reservatório térmico	\$	495,42	1 reservatório térmico	\$ 495,42
TOTAL		\$ 9.247,39		\$ 11.266,06	

Fonte: Elaboração do autor

Os valores dos Chillers de absorção foram obtidos com os representantes autorizados dos fabricantes selecionados como modelo amostral (Yazaki® e Robur®). Já no sistema solar, o modelo da placa solar foi do tipo tubo à vácuo, do fabricante Ecologic®, com disposição vertical possuindo 30 tubos. O coletor selecionado opera com uma temperatura de até 100 °C (atendendo as temperaturas operacionais do sistema de energia solar explanadas no quadro 8), possuindo uma área de 4,473 m². A bomba centrífuga selecionada foi do fabricante Schneider®, com potência de 1 cv, além de possuir uma vazão mínima de 0,9 m³/h e máxima de 5,4 m³/h. Quanto ao reservatório térmico, foi escolhido o fabricante Enertech®, com capacidade de armazenamento de 600 litros.

Observa-se que a quantidade de placas solares no ciclo de brometo de lítio e no ciclo de amônia foi diferente. Enquanto que no Chiller de brometo de lítio foram necessários 7 coletores, para o Chiller de amônia foram necessários 9 coletores. Para a definição da quantidade de coletores solares foi realizado, primeiramente, o cálculo da área necessária de coletores solares, conforme demonstrada na equação 2.43:

$$A_{\text{coletores}} = \frac{\dot{Q}_{\text{coletor}}}{\frac{\text{Irradiação solar diária média anual}}{\text{Tempo de operação}}} \quad (2.43)$$

A irradiação solar diária média anual é de 5,27 kWh/m².dia, com base nas informações contidas no quadro 9. O tempo de operação definido foi de 8 horas, considerando que o espaço amostral a ser climatizado (laboratório de energia) funcionará por essa quantidade de horas. Já o valor do \dot{Q}_{coletor} foi calculado de acordo com as equações de balanço de energia (relacionadas no quadro 7).

A partir da aplicação da equação 2.43, foi evidenciado que o Chiller de brometo de lítio demandaria uma área de coletores solar no valor de 28,57 m², enquanto que o Chiller de amônia demandou uma área de coletor no valor de 36,86 m². Dividindo ambos os valores pela área do coletor (4,473 m²), foram encontradas as quantidades de coletores solar, indicadas no quadro 11.

Além dos custos de aquisição dos equipamentos, levou-se em conta também os valores de instalação para o Chiller e o sistema de energia solar. Shirazi *et al.* (2016) recomendam que um valor razoável para o custo de instalação de um Chiller de

absorção, integrado com um sistema de energia solar, deva ser na ordem de 130%, em relação ao valor de aquisição do Chiller. Já para o sistema de energia solar, Shirazi *et al.* (2016) recomendam que se incida uma porcentagem de 150%, em relação ao valor de aquisição do sistema de energia solar.

Outro ponto importante demonstrado no quadro 11 foi que os valores de aquisição do Chiller de brometo de lítio (\$ 5300) e de amônia (\$ 6400) contemplam a presença de todos os componentes principais (gerador, evaporador, absorvedor, condensador, trocador de calor e bomba) em uma única unidade modular. A fim de se determinar o custo de cada componente, em um viés termoeconômico, foi necessário atribuir proporções de porcentagem de contribuição de custos. A ideia do estabelecimento dessas proporções é indicar qual a parcela de contribuição de cada equipamento, em termo de porcentagem, no custo final de aquisição do Chiller. De acordo com a recomendação de Souza *et al.* (2020), essas porcentagens são exibidas no quadro 12.

Para exemplificar o significado dos dados do quadro 12, o fato de o gerador do ciclo de brometo de lítio ter uma contribuição de custo de 30% em relação ao custo de aquisição do equipamento (\$ 5300), indica que o valor de aquisição do gerador foi de \$ 1590. O mesmo raciocínio vale para os outros componentes.

Quadro 12 – Porcentagem de contribuição de custo em cada componente

Porcentagem de contribuição - Chiller	
Equipamentos	Porcentagem
Gerador	30%
Condensador	10%
Evaporador	30%
Absorvedor	20%
Trocador de Calor	5%
Bomba	5%

Fonte: Adaptado de Souza *et al.* (2020)

A partir dos dados supracitados, os custos de cada componente (Z_k) do ciclo de absorção são representados no quadro 13.

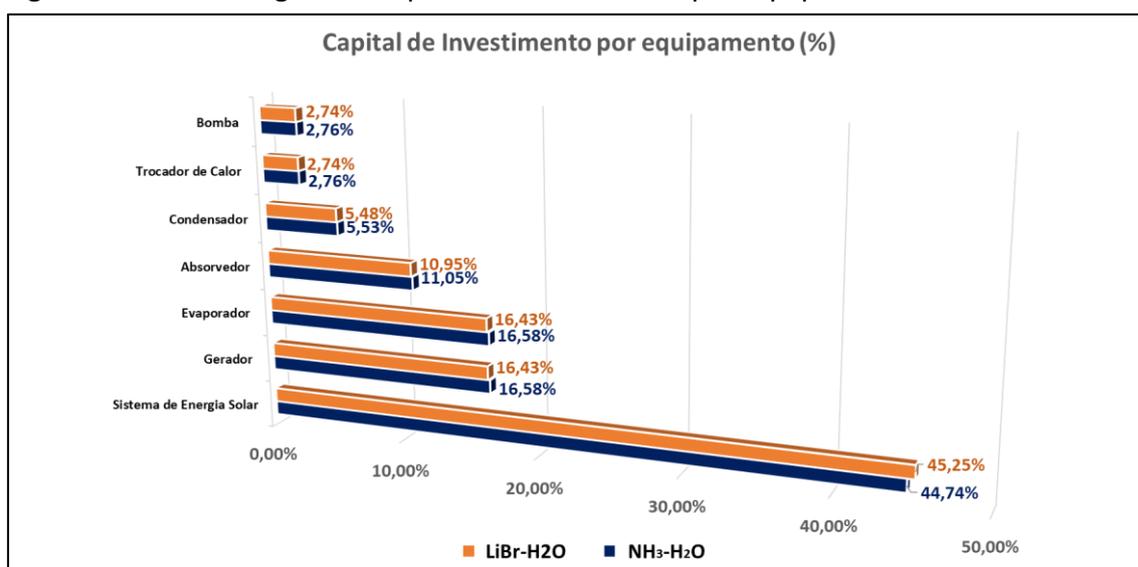
Quadro 13 - Custos de cada componente

	Componentes	Valores do custo de investimento LiBr-H ₂ O		Valores do custo de investimento NH ₃ -H ₂ O	
		Custo do equipamento (\$)	Custo da instalação (\$)	Custo do equipamento (\$)	Custo da instalação (\$)
$Z_{GERADOR}$	Sistema de Energia Solar	\$ 3.947,39	\$ 5.921,08	\$ 4.866,06	\$ 7.299,09
	Gerador	\$ 1.590,00	\$ 2.067,00	\$ 1.920,00	\$ 2.496,00
$Z_{EVAPORADOR}$	Evaporador	\$ 1.590,00	\$ 2.067,00	\$ 1.920,00	\$ 2.496,00
$Z_{ABSORVEDOR}$	Absorvedor	\$ 1.060,00	\$ 1.378,00	\$ 1.280,00	\$ 1.664,00
$Z_{CONDENSADOR}$	Condensador	\$ 530,00	\$ 689,00	\$ 640,00	\$ 832,00
$Z_{TROCADOR}$	Trocador de Calor	\$ 265,00	\$ 344,50	\$ 320,00	\$ 416,00
Z_{BOMBA}	Bomba	\$ 265,00	\$ 344,50	\$ 320,00	\$ 416,00
	VALOR TOTAL	\$ 22.058,47		\$ 26.885,14	

Fonte: Elaboração do autor

Na figura 10 é representado, graficamente, a porcentagem de contribuição de cada equipamento no custo total do Chiller, para ambos os ciclos

Figura 10 – Porcentagem de capital de investimento por equipamento



Fonte: Elaboração do autor

É importante ressaltar que, como o sistema de energia solar está integrado ao ciclo de absorção através do gerador, adicionou-se os custos do sistema da energia solar aos custos do gerador. Essa soma foi representada pela variável (Z_{GERADOR}).

A equação 2.33 ainda tem como variáveis os termos CRF (fator de recuperação de capital) e τ (horas de operação anual). Para esse último, foi determinado que o sistema opera 8 horas diárias, durante todos os dias do ano.

O valor de CRF pôde ser calculado através da equação 2.34, a qual depende da determinação da taxa de juros do investimento (i_r) e do número de anos úteis (n) da operação do equipamento. A taxa de juros selecionada foi estabelecida baseada na hipótese da aquisição dos equipamentos por uma taxa de juros de 3,528 % ao ano, pelo Banco Nacional do Desenvolvimento (BNDES). Essa taxa de juros foi calculada a partir de uma taxa Selic de 2,25% (valor referente ao dia 27/07/2020), associada a uma taxa operacional do BNDES de aproximadamente 1,25%, ao ano. A linha de crédito hipotética escolhida foi o “BNDES Finame - Energia Renovável”, que se destina a aquisição de equipamentos voltados a implementação de energia renovável.

A determinação do número de anos úteis do equipamento foi de 20 anos, já que autores como Aman, Ting e Hensshaw (2014) e Misra, Sahoo e Gupta (2006) estabeleceram esse mesmo parâmetro em seus trabalhos.

Para o cálculo da equação 2.35, a qual representa as taxas de custos associadas a operação e manutenção (\dot{Z}_k^{OM}), foi importante se realizar algumas considerações. Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) afirmam que as variáveis associadas aos custos variáveis de operação e manutenção ($\omega_k \dot{E}_{P,k}$) e os custos que são independentes do capital de investimento (\dot{R}_k) podem ser negligenciados, tendo em vista que eles assumem valores menores em relação aos custos fixos de operação e manutenção ($\gamma_k Z_k$). Tendo em vista essas considerações, a equação 2.35 é simplificada da seguinte forma:

$$\dot{Z}_k^{OM} = \gamma_k Z_k \quad (2.44)$$

Autores como Cimsit, Ozturk e Kincay (2015), Shirazi *et al.* (2016) e Misra *et al.* (2003) recomendam que o fator de custo fixo de operação e manutenção (γ_k) seja de 1,25%.

Com toda a definição de custo realizada, foi possível a execução da simulação e a obtenção das variáveis termoeconômicas para o estudo termoeconômico.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Análise energética e exergetica

Com a definição dos parâmetros definidos no quadro 8, juntamente com a execução da simulação, pôde-se estabelecer as principais propriedades do ciclo de brometo de lítio e amônia, de acordo com o quadro 14.

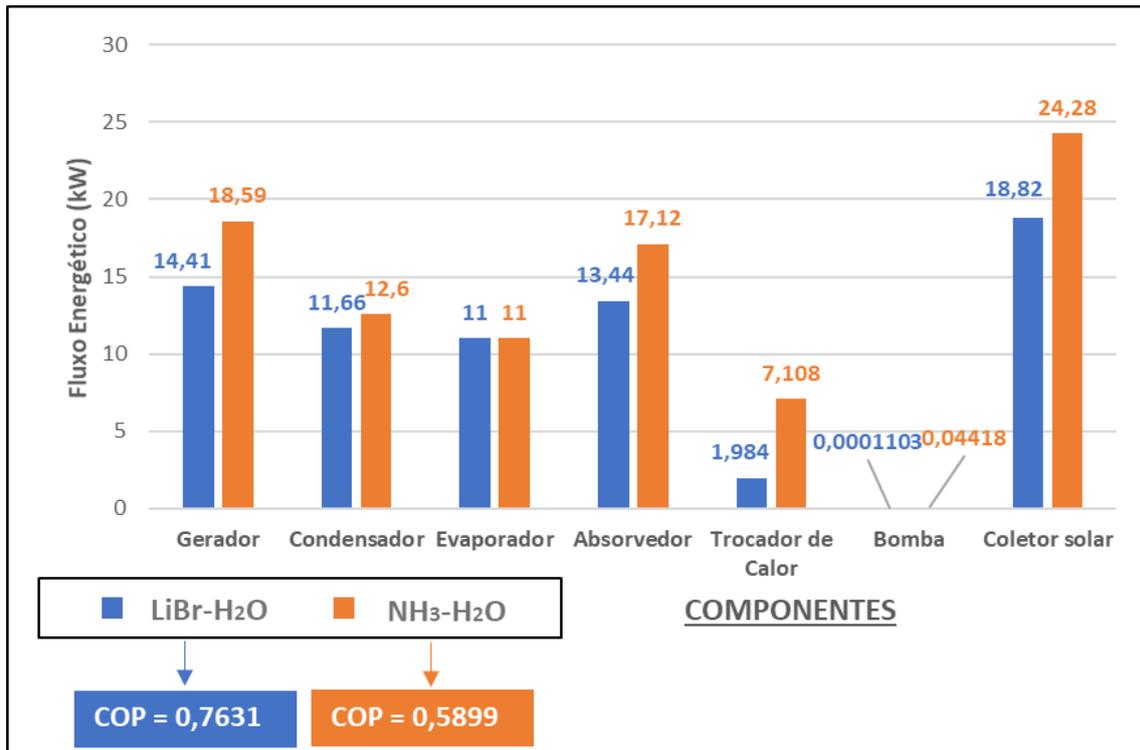
Com as propriedades demonstradas no quadro 14, foi possível o início da análise do modelo analítico do quadro 6, a partir do desenvolvimento do gráfico comparativo dos fluxos energéticos de cada componente e do estabelecimento do COP, nos dois ciclos (LiBr-H₂O e NH₃-H₂O). Esses valores foram obtidos a partir da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica para volume de controle -apresentada na equação 2.15 e 2.17-, e podem ser vistos na figura 11.

Quadro 14 – Propriedades Termodinâmicas do Chiller de Absorção

Propriedades Termodinâmicas do Chiller de Absorção														
Fluido Ponto	Pressão (kPa)		Temperatura (°C)		Fluxo de massa (kg/s)		Concentração (%)		Entalpia (kJ/s)		Entropia (kJ/s)		Exergia (kJ/s)	
	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O
	1	6,28	1167	91	80	0,0282	0,0395	0,64	0,439	236,70	123,20	0,485	0,988	3,9990
2	6,28	1167	81	80	0,0047	0,0098	0	1	2651,00	1627,00	8,564	5,695	0,4795	3,44
3	6,28	1167	36,9	30	0,0047	0,0098	0	1	154,50	341,70	0,531	1,488	0,0041	3,13
4	0,8726	462,6	4,9	2	0,0047	0,0098	0	1	154,50	341,70	0,075	1,033	0,6389	4,46
5	0,8726	462,6	5,1	2	0,0047	0,0098	0	1	2510,00	1464,00	9,024	5,595	-0,8225	2,14
6	0,8726	462,6	38,2	30	0,0329	0,0493	0,5	0,5505	90,40	-101,60	0,235	0,291	2,5110	1,85
7	6,28	1167	38,2	30	0,0329	0,0493	0,5	0,5505	90,40	-101,10	0,235	0,291	2,5110	1,87
8	6,28	1167	63	62	0,0329	0,0493	0,549	0,5505	141,30	45,02	0,392	0,749	2,6980	2,34
9	6,28	1167	52	40	0,0282	0,0395	0,64	0,439	166,30	-56,72	0,280	0,447	3,7030	0,46
10	0,8726	462,6	52	40	0,0282	0,0395	0,64	0,439	166,30	-56,72	0,280	0,448	3,6710	0,45
11	101,3	101,3	95	95	0,8900	1,1480	-	-	398,00	398,00	1,250	1,250	26,5700	34,27
12	101,3	101,3	91,2	91,2	0,8900	1,1480	-	-	381,80	381,80	1,206	1,206	23,8900	30,82
13	101,3	101,3	32,5	32,5	1,1150	1,2040	-	-	146,70	136,20	0,505	0,471	0,7652	0,47
14	101,3	101,3	30	30	1,1150	1,2040	-	-	136,20	125,80	0,471	0,437	0,4328	0,21
15	101,3	101,3	6	6	0,4369	0,4369	-	-	25,32	25,32	0,091	0,091	1,1570	1,16
16	101,3	101,3	12	12	0,4369	0,4369	-	-	50,46	50,46	0,180	0,180	0,5336	0,53
17	101,3	101,3	32,5	32,5	1,2850	1,6370	-	-	125,80	136,20	0,437	0,471	0,2229	0,64
18	101,3	101,3	35	35	1,2850	1,6370	-	-	136,20	146,70	0,471	0,505	0,4987	1,12
19	101,3	101,3	95	95	0,8900	1,1480	-	-	395,90	395,90	1,250	1,250	24,7000	31,86
20	101,3	101,3	95	95	0,8905	1,1490	-	-	395,90	395,90	1,250	1,250	24,7100	31,87
21	101,3	101,3	95	95	0,8905	1,1490	-	-	398,00	398,00	1,250	1,250	26,5800	34,29
22	101,3	101,3	98	98	0,8905	1,1490	-	-	419,10	419,10	1,284	1,284	36,3300	46,86

Fonte: Elaboração do autor

Figura 11 – Fluxos energéticos dos componentes do Chiller de Absorção



Fonte: Elaboração do autor.

Verifica-se que, na figura 11, o valor do COP do ciclo de brometo de Lítio (0,7631) é maior que o valor do COP do ciclo de amônia (0,5899). Essa diferença é apontada por diversos autores como Kanabar e Ramani (2016), Herold, Radermacher e Klein (2014) e

Wu et al. (2014), sendo associada ao calor específico da solução aquosa de amônia, o qual é o dobro de sistemas de solução salina aquosa. A partir disso, as ineficiências de troca de calor no Chiller por amônia sofrem um dispêndio maior em sua performance. Conforme está indicado na figura 11, o absorvedor, trocador de calor e condensador do ciclo de amônia possuem um fluxo energético de calor maior que os mesmos equipamentos para o sistema de brometo de lítio. Dessa forma, esses equipamentos contribuem efetivamente para um valor menor do COP encontrado no ciclo de amônia.

Outra razão de haver a diferença do COP está atrelada ao maior fluxo de calor no gerador do ciclo de amônia (18,59 kW) em relação ao gerador do ciclo de Brometo de Lítio (14,41 kW). Jabardo e Stoecker (2018) afirmam que, pelo fato de o ciclo de absorção com brometo de lítio operar em situação próxima ao vácuo, há uma tendência de se ter em Chillers de LiBr-H₂O um menor volume energético necessário no gerador para se atingir as temperaturas de trabalho necessárias. Sendo assim, com esse menor volume energético, maior o COP do ciclo de brometo.

Mesmo que diversos autores afirmem que avaliar a viabilidade de um ciclo de refrigeração apenas pelo COP é uma abordagem simplista (KOTAS, 2013; MORAN *et al.*, 2013), calculá-lo pode ser útil quando se deseja uma avaliação preliminar e rápida sobre a implementação de um processo termodinâmico. Somado a esse contexto, a literatura vem se apresentando divergente no que se diz respeito a uma faixa de valores razoável que sirva de indicativo para essa análise preliminar do COP como um direcionador de viabilidade.

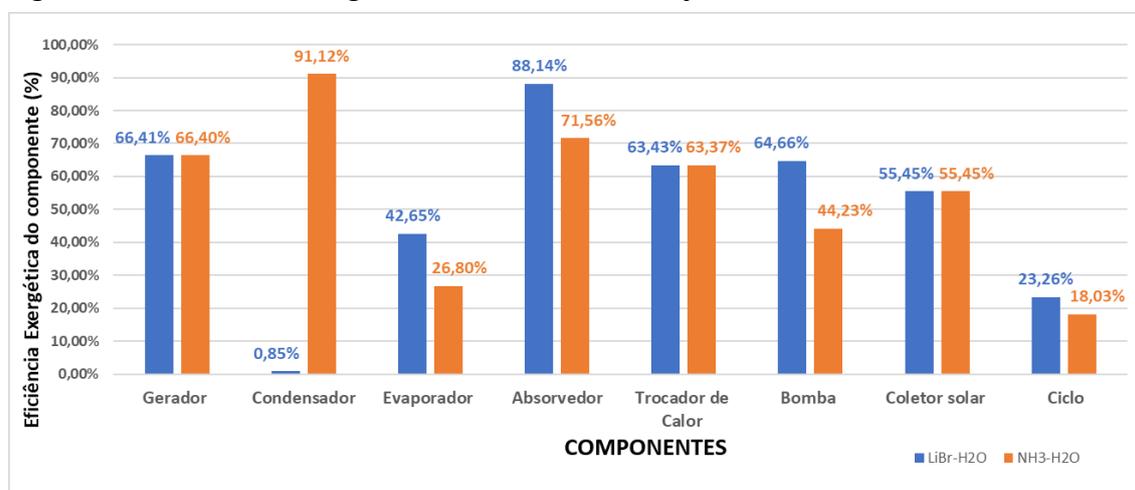
A exemplo desse contexto, verifica-se que o COP encontrado no ciclo de amônia está fora da faixa sinalizada no estudo de Shirazi *et al.* (2018), os quais afirmam que em Chillers de absorção de simples efeito, utilizando sistema energia solar, o COP atinge valores entre 0,7 e 0,8. Já Pintaldi *et al.* (2015) aumenta esse intervalo de valores encontrados, ao ratificarem que Chillers de absorção nessa configuração se enquadram em um intervalo de 0,6 a 1,8. O COP encontrado no ciclo de brometo de lítio converge à ambas constatações dos autores.

É perceptível na figura 11 um valor reduzido do fluxo energético das bombas dos dois ciclos analisados. Vale salientar que é inviável comercialmente haver bombas que ofereçam ao ciclo um valor energético reduzido como é exigido nos ciclos de absorção

analisados. É importante levar em conta que esse baixo valor de fluxo energético está atrelado a uma baixa variação de pressão que o ciclo de absorção comumente apresenta. Havendo essa incompatibilidade técnica entre o valor do fluxo energética da bomba que foi encontrado na simulação do EES® e o que há disponível comercialmente, se pode inferir que, em uma aplicação real do ciclo de absorção proposto nessa pesquisa, as bombas terão um fluxo energético maior do que é simulado.

Para se analisar a eficiência exergética do Chiller de absorção, o gráfico da figura 12 foi desenvolvido.

Figura 12 – Eficiência Exergética do Chiller de Absorção



Fonte: Elaboração do autor

O ciclo de brometo de lítio apresentou uma eficiência exergética de 23,26%, que foi maior que o valor da eficiência do ciclo de amônia, o qual foi de 18,03 %. Essa maior eficiência exergética do ciclo de LiBr-H₂O estão em consonância com trabalhos de revisão de literatura de Abed *et al.* (2017) e Aliane *et al.* (2016), por exemplo.

Essa menor eficiência exergética do ciclo de amônia está atrelada a uma ineficiência exergéticas de equipamentos como o evaporador e absorvedor. Nikbakhti *et al.* (2020) e Iranmanesh e Mehrabian (2013) demonstram em seus estudos que esses componentes, os quais trabalham com maior pressão (que é o caso do ciclo de amônia), tendem a ser mais sensíveis às ineficiências exergéticas geradas por massas térmicas, pois o valor do estado entrópico dos fluidos térmicos, em ciclos de NH₃-H₂O, são maiores, tornando os ciclos de amônia mais susceptíveis às irreversibilidades

exergéticas. Além disso, o fato do fluido de amônia ter um calor específico maior potencializa uma maior ineficiência exergética em ciclos de absorção que utilizam esse fluido.

É válido pontuar que foi apresentado na figura 12 uma grande diferença entre as eficiências exergéticas do condensador dos ciclos de brometo de lítio e amônia. A eficiência exergética do equipamento é dada de acordo com a equação 2.27, a qual faz uma razão entre a exergia “recuperada” do componente e a exergia gerada pelo componente. O fato de o ciclo de brometo de lítio operar em uma condição de praticamente vácuo (de acordo com os valores de pressão apresentados no quadro 14), faz com que o volume exergético, “recuperado” do condensador, seja um valor muito menor que o volume exergético “gerado” desse mesmo equipamento no ciclo de LiBr-H₂O. Assim, encontra-se uma eficiência exergética muito baixa do condensador nesse ciclo. A mesma baixa eficiência exergética não é vista no ciclo de amônia tendo em vista que, por esse ciclo trabalhar com pressões operacionais maiores, o volume exergético “recuperado” tende a ser maior no condensador desse ciclo, não havendo uma discrepância elevada desse valor em relação ao volume exergético “recuperado”. Um melhor detalhamento desses volumes exergéticos “recuperado” e “gerado” para ambos os ciclos estão detalhados nos quadros 16 e 17.

Observa-se que, ao se analisar a eficiência exergética de um componente (como o condensador supracitado) que apresenta um valor reduzido, não necessariamente esse mesmo equipamento pode ser elencado como o equipamento que mais contribui para as irreversibilidades do ciclo. Isso porque a eficiência exergética de cada componente é uma análise individualizada. Isso quer dizer que um equipamento pode possuir uma baixa eficiência exergética, entretanto o mesmo pode ter um valor de dispêndio exergético muito pequeno, quando comparado ao volume exergético total (em kW) que o ciclo despende.

Para realizar essa análise do dispêndio de cada componente, em função do ciclo, foi construído uma análise de todos os volumes exergéticos gerados, recuperados, e perdidos, a partir do equacionamento demonstrado no quadro 15.

Quadro 15 – Equacionamento dos fluxos exergeticos gerado, recuperado e perdido

Fluxos exergeticos do Chiller de Absorção			
COMPONENTE	Gerada	Recuperada	Perdida
Gerador (kW)	$\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}$	$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_2 - \dot{E}x_8$	-
Condensador (kW)	$\dot{E}x_2$	$\dot{E}x_3$	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}$
Evaporador (kW)	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5$	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16}$	-
Absorvedor (kW)	$\dot{E}x_5 + \dot{E}x_{10}$	$\dot{E}x_6$	$\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17}$
Trocador de Calor (kW)	$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_7$	$\dot{E}x_8 + \dot{E}x_9$	-
Bomba (kW)	\dot{W}_b	$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6$	-
Coletor solar (kW)	$\dot{E}_{solar,ent.}$	$\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{21}$	-

Fonte: Elaboração do autor

Além dos três fluxos exergeticos listados no quadro 15, pôde-se obter facilmente o fluxo exergetico destruído, de cada componente, a partir da subtração entre o fluxo gerado e a soma dos fluxos recuperados e perdidos. Com esses fluxos estabelecidos pôde-se, a partir da aplicação das equações 2.24 e 2.25, encontrar os valores de razão de exergia perdida (Y_p) e razão de exergia destruída (Y_D), respectivamente. Todos esses valores, para os dois fluidos operacionais, podem ser vistos nos quadros 16 e 17.

Quadro 16 – Fluxos exergeticos do Chiller de Absorção de LiBr-H₂O

Fluxos exergeticos do Chiller de Absorção - LiBr-H ₂ O						
COMPONENTE	Gerada (kW)	Recuperada (kW)	Perdida (kW)	Destruída (kW)	Razão de exergia perdida (%)	Razão de exergia destruída (%)
Gerador (kW)	2,68	1,78	0	0,9004	0,00%	33,60%
Condensador (kW)	0,4795	0,004074	0,3324	0,143	69,32%	29,82%
Evaporador (kW)	1,461	0,6233	0	0,8381	0,00%	57,36%
Absorvedor (kW)	2,849	2,511	0,2758	0,06189	9,68%	2,17%
Trocador de Calor (kW)	0,2952	0,1873	0	0,1079	0,00%	36,55%
Bomba (kW)	0,0001103	0,00007	0	0,00004	0,00%	35,34%
Coletor solar (kW)	17,58	9,746	0	7,83	0,00%	44,54%
CICLO	25,34	14,85	0,61	9,88	2,40%	38,99%

Fonte: Elaboração do autor

Quadro 17 – Fluxos exergéticos do Chiller de Absorção de NH₃-H₂O

Fluxos exergéticos do Chiller de Absorção - NH ₃ -H ₂ O						
COMPONENTE	Gerada (kW)	Recuperada (kW)	Perdida (kW)	Destruida (kW)	Razão de exergia perdida (%)	Razão de exergia destruída (%)
Gerador (kW)	3,458	2,296	0	1,162	0,00%	33,60%
Condensador (kW)	3,439	3,133	0,2585	0,04688	7,52%	1,36%
Evaporador (kW)	2,326	0,6233	0	1,702	0,00%	73,17%
Absorvedor (kW)	2,582	1,848	0,4879	0,2466	18,90%	9,55%
Trocador de Calor (kW)	0,7415	0,6233	0	0,1182	0,00%	15,94%
Bomba (kW)	0,044	0,01954	0	0,02464	0,00%	55,77%
Coletor solar (kW)	22,67	10,1	0	12,57	0,00%	55,45%
CICLO	35,26	18,64	0,75	15,87	2,12%	45,01%

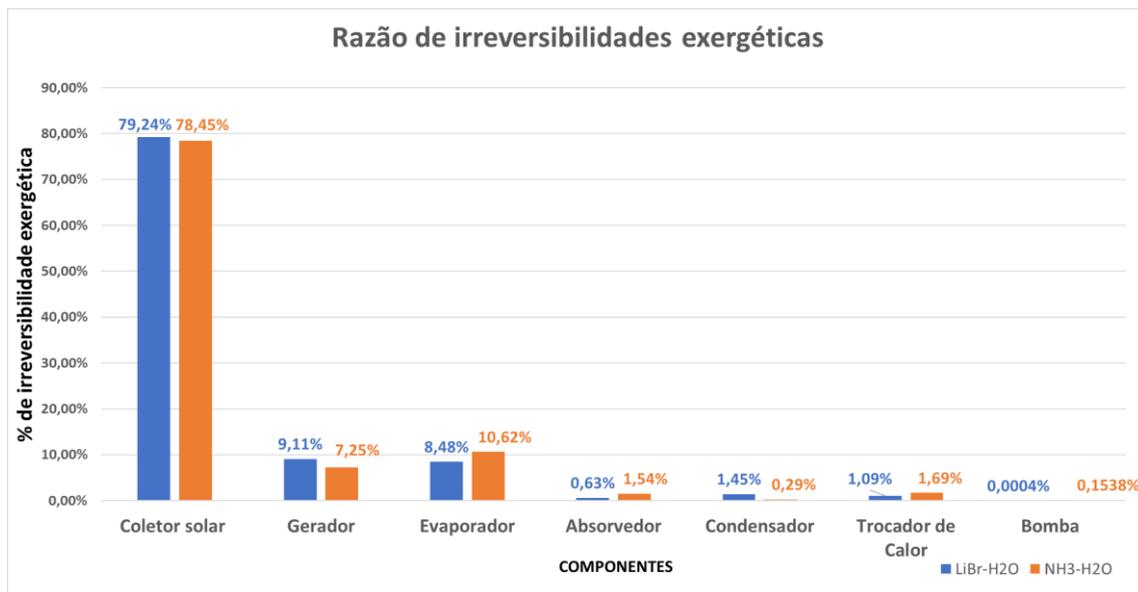
Fonte: Elaboração do autor

O quadro 16 mostra que grande parte da ineficiência operacional do condensador do ciclo de brometo de lítio, discutida anteriormente, está associada à exergia perdida. Isso pode ser evidenciado através da razão de exergia perdida desse equipamento (69,32%). Essa exergia perdida está associada ao processo de arrefecimento do condensador, realizado pela torre de resfriamento. Pelo fato desse processo de arrefecimento promover a liberação do calor para o ambiente (sem haver nenhum tipo de aproveitamento desse volume energético), se justifica a baixa eficiência exergética desse equipamento.

Outra análise comparativa importante diz respeito a razão de exergia destruída em todo o ciclo. Observa-se que a porcentagem de exergia destruída no ciclo de LiBr-H₂O possui um valor de 38,99% (quadro 16), ao passo que 45,01% da exergia gerada no ciclo de NH₃-H₂O é destruída (quadro 17). Esses valores convergem com os estudos de Kanabar e Ramani (2016), Herold, Radermacher e Klein (2014) e Wu *et al.* (2014) pois os mesmos mencionam a “sensibilidade” do ciclo de amônia ter, geralmente, maiores irreversibilidades exergéticas, quando comparado ao ciclo de brometo de Lítio.

Para se ter o entendimento de quais são os principais componentes que contribuem para as irreversibilidades do ciclo, foi desenvolvido o gráfico da figura 13, o qual demonstra a razão de irreversibilidade exergética (Y_D^*) de cada equipamento, para os ciclos de brometo de lítio e amônia.

Figura 13 – Razão de irreversibilidade exergetica



Fonte: Elaboração do autor

É evidenciado na figura 13 que aproximadamente, em ambos os ciclos, quase 80% de todo montante de irreversibilidade exergetica está atrelado ao coletor solar. Essa grande irreversibilidade encontrada nesse equipamento está associada às quantidades do fluxo exergetico destruído em kW, demonstradas nos quadros 16 e 17, sendo no valor de 9,88 kW para o Chiller de brometo de lítio e 15,87 kW para o Chiller de amônia.

A grande perda exergetica associada a coletores solares implementados em ciclos de absorção está atrelada às restrições tecnológicas ainda existentes nesses equipamentos, principalmente relacionado às propriedades metalúrgicas dos coletores solares atuais, os quais são sensíveis e destroem muita exergia na promoção de variações de temperaturas acima de 2 °C. Além disso, a destruição exergetica dos coletores também são associadas ao atrito do fluido viscoso, a qual causa uma queda de pressão entre a entrada e a saída do coletor solar. Apesar dos entraves tecnológicos causadores da destruição exergetica do coletor solar, pode-se melhorar a eficiência exergetica de coletores solares através da otimização da eficiência ótica, buscando uma melhor condução de espectro de absorção desejado (KERME *et al.*, 2017; NGO, BELLO e MEYER, 2013).

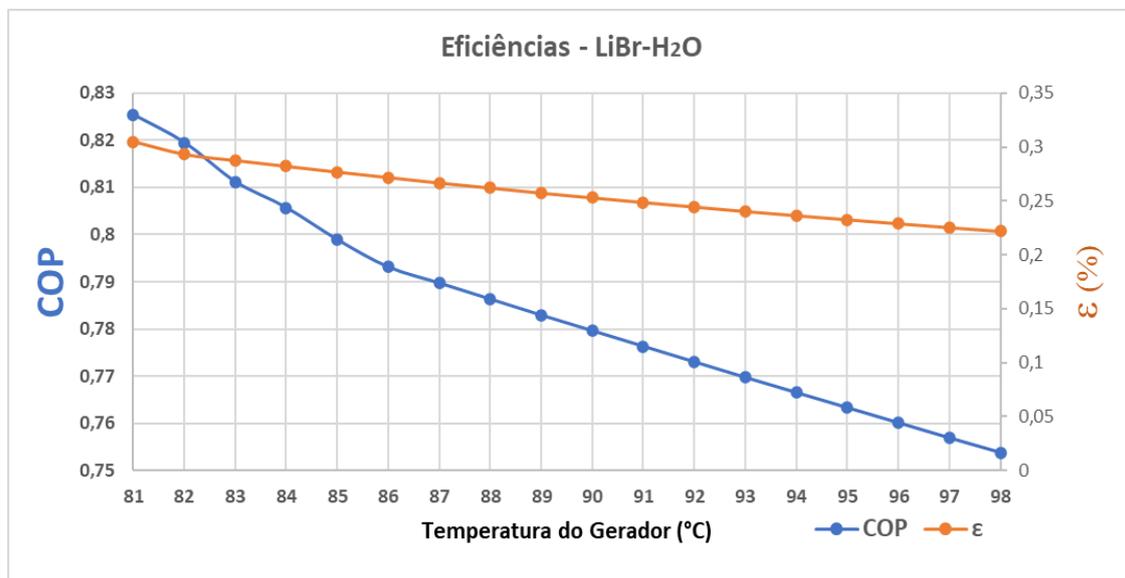
Na figura 13 é mostrado que, seguido do coletor, o gerador também apresenta uma irreversibilidade exergetica razoavelmente elevada. Grande parte da literatura

afirma que o gerador costuma ser o componente com maior contribuição de irreversibilidade exergética. As perdas exergéticas no gerador são causadas pelos diversos fluxos de massas com temperaturas variadas em um único equipamento, além de também serem causadas pelo fato da mudança de concentração das soluções nesse equipamento ser um viabilizador da irreversibilidade (EISAVI *et al.*, 2018; ASHOURI *et al.*, 2010).

Observa-se também, na figura 13, uma irreversibilidade exergética associada aos evaporadores de ambos os ciclos. Cimsit, Ozturk e Kincay (2015) afirmam que as destruições exergéticas desses ciclos são muito dependentes da recuperação exergética que se “oferece” ao ambiente ou fluido térmico (“água gelada de Chiller”, por exemplo) que se deseja. De acordo com os autores, a escolha de um evaporador com uma elevada área de troca térmica superdimensionada pode ser uma das principais razões para uma maior destruição exergética, diante da demanda térmica exigida.

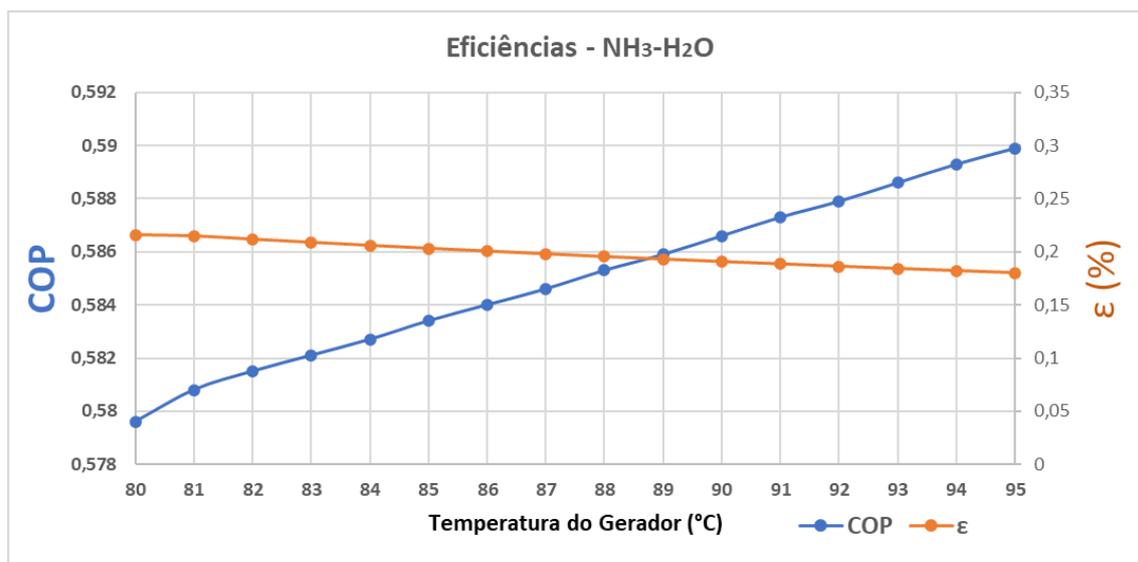
Os gráficos das figuras 14 e 15 demonstram a influência da temperatura no gerador no COP e na eficiência exergética dos ciclos de brometo de lítio e de amônia, respectivamente.

Figura 14 - Influência da temperatura do gerador no COP (Ciclo de LiBr-H₂O)



Fonte: Elaboração do autor

Figura 15 - Influência da temperatura do gerador no COP (Ciclo de NH₃-H₂O)



Fonte: Elaboração do autor

É possível se analisar que em ambos os ciclos das figuras 14 e 15 há um decaimento da eficiência exérgica com o aumento da temperatura no gerador. Pelo fato do gerador precisar de um maior volume de energia térmica externa para o sistema, quando se necessita de temperaturas mais altas do gerador, a irreversibilidade no gerador também aumenta (MARYAMI e DEGHAN, 2017). Asadi *et al.* (2018) corroboram essa sensibilidade do gerador ao ressaltarem que esse componente, por ter dois fluxos térmicos (geração de vapor e solução absorvente) em elevadas temperaturas, acabem sendo impactadas em uma grande perda exérgica.

No que se diz respeito aos valores do COP dos dois ciclos, observa-se um comportamento divergente. Enquanto o ciclo de brometo de lítio apresentou valores descendentes (à medida que a temperatura do gerador aumentou), o COP do ciclo de amônia se comportou em um viés ascendente. O fato do ciclo de LiBr-H₂O apresentar um COP em decaída era esperado devido às mesmas causas relacionadas ao decaimento exérgico demonstrado na figura 14.

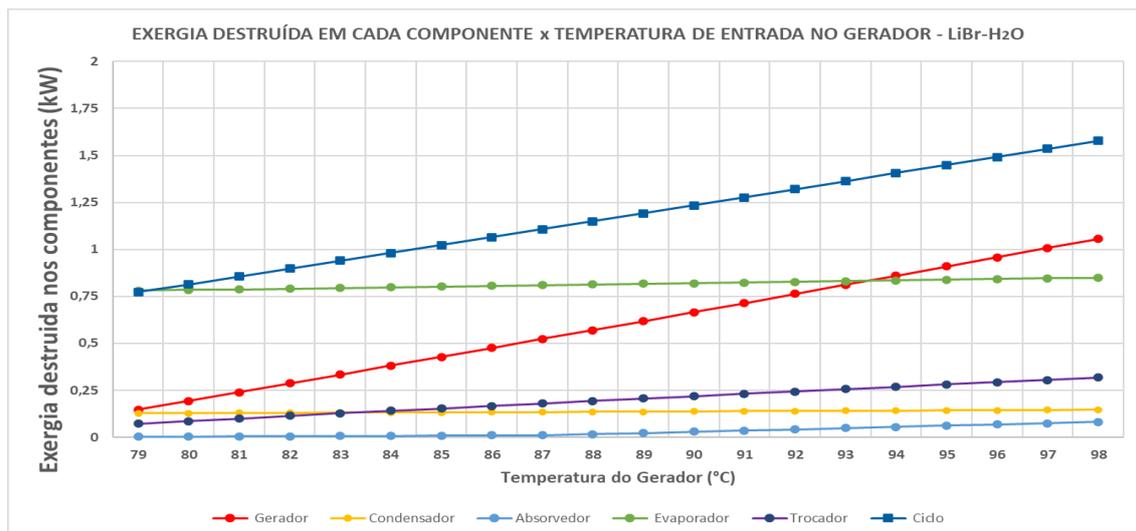
No que se diz respeito ao ciclo de NH₃-H₂O, há uma particularidade relacionada à solução aquosa de amônia que circula entre o trocador de calor e o gerador (de acordo com a figura 8). Ao se elevar a temperatura operacional do gerador, se aumenta também a temperatura de entrada da solução forte aquosa de amônia ("T8"). O que se torna peculiar nesse ciclo é que a solução forte de amônia (na entrada do gerador) possui uma sensibilidade de variação entálpica muito grande. Isso quer dizer que uma leve variação

da temperatura “T8” provoca uma grande variação da entalpia de entrada do fluido aquoso de amônia no gerador. Essa grande variação promove um aumento no COP. Fenômeno similar foi visto no trabalho de Zare *et al.* (2012). Esse comportamento não é visto, contudo, em ciclos que possuem duplo ou triplo efeito, conforme demonstrado no trabalho de Cimsit, Ozturk e Kincay (2015). É oportuno também mencionar que, independente do COP do ciclo de amônia aumentar (por conta da razão citada anteriormente), se torna perceptível que não há um aproveitamento exergético que corresponda a esse maior coeficiente de performance. Isso representa uma menor qualidade no uso da energia, o que indica e comprova as menores eficiências exergéticas em ciclos de absorção de amônia.

Apesar disso, independente dos ciclos adotarem comportamentos diferentes, observa-se que a variação da temperatura não provoca um grande impacto no COP dos ciclos de absorção proposto, tendo em vista que a amplitude de valores desse coeficiente serem na ordem de décimos.

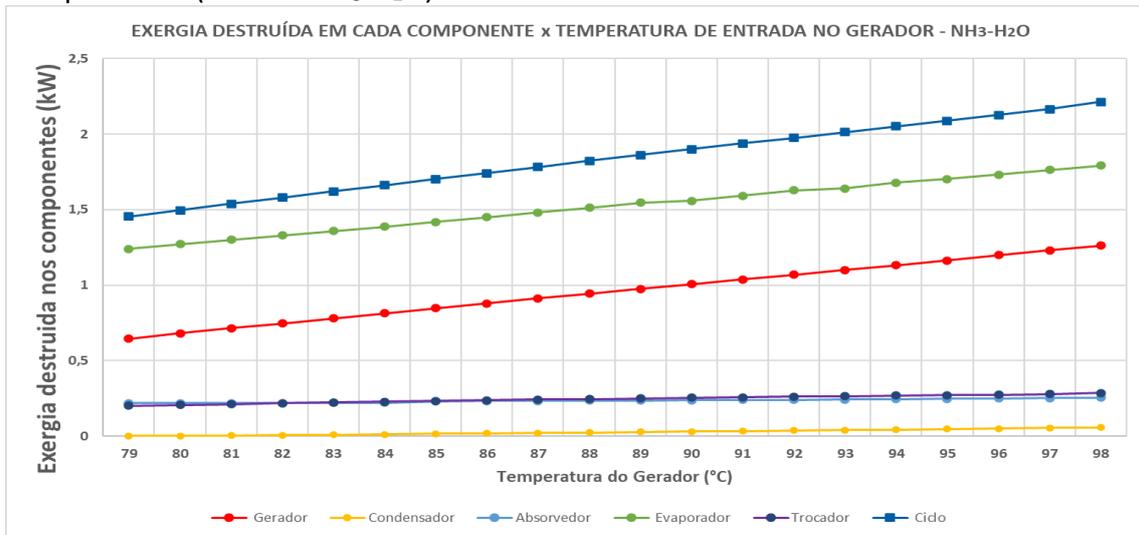
Nas figuras 16 e 17 há a representação do impacto da temperatura do gerador na destruição exergética dos principais componentes do ciclo de absorção.

Figura 16 - Influência da temperatura do gerador na destruição exergética dos componentes (ciclo de LiBr-H₂O)



Fonte: Elaboração do autor

Figura 17 - Influência da temperatura do gerador na destruição exérgica dos componentes (ciclo de NH₃-H₂O)



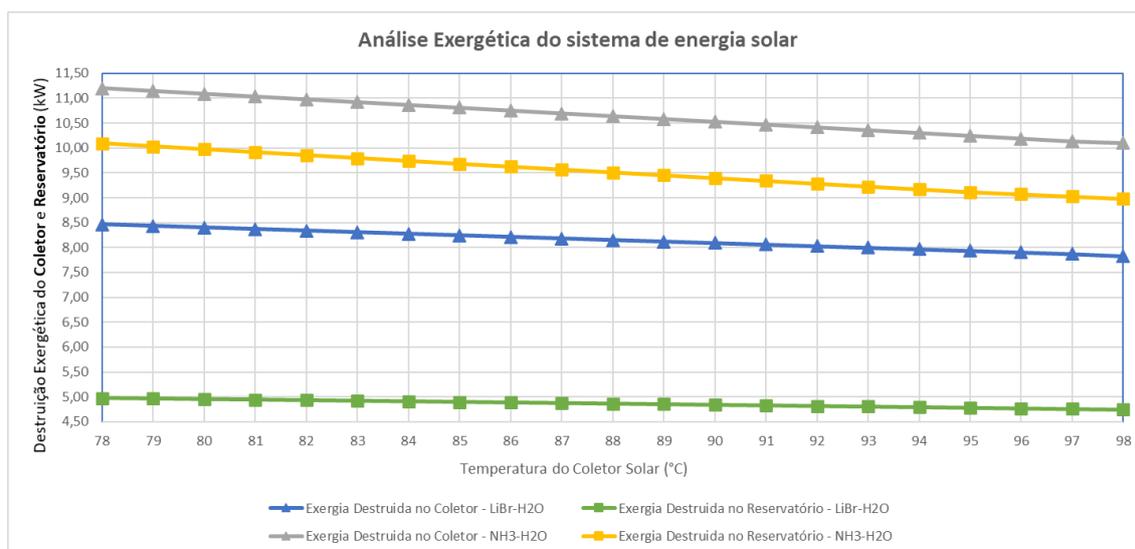
Fonte: Elaboração do autor

As figuras 16 e 17 demonstram que os componentes dos dois ciclos possuem uma mesma tendência ao se variar a temperatura do gerador. Observa-se que o gerador e o evaporador permanecem como os equipamentos que são mais susceptíveis a uma destruição exérgica, relacionando-se com a discussão feita em torno da figura 13.

O absorvedor, trocador de calor e condensador apresentaram uma variação muito pequena de acréscimo de destruição exérgica, diante do aumento de temperatura do gerador. Essa baixa variação nesses equipamentos também foi encontrada por trabalho similar realizado por Kerme *et al.* (2017). Esses autores, juntamente com Martínez, Martinez e Bujedo (2016), afirmam que ciclos de absorção de baixa capacidade de refrigeração tendem a causar uma reduzida variação destruição exérgica de absorvedores, condensadores, trocadores de calor e evaporadores com a variação da temperatura operacional do gerador. Essa sensibilidade á destruição de exergia aumenta à medida que a capacidade de refrigeração do ciclo é maior.

Além da avaliação da destruição exérgica dos componentes do ciclo de absorção, a partir das figuras 16 e 17, foi feita também uma avaliação similar com os componentes pertencentes do sistema de energia solar. Essa avaliação é representada na figura 18, que indica as destruições exérgicas e a eficiência exérgica do reservatório e do coletor solar, para ambos os ciclos.

Figura 18 – Análise exergética do sistema de energia solar



Fonte: Elaboração do autor

Observa-se, na figura 18, que à medida que a temperatura operacional do coletor solar aumenta, há uma menor destruição de exergia do coletor solar. Esse nível de decaimento da destruição exérgica dos coletores é praticamente o mesmo, para ambos os ciclos. De acordo com Ashouri *et al.* (2010), uma temperatura operacional menor do aquecimento do coletor solar promove uma perda exérgica maior- tendo em vista que um grande volume exérgico, proveniente do sol, caso não venha a aquecer o fluido do coletor, se destruirá. É importante visualizar na figura 18 que a destruição exérgica dos reservatórios térmicos seguem o mesmo comportamento de exergia destruída com os seus respectivos coletores solares.

4.2 Análise termoeconômica

Para a realização do estudo termoeconômico do ciclo de absorção, foi feito o levantamento das taxas de custo exérgico (\dot{C}), dado em “\$/h”, e do custo por unidade de exergia, dado em “\$/GJ”. Esses valores foram obtidos a partir da aplicação das equações do quadro 10. O levantamento dessas taxas é representado pelo quadro 18.

Quadro 18 – Custos exergeticos do ciclo de absorção

PONTO DO CICLO	Taxa de custo exergetico (\$/h) \dot{C}		Custo por unidade de exergetia (\$/GJ) c	
	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O
1	1,525	0,8353	106	193,7
2	0,1867	1,338	108,1	108,1
3	0,001586	1,219	108,1	108,1
4	0,2487	1,735	108,1	108,1
5	-0,3202	0,8306	108,1	108,1
6	0,9523	0,8174	105,3	122,9
7	0,9546	0,8271	105,6	122,8
8	1,07	1,347	110,1	159,8
9	1,413	0,3184	106	193,7
10	1,401	0,3118	106	193,7
11-12 (Gerador - C _H)	0,578	0,7456	42,84	42,84
13-14 ($\Delta C_{\text{CONDENSADOR}}$)	0,1897	0,1244	0,1586	0,1337
15-16 (ΔC_{TOTAL})	0,5829	0,9216	0,2598	0,4107
17-18 ($\Delta C_{\text{ABSORVEDOR}}$)	0,1374	0,3362	0,1383	0,1914
C _E (Energia Elétrica)	0,000017	0,006813	42,84	42,84

Fonte: Elaboração do autor

O quadro 18 demonstra que a taxa de custo exergetico relacionada à energia oferecida pelo fluido térmico (\dot{C}_H) do ciclo de brometo de lítio é de 0,578 \$/h, ao passo que a taxa de custo exergetico do ciclo de amônia é 0,7456 \$/h. Isso indica que o ciclo de amônia tem o custo maior no fornecimento de energia à caldeira do ciclo, o que é um resultado esperado, tendo em vista um menor COP do ciclo de amônia, devido a uma maior demanda de calor da caldeira para o ciclo desse fluido.

Essa constatação reflete nos custos exergeticos associados ao processo de fornecimento de “água gelada” ($\Delta \dot{C}_{\text{TOTAL}}$) que ocorre no evaporador. O quadro 18 evidencia que a taxa de custo exergetico de geração de “água gelada” no evaporador é de 0,5829 \$/h (no ciclo de LiBr-H₂O). Em contrapartida, no ciclo de NH₃-H₂O, há uma taxa de custo exergetica de 0,9216 \$/h. Esses valores constatam um menor custo

exergético do ciclo de brometo de lítio no que se diz respeito ao fornecimento de “água gelada”.

Além disso, ainda no quadro 18, observa-se um mesmo valor de 42,84 \$/GJ no custo por unidade de exergia atrelado ao gerador e a energia elétrica fornecida às bombas. Isso se deu pelo fato de que as únicas fontes de exergia em que se há um dispêndio mensal monetário é devido a energia elétrica fornecida às bombas que operacionalizam o sistema de energia solar (bomba 2 e bomba 3) e a bomba pertencente ao ciclo de absorção (bomba 1). Os outros custos associados a operação e manutenção não são contemplados por essas variáveis demonstradas no quadro 18, mas sim às variáveis relacionadas ao termo (\dot{Z}_k).

Seguindo a proposta do bloco metodológico relacionada à análise termoeconômica sugerida por Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) e ratificada por Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), foram elaborados os quadros 19 e 20, os quais evidenciam as seguintes variáveis, para cada componente: custo por unidade de exergia gerada ($c_{G,k}$) e recuperada ($c_{R,k}$), diferença relativa de custo (r_k), taxas de custo exergético destruído ($\dot{C}_{D,k}$) e perdidos ($\dot{C}_{P,k}$), taxa de custo de capital (\dot{Z}_k) e fator exergoeconômico (f_k).

Quadro 19 – Diferença relativa de custo e fator exergoeconômico – LiBr-H₂O

Diferença relativa de custo e Fator exergoeconômico - LiBr-H ₂ O								
EQUIPAMENTOS	Custo por unidade exergética (\$/GJ)			Taxa de custo exergético (\$/h)		Taxa de custo de capital (\$/h) \dot{Z}_k	Custo exergético (destruído + perdido) + Taxa de custo de capital (\$/h) $\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k} + \dot{Z}_k$	Fator Exergoeconômico (%) $f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + (\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k})}$
	Gerada (\$/GJ) $c_{G,k}$	Recuperada (\$/GJ) $c_{R,k}$	Diferença relativa de custo $r_k = \frac{c_{R,k} - c_{G,k}}{c_{G,k}}$	Custo Exergético Destruído (\$/h) $\dot{C}_{D,k}$	Custo Exergético Perdido (\$/h) $\dot{C}_{P,k}$			
Trocador de Calor	8,401	13,26	0,578	0,9069	0	0,002321	0,9093	0,002552
Evaporador	0,3893	0,9352	1,402	0,3263	0	0,01393	0,3402	0,04093
Gerador	0,2156	0,361	0,6744	0,1942	0	0,06462	0,2588	0,2497
Condensador	0,3893	0,3893	1,94E-12	0,05569	0,1294	0,004642	0,1897	0,02446
Absorvedor	0,3793	0,3793	3,62E-15	0,02347	0,1046	0,009284	0,1374	0,06758
Bomba	0,1542	32,78	211,6	0,004361	0	0,002321	0,006682	0,3473

Fonte: Elaboração do autor

Quadro 20 – Diferença relativa de custo e fator exergeticoeconômico – NH₃-H₂O

Diferença relativa de custo e Fator exergeticoeconômico - NH ₃ - H ₂ O								
EQUIPAMENTOS	Custo por unidade exergetica (\$/GJ)			Taxa de custo exergetico (\$/h)		Taxa de custo de capital (\$/h) \dot{Z}_k	Custo exergetico (destruido + perdido) + Taxa de custo de capital (\$/h) $\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k} + \dot{Z}_k$	Fator Exergeticoeconômico (%) $f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + (\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k})}$
	Gerada (\$/GJ) $C_{G,k}$	Recuperada (\$/GJ) $C_{R,k}$	Diferença relativa de custo $\Gamma_k = \frac{C_{R,k} - C_{G,k}}{C_{G,k}}$	Custo Exergetico Destruído (\$/h) $\dot{C}_{D,k}$	Custo Exergetico Perdido (\$/h) $\dot{C}_{P,k}$			
Evaporador	0,389	1,479	2,802	0,6623	0	0,01682	0,6791	0,02476
Trocador de Calor	2,242	3,544	0,5807	0,609	0	0,002803	0,6118	0,004581
Absorvedor	0,4424	0,4424	1,00E-10	0,1091	0,2158	0,01121	0,3362	0,03335
Gerador	0,2156	0,3599	0,6693	0,2505	0	0,08063	0,3311	0,2435
Condensador	0,389	0,389	3,65E-15	0,01824	0,1006	0,005605	0,1244	0,04505
Bomba	0,1542	0,4921	2,191	0,002295	0	0,002803	0,005097	0,5498

Fonte: Elaboração do autor

Conforme sugerido por Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), é interessante que seja criado um *ranking* dos componentes do ciclo na ordem decrescente de “contribuição de custo”, usando a soma “ $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k}$ ”. Esse ordenamento foi feito nos quadros 19 e 20.

A partir do *ranking* feito nota-se que, em ambos os ciclos, o evaporador e o trocador de calor são os componentes que possuem o somatório mais elevado de custo exergetico destruído (“ $\dot{C}_{D,k}$ ”) e perdido (“ $\dot{C}_{P,k}$ ”), além da taxa de custo de capital (\dot{Z}_k). Isso representa que, no arranjo proposto para esse ciclo, caso esses equipamentos (evaporador e trocador de calor) operem com um grande volume de destruição e perda exergetica, haverá, conseqüentemente, um maior dispêndio monetário para o ciclo de absorção, se comparado às outras destruições e perdas exergeticas dos outros componentes. Observa-se ainda que não há uma grande influência as taxas de custo de capital (\dot{Z}_k) nesse somatório (em comparação aos outros dois fatores de custos exergeticos destruído e perdido), pois esses valores, de acordo com os quadros 19 e 20, foram pequenos.

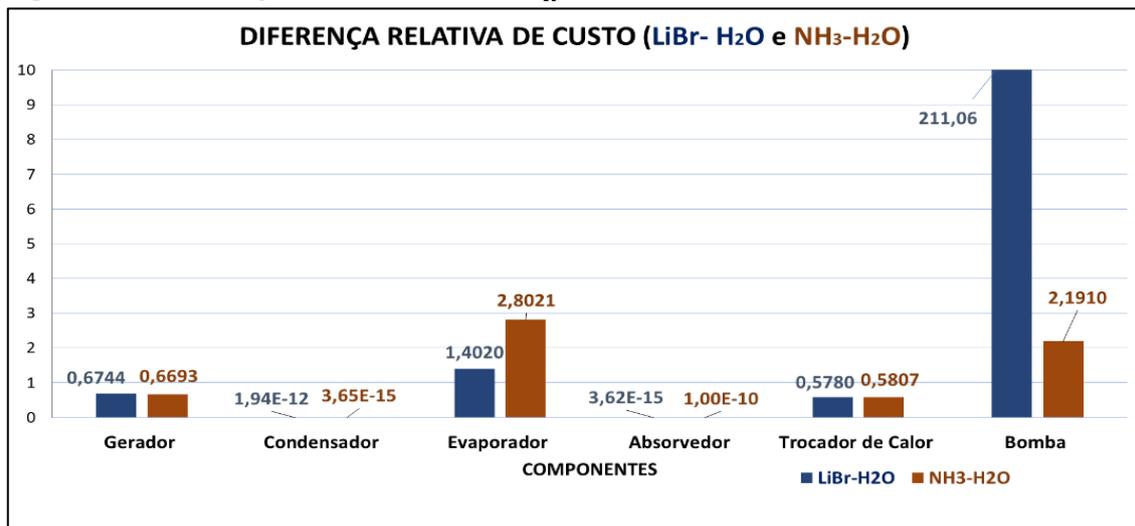
Conforme pontuado no trabalho de Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) e Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), quando equipamentos apresentam um valor alto nesse somatório, pode-se priorizar alguma mudança em seu *design*, com o intuito de tornar esses equipamentos “menos sensíveis” a um alto custo associado às irreversibilidades exergeticas. Essa mudança de *design* nesses componentes pode ser feito com a alteração da área da troca de calor, tanto do evaporador, como do trocador de calor, visando uma melhor otimização de troca térmica, além da mudança de temperatura e

pressão operacional do ciclo, almejando uma melhor eficiência exergética desses equipamentos diante da demanda térmica exigida.

Outro ponto importante a se frisar está relacionado ao fato de que o componente o qual apresentou a maior taxa de custo de capital (\dot{Z}_k) foi o gerador, para ambos os ciclos. Esse valor era esperado tendo em vista que o valor de investimento capital do sistema de energia solar foi “adicionado” ao gerador -graças a interligação entre esses equipamentos na operacionalização do ciclo.

Além disso, de acordo com as orientações dadas pelos autores norteadores da análise termoeconômica, deve ser dada uma atenção aos componentes que apresentaram uma elevada diferença relativa de custo (r_k), especialmente quando as taxas de custo “ \dot{Z}_k ” e “ $\dot{C}_{D,k}$ ” apresentam um elevado valor. Os valores das diferenças relativas de custo estão descritos nos quadros 19 e 20 e demonstrados graficamente na figura 19.

Figura 19 – Diferença relativa de custo “ r_k ”



Fonte: Elaboração do autor

A maior diferença relativa de custo está associada às bombas. Percebe-se um grande pico (211,06) na diferença relativa de custo da bomba do ciclo de brometo de lítio. Como a diferença relativa de custo (r_k) representa o aumento relativo do custo médio, por unidade de exergia, entre o que é gerado e o que é recuperado, a bomba do ciclo de LiBr-H₂O (bomba 1) opera em condição próxima ao vácuo. Isso faz com que a exergia que entra na bomba 1 (energia elétrica) seja muito pouco aproveitada na

elevação de pressão do ciclo de absorção, devido ao fato de que essa pressão de elevação, de acordo com o quadro 14, foi de apenas 0,88726 kPa para 6,28 kPa. Por essa razão, há um grande custo por unidade exergética recuperada da bomba ($C_{R,bomba} = 32,78 \text{ \$/GJ}$, conforme indicado no quadro 19). Aplicando esse alto valor de " $C_{R,bomba}$ " na equação 2.39, se encontra um elevado valor da diferença relativa de custo " r_k ".

Além disso, como o ciclo de amônia promove uma elevação de pressão maior (de 462,6 kPa para 1167 kPa), a diferença relativa de custo da bomba 1, para esse ciclo, é menor (2,1910). Embora ambas as bombas apresentaram um alto valor de " r_k ", os valores de " \dot{Z}_k " e " $\dot{C}_{D,k}$ " não são elevados, o que indica um baixo impacto desse equipamento na redução da eficiência do ciclo.

É notório também, no gráfico da figura 19, uma pequena diferença no valor de " r_k " para os evaporadores do ciclo de LiBr-H₂O e NH₃-H₂O, sendo o valor da diferença relativa de custo do evaporador do ciclo de amônia maior. Essa diferença no valor de " r_k " se justifica por uma menor eficiência exergética do evaporador no ciclo de amônia, em comparação ao ciclo de brometo de lítio (conforme demonstrado na figura 11). Um segundo motivo é devido ao fato da taxa de custo exergético relacionada ao processo de fornecimento de "água gelada" ($\Delta\dot{C}_{TOTAL}$) ser no valor de 0,9216 \\$/h, o qual é maior que o valor do $\Delta\dot{C}_{TOTAL}$ do ciclo de LiBr-H₂O, que é 0,5829 \\$/h. Esses valores podem ser vistos no quadro 19.

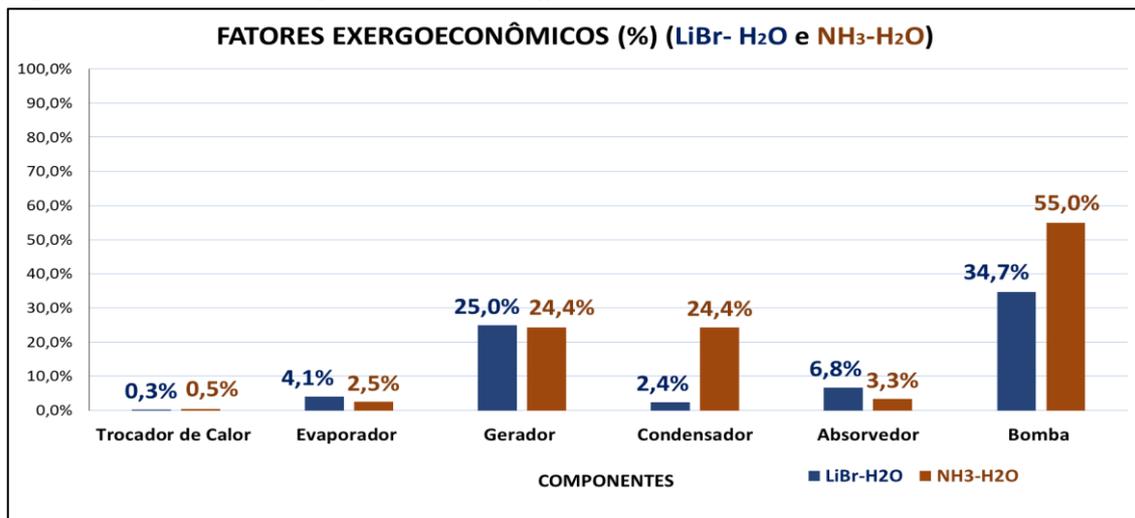
Dessa forma, com uma menor eficiência exergética do evaporador do ciclo de NH₃-H₂O, associada a um maior custo exergético $\Delta\dot{C}_{TOTAL}$, o evaporador do ciclo de amônia possui uma maior diferença relativa de custo " r_k ". Vale salientar que esse mesmo evaporador foi discutido anteriormente como sendo o equipamento que possui o maior somatório " $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k}$ " (igual a 0,6791, conforme indicado no quadro 20).

A partir desse cenário, Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) e Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), pontuam que uma maior atenção deve ser dada ao dimensionamento e parâmetro de processo a equipamentos que possuam, concomitantemente, um alto valor de " r_k ", associado a uma elevada soma de " $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k}$ ". Embora o escopo dessa pesquisa não contemple a otimização desses equipamentos, há uma grande possibilidade de que o evaporador do ciclo de amônia,

ao passar por uma análise de otimização, seja modificado (em sua geometria e/ou condições operacionais), para um melhor aproveitamento exergético do mesmo.

Outro item de suma importância para uma avaliação termoeconômica do ciclo de absorção é o fator exergoeconômico (f_k). Os valores de " f_k ", para cada ciclo, estão descritos nos quadros 19 e 20 e demonstrados graficamente na figura 20.

Figura 20 - Fatores exergoeconômicos " f_k "



Fonte: Elaboração do autor

O fator exergoeconômico expressa, em forma de razão, a porcentagem de contribuição do custo não exergético para o aumento do custo total (LAZZARETTO E TSATSARONIS, 2006).

Um valor alto de " f_k " aponta para a realização de uma análise apurada na possibilidade de se reduzir o investimento de capital do componente em detrimento à eficiência do componente. Em outras palavras, um elevado valor desse fator pode indicar que foi feito um investimento de capital elevado em um componente desnecessariamente, tendo em vista o baixo impacto desse componente na eficiência geral do ciclo.

Um baixo valor de " f_k " é um indicativo de que se deva incrementar o investimento de capital sobre o componente, almejando a sua melhora na eficiência exergética.

No caso da figura 20, verifica-se que as bombas foram os equipamentos que apresentaram os maiores fatores exergoeconômicos. Esses valores da bomba se apresentaram maiores que os demais componentes devido à proporção adotada no quadro 12. Segundo Souza *et al.* (2020), bombas geralmente possuem fatores

exergoeconômicos maiores que 55%. Os autores ainda afirmam que, por mais que esses equipamentos apresentem comumente um alto valor de " f_k ", é aceitável que se tenha valores nessa ordem, já que houve um baixo investimento nesse equipamento, em comparação ao custo total do ciclo de absorção.

Percebe-se que o ciclo de brometo de lítio teve um valor de $f_{bomba}=34,7\%$, e o ciclo de amônia um valor de $f_{bomba}= 55\%$. Em ambos os casos, o fator exergoeconômico foi menor do que o esperado, o que indica que houve um bom equilíbrio entre o que foi investido nesse equipamento e o impacto de destruição exergética que essa bomba gera no ciclo (sendo um baixo impacto, no caso). É válido ressaltar que, no caso dessa pesquisa, foi adotado que o custo da bomba (de acordo com o quadro 12) representa apenas 5% do custo total do Chiller.

Outro fator exergoeconômico que apresentou um valor um pouco maior (em relação aos outros equipamentos) foi o gerador. Como já mencionado nesse capítulo, o gerador teve um alto valor de investimento devido à incorporação dos custos relacionados ao sistema de energia solar (coletores solares, reservatório térmico e bombas). Embora um fator exergoeconômico alto indique uma avaliação quanto a redução do investimento (em detrimento da eficiência exergética), ressalta-se que os valores dos componentes do sistema de energia solar (e do ciclo de absorção) foram pesquisados no cenário econômico da pandemia do Corona Vírus. Dessa forma, durante essa pesquisa o valor do dólar estava muito elevado (\$ 5,19), além de que várias empresas estavam imersas em uma crise econômica, promovendo uma diminuição da demanda desse tipo de tecnologia e, conseqüentemente, uma grande elevação dos preços.

Além disto, destaca-se ainda que a tecnologia solar no Brasil é extremamente cara, seja na aquisição de equipamentos ou em sua manutenção. Embora ainda se mantenha nesse cenário, o uso de energia solar teve um aumento de 14,4% no país, no primeiro trimestre de 2020 (antes da pandemia). A perspectiva é que esse tipo de sistema possa, nos próximos anos, diminuir seu valor e se tornar mais acessível (COLLET, 2020).

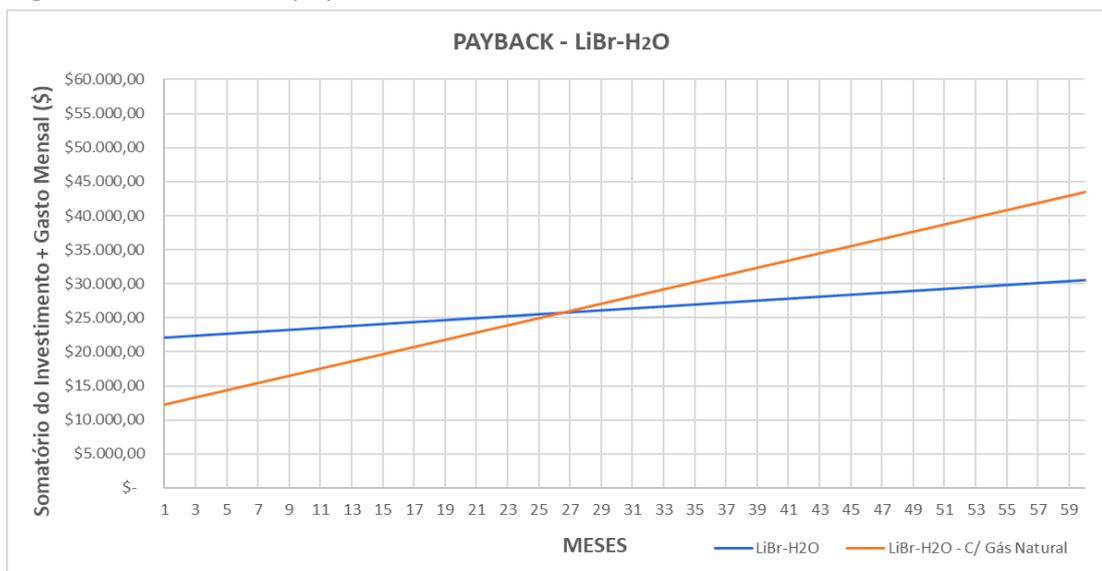
Outro fator importante, representado ainda na figura 20, é uma grande discrepância entre os valores dos fatores exergoeconômicos do condensador

(“ $f_{\text{condensador}}$ ”), o qual apresenta ser maior no ciclo de amônia. Foi discutido, com base na figura 12, que o condensador do ciclo de brometo de lítio possui uma eficiência exergética muito reduzida. Essa ineficiência exergética refletiu, portanto, em um valor menor do “ $f_{\text{condensador}}$ ” para o Chiller de LiBr-H₂O, já que um baixo valor desse fator indica que se deve investir mais no equipamento buscando que o mesmo venha atingir uma maior eficiência exergética.

Os trocadores de calor da figura 20 representaram os menores fatores exergoeconômicos (f_{trocador}). Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), juntamente com Souza *et al.* (2020), apontam que esses equipamentos costumam ter um valor de “ f_{trocador} ” maior que 70%. Os valores encontrados foram 0,3% (LiBr-H₂O) e 0,5% (NH₃-H₂O), o que demonstram que esses equipamentos promovem uma elevada destruição exergética por motivo do baixo investimento realizado sobre os mesmos. De acordo com o quadro 13, o valor do trocador de calor equivale a apenas 5% do valor total do Chiller. Pode-se entender que o nível de contribuição de custo do trocador de calor em um Chiller deve ser maior (ter um maior capital investido). Além disso, como o trocador de calor atua como um economizador para o funcionamento do gerador e do absorvedor, uma maior atenção específica deve ser dada à aquisição e as condições operacionais desse equipamento, visando um aprimoramento exergético do ciclo.

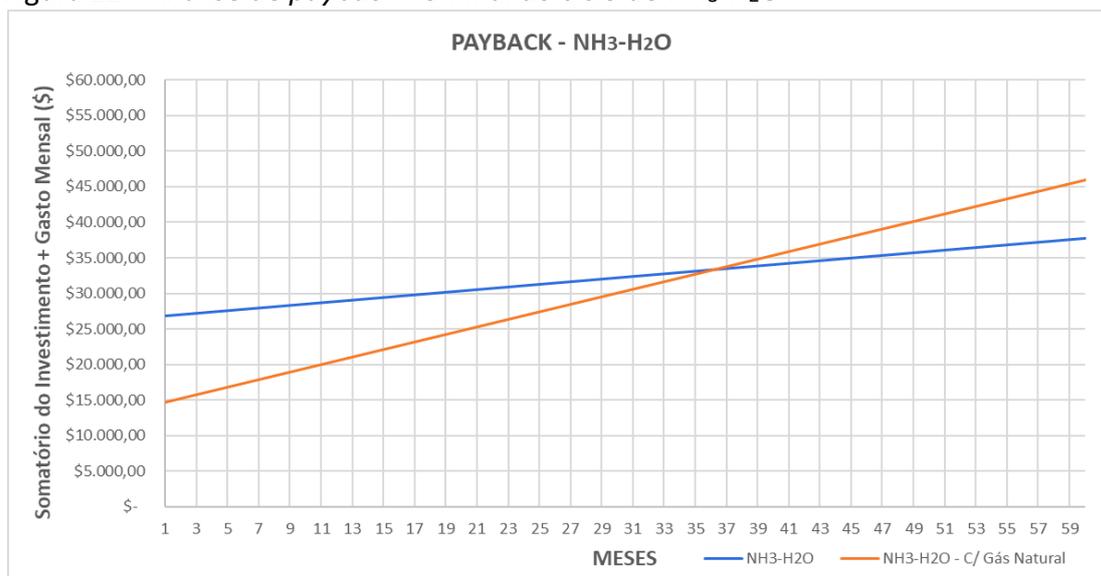
Como última item da análise termoeconômica do ciclo proposto, se efetuou uma análise de *payback* nominal simplificada, a partir de uma análise comparativa do Chiller operando com o sistema de energia solar e com um Chiller integrado a um sistema de queima de gás natural. Essa análise pode ser vista na figura 21 (ciclo de NH₃-H₂O) e figura 22 (ciclo de LiBr-H₂O).

Figura 21 - Análise de *payback* nominal do ciclo de LiBr-H₂O



Fonte: Elaboração do autor

Figura 22 - Análise de *payback* nominal do ciclo de NH₃-H₂O



Fonte: Elaboração do autor

De acordo com as figuras 19 e 20, o retorno do investimento para o ciclo de brometo de lítio ocorrerá no vigésimo sétimo mês de operação, ao passo que o retorno de investimento para o ciclo de amônia acontecerá próximo ao trigésimo sexto mês de operação. O retorno mais longo do ciclo de amônia era mais esperado, tendo em vista o maior dispêndio de capital e de manutenção nesse ciclo (de acordo com as informações do quadro 13).

É necessário pontuar que no estudo feito nesse trabalho não foram contemplados sistemas acessórios que pudessem vir a se somar a um custo mensal na operação do equipamento. Pode-se citar como exemplo a não adoção de um resistor

elétrico no reservatório térmico, para atuar em casos onde o sistema de energia solar não atuasse por questões climáticas ou algo similar.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O trabalho em questão teve como objetivo a demonstração da avaliação termoeconômica da tecnologia de refrigeração solar em um Chiller de absorção de baixa capacidade. Para isso, foi desenvolvido uma análise energética, exergética e termoeconômica de dois ciclos de absorção (operando com LiBr-H₂O e NH₃-H₂O). Utilizando-se uma metodologia descritiva e experimental, com a utilização do programa EES[®], os seguintes resultados foram encontrados.

- O COP e a eficiência exergética do ciclo de LiBr-H₂O foi maior que o do ciclo de NH₃-H₂O;
- O coletor solar foi o equipamento que apresentou maior destruição exergética, em ambos os ciclos;
- Houve uma diminuição da eficiência exergética do ciclo quando se elevava a temperatura operacional do gerador;
- No ciclo de LiBr-H₂O, observou-se um aumento do COP com o aumento da temperatura operacional do gerador. Já no ciclo de NH₃-H₂O, observou-se uma diminuição do COP com o aumento da temperatura operacional do gerador;
- Observou-se um mesmo comportamento de destruição exergética dos componentes do ciclo quando se elevava a temperatura operacional do gerador;
- Verificou-se que quanto maior fosse a temperatura operacional do coletor solar, menor a destruição exergética desse componente, em ambos os ciclos;
- O ciclo de NH₃-H₂O possui um maior custo exergético (\dot{C}_H) relacionado ao fornecimento de energia para gerador, em comparação ao ciclo de LiBr-H₂O;
- O evaporador e o trocador de calor foram os equipamentos que apresentaram a maior soma " $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{P,k}$ ", indicando que uma prioridade de mudança de *design* pode ser dada a esses equipamentos. Vale salientar que esse somatório representa as taxas de capital de investimento (\dot{Z}_k) e de custos de destruição ($\dot{C}_{D,k}$) e perda de exergia ($\dot{C}_{P,k}$);

- A maior taxa de custo de capital (\dot{Z}_k) esteve associada ao gerador (devido ao alto investimento feito na integração entre gerador e sistema de energia solar);
- As bombas, em ambos os ciclos, foram os componentes que apresentaram a maior diferença relativa de custo (r_k);
- Os maiores valores do fator exergoeconômico (f_k) foram encontrados para as bombas e geradores, de ambos os ciclos;
- Os trocadores de calor dos dois ciclos foram os que apresentaram os menores valores de fator exergoeconômico (f_k);
- Em uma análise de *payback* nominal, comparando o ciclo de absorção com sistema de energia solar e um ciclo de absorção (nas mesmas condições) operando com queima de gás natural, observou-se que o retorno do investimento era de 27 meses (para o ciclo operando com LiBr-H₂O) e de 36 meses (para o ciclo operando com NH₃-H₂O).

Como sugestão de melhorias e trabalhos futuros, a partir das lacunas existentes nessa pesquisa, aponta-se a necessidade da implementação de sistemas auxiliares de alimentação de energia (auxiliando o sistema de energia solar). É possível também analisar a utilização de rejeitos térmicos de outros processos térmicos como provimento energético do chiller de absorção, almejando reduzir o grande capital de investimento realizado no sistema de energia solar descrito nessa pesquisa.

Além disso, com a análise termoeconômica realizada nesse trabalho, pode-se desenvolver um estudo de otimização das condições operacionais e dimensionamento dos componentes dos ciclos, visando encontrar o “ponto ótimo” que venha a fornecer ao ciclo uma maior eficiência exergética.

Sugere-se também que esse trabalho sirva como base teórica para futuros trabalhos visando a operacionalização do protótipo de chiller de absorção existente no laboratório de energia do SENAI CIMATEC, visando atender a demanda térmica desse espaço amostral.

Ademais, esse trabalho pode servir como base para o desenvolvimento de análises termoeconômicas de ciclos de absorção de duplo ou triplo efeito, a fim de

analisar comparativamente esses tipos de ciclos de absorção com o ciclo de simples efeito analisado nessa pesquisa.

REFERÊNCIAS

- ABED, Azher M. *et al.* Enhancement aspects of single stage absorption cooling cycle: A detailed review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 77, p. 1010-1045, 2017.
- AGROUAZ, Y. *et al.* Energy and parametric analysis of solar absorption cooling systems in various Moroccan climates. *Case Studies in Thermal Engineering*, v. 9, p. 28-39, 2017.
- ALIANE, A. *et al.* An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 65, p. 443-458, 2016.
- ALLOUHI, Amine *et al.* Solar driven cooling systems: An updated review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 44, p. 159-181, 2015.
- ALMEIDA, Igor MG; BARBOSA, Cleiton RF; FONTES, F. A. O. Análise exergética de um chiller de absorção utilizando o par água/brometo de lítio como fluidos de trabalho. In: Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. 2009.
- ALOBAID, Mohammad *et al.* A review of solar driven absorption cooling with photovoltaic thermal systems. *Renewable and sustainable energy reviews*, v. 76, p. 728-742, 2017.
- AMAN, Julia; TING, DS-K.; HENSHAW, Paul. Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia–water absorption cooling system. *Applied Thermal Engineering*, v. 62, n. 2, p. 424-432, 2014.
- ANAND, S.; GUPTA, Ankush; TYAGI, S. K. Solar cooling systems for climate change mitigation: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 41, p. 143-161, 2015.
- ASADI, Javad *et al.* Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors. *Energy conversion and management*, v. 173, p. 715-727, 2018.
- ASHOURI, Milad *et al.* Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector. *Energy Conversion and Management*, v. 105, p. 1328-1339, 2015.
- BALDWIN, Christopher; CRUICKSHANK, Cynthia A. A review of solar cooling technologies for residential applications in Canada. *Energy Procedia*, v. 30, p. 495-504, 2012.

BANIYOUNES, Ali M. et al. An overview of solar assisted air conditioning in Queensland's subtropical regions, Australia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 26, p. 781-804, 2013.

BARROS, Kliver Moreira; PIMENTA, Adelino Cândido. Matemática Financeira com o Auxílio de Planilhas Eletrônicas: série de pagamentos na prática. *Revista EVS-Revista de Ciências Ambientais e Saúde*, v. 41, n. 1, p. 95-105, 2014.

BEJAN, Adrian; TSATSARONIS, George; MORAN, Michael J. *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, 1996.

BELESSIOTIS, Vassilis; MATHIOULAKIS, Emmanouil; PAPANICOLAOU, Elias. Theoretical formulation and experimental validation of the input–output modeling approach for large solar thermal systems. *Solar Energy*, v. 84, n. 2, p. 245-255, 2010.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; ANTONOPOULOS, Kimon A. Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. *Applied Thermal Engineering*, v. 102, p. 749-759, 2016.

BELLOS, Evangelos et al. Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller—A dynamic approach. *Energy Conversion and Management*, v. 137, p. 34-48, 2017.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; TSIFIS, Georgios. Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios. *Energy Conversion and Management*, v. 148, p. 1055-1069, 2017.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos. Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates. *Applied Thermal Engineering*, v. 126, p. 809-821, 2017.

BUKER, Mahmut Sami; RIFFAT, Saffa B. Building integrated solar thermal collectors—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 51, p. 327-346, 2015.

CALDAS, Thiago; SANTOS, Alex Álisson Bandeira. Modelo de simulação e análise de implantação de sistemas fotovoltaicos nas instalações de um centro de pesquisa. In: *Workshop de Gestão, Tecnologia Industrial e Modelagem Computacional*. 2016.

CHEN, J. F.; DAI, Y. J.; WANG, R. Z. Experimental and analytical study on an air-cooled single effect LiBr-H₂O absorption chiller driven by evacuated glass tube solar collector for cooling application in residential buildings. *Solar energy*, v. 151, p. 110-118, 2017.

CIMSIT, Canan; OZTURK, Ilhan Tekin; KINCAI, Olcay. Thermoeconomic optimization of LiBr/H₂O-R134a compression-absorption cascade refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, v. 76, p. 105-115, 2015.

COLLET, Luciana. Uso de energia solar no Brasil tem aumento de 14,4% no 1º trimestre. 2020. Disponível em: <https://economia.estadao.com.br/noticias/geral,uso-de-energia-solar-no-brasil-tem-aumento-de-14-4-no-1-trimestre,70003273027>. Acesso em: 12 set. 2020.

CRONEMBERGER, Joara; CAAMAÑO-MARTÍN, Estefanía; SÁNCHEZ, Sergio Vega. Assessing the solar irradiation potential for solar photovoltaic applications in buildings at low latitudes—Making the case for Brazil. *Energy and Buildings*, v. 55, p. 264-272, 2012.

DEMIRKAYA, Gokmen et al. Analysis of a combined power and cooling cycle for low-grade heat sources. *International Journal of Energy Research*, v. 35, n. 13, p. 1145-1157, 2011.

DHAHAD, Hayder A. et al. Thermodynamic and thermoeconomic analysis of innovative integration of Kalina and absorption refrigeration cycles for simultaneously cooling and power generation. *Energy Conversion and Management*, v. 203, p. 112241, 2020.

DORGAN Ch. B., LEIGHT S. P., DORGAN Ch. E., Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat, Atlanta: ASHRAE, 2005.

DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A.; BLAIR, Nathan. *Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind*. John Wiley & Sons, 2020.

EISAVI, Beneta et al. Thermodynamic analysis of a novel combined cooling, heating and power system driven by solar energy. *Applied Thermal Engineering*, v. 129, p. 1219-1229, 2018.

F-CHART (org.). Overview EES. Disponível em: <http://fchartsoftware.com/ees/>. Acesso em: 15 ago. 2020.

GIL, Antonio Carlos et al. *Como elaborar projetos de pesquisa*. São Paulo: Atlas, 2017.

GIL, Antoni et al. Material selection and testing for thermal energy storage in solar cooling. *Renewable Energy*, v. 57, p. 366-371, 2013.

FRANCHINI, Giuseppe *et al.* Modeling, design and construction of a micro-scale absorption chiller. 2015.

GODINI, Charles (ed.). Funcionamento e aplicações dos chillers por absorção. 2018. Disponível em: <http://www.engenhariae arquitetura.com.br/2018/04/funcionamento-e-aplicacoes-dos-chillers-por-absorcao>. Acesso em: 21 mar. 2020.

GONÇALVES, Luís Carlos Carrilho; GASPAR, Pedro Dinis. Energia, Entropia, Exergia. ICEUBI, 2011.

GROSU, Lavinia et al. Exergy analysis of a solar combined cycle: organic Rankine cycle and absorption cooling system. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, v. 7, n. 4, p. 449-459, 2016.

GUIMARÃES, Ana Paula C.; GALDINO, Marco A. Potencial Solar - SunData. 2014

HASSAN, H. Z.; MOHAMAD, A. A. A review on solar cold production through absorption technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 16, n. 7, p. 5331-5348, 2012.

HEROLD, Keith E.; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. Absorption chillers and heat pumps. CRC press, 2016.

HOSSAIN, M. S. *et al.* Review on solar water heater collector and thermal energy performance of circulating pipe. *Renewable and sustainable energy reviews*, v. 15, n. 8, p. 3801-3812, 2011.

IBRAHIM, Adnan *et al.* Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors. *Renewable and sustainable energy reviews*, v. 15, n. 1, p. 352-365, 2011.

IRANMANESH, A.; MEHRABIAN, M. A. Dynamic simulation of a single-effect LiBr-H₂O absorption refrigeration cycle considering the effects of thermal masses. *Energy and buildings*, v. 60, p. 47-59, 2013.

JABARDO, José Maria Sáiz; STOECKER, Wilbert F. Refrigeração industrial. Editora Blucher, 2018.

JARUWONGWITTAYA, Tawatchai; CHEN, Guangming. A review: renewable energy with absorption chillers in Thailand. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, n. 5, p. 1437-1444, 2010.

KANABAR, Bhaveshkumar Kantilal; RAMANI, Bharatkumar Maganbhai. Energy and exergy analysis of vapour absorption refrigeration cycle—A Review. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, v. 97, n. 3, p. 479-491, 2016.

KERME, Esa Dube *et al.* Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromide-water absorption cooling system. *Journal of Cleaner Production*, v. 151, p. 60-73, 2017.

KERME, Esa Dube *et al.* Energetic and exergetic performance analysis of a solar driven power, desalination and cooling poly-generation system. *Energy*, v. 196, p. 117150, 2020.

KOTAS, Tadeusz Jozef. *The exergy method of thermal plant analysis*. Elsevier, 2013.

LABUS, Jerko M.; BRUNO, Carles Joan; CORONAS, Alberto. Review on absorption technology with emphasis on small capacity absorption machines. *Thermal Science*, v. 17, n. 3, p. 739-762, 2013.

LAZZARETTO, Andrea; TSATSARONIS, George. SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*, v. 31, n. 8-9, p. 1257-1289, 2006.

LEIVA-ILLANES, Roberto *et al.* Comparison of the levelized cost and thermoeconomic methodologies—Cost allocation in a solar polygeneration plant to produce power, desalted water, cooling and process heat. *Energy Conversion and Management*, v. 168, p. 215-229, 2018.

LEONZIO, Grazia. Solar systems integrated with absorption heat pumps and thermal energy storages: state of art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 70, p. 492-505, 2017.

LUBIS, Arnas *et al.* Solar-assisted single-double-effect absorption chiller for use in Asian tropical climates. *Renewable energy*, v. 99, p. 825-835, 2016.

MARCOS, J. D.; IZQUIERDO, M.; PALACIOS, E. New method for COP optimization in water-and air-cooled single and double effect LiBr–water absorption machines. *International journal of refrigeration*, v. 34, n. 6, p. 1348-1359, 2011.

MARTÍNEZ, José C.; MARTINEZ, P. J.; BUJEDO, Luis A. Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kW LiBr–water absorption chiller. *Renewable Energy*, v. 86, p. 473-482, 2016.

MARYAMI, R.; DEGHAN, A. A. An exergy based comparative study between LiBr/water absorption refrigeration systems from half effect to triple effect. *Applied Thermal Engineering*, v. 124, p. 103-123, 2017.

MILLER, Rex; MILLER, Mark R. *Ar-condicionado e Refrigeração*. 2ª Edição. Rio de Janeiro. LTC, 2014.

MISRA, R. D. et al. Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. *International Journal of refrigeration*, v. 26, n. 2, p. 158-169, 2003.

MISRA, R. D.; SAHOO, P. K.; GUPTA, A. Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, n. 1, p. 47-59, 2006.

MONTAZERINEJAD, Hadis; AHMADI, Pouria; MONTAZERINEJAD, Zeynab. Advanced exergy, exergo-economic and exergo-environmental analyses of a solar based trigeneration energy system. *Applied Thermal Engineering*, v. 152, p. 666-685, 2019.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D.; BAILEY, Margaret B. *Princípios de termodinâmica para engenharia*. Grupo Gen-LTC, 2013.

NGO, Lloyd C.; BELLO-OCHEDE, T.; MEYER, J. P. Exergetic analysis and optimisation of a parabolic dish collector for low power application. In: *Proceedings of the postgraduate symposium*. 2012. p. 22-23.

NIKBAKHTI, Rasoul et al. Absorption cooling systems—Review of various techniques for energy performance enhancement. *Alexandria Engineering Journal*, v. 59, n. 2, p. 707-738, 2020.

NKWETTA, Dan Nchelatebe; SANDERCOCK, Jim. A state-of-the-art review of solar air-conditioning systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 60, p. 1351-1366, 2016.

O'NEILL, Brian C. et al. IPCC reasons for concern regarding climate change risks. *Nature Climate Change*, v. 7, n. 1, p. 28-37, 2017.

OLIVEIRA, Mário José. *Termodinâmica*. Editora Livraria da Física, 2012.

OTANICAR, Todd; TAYLOR, Robert A.; PHELAN, Patrick E. Prospects for solar cooling—An economic and environmental assessment. *Solar Energy*, v. 86, n. 5, p. 1287-1299, 2012.

PETELA, R. Exergy analysis of solar radiation. *Solar Thermal Sciences and Engineering Applications*; Enteria, N., Akbarzadeh, A., Eds, p. 120-210, 2013.

PETELA, Karolina; SZLEK, Andrzej. Energy and exergy analysis of solar heat driven chiller under wide system boundary conditions. *Energy*, v. 168, p. 440-449, 2019.

PETELA, Richard. Exergy analysis of the solar cylindrical-parabolic cooker. *Solar energy*, v. 79, n. 3, p. 221-233, 2005.

PINTALDI, Sergio et al. A review of thermal energy storage technologies and control approaches for solar cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 41, p. 975-995, 2015.

POTTER, Merle C.; SOMERTON, Craig W. *Termodinâmica para Engenheiros*. Bookman Editora, 2017.

RAJA, V. Boopathi; SHANMUGAM, V. A review and new approach to minimize the cost of solar assisted absorption cooling system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 16, n. 9, p. 6725-6731, 2012.

REAL, Daniel et al. Novel non-concentrating solar collector for intermediate-temperature energy capture. *Solar energy*, v. 108, p. 421-431, 2014.

ROBUR (org.). *Catálogo de Produtos*. Verdellino: Fsc, 2020.

ROSIEK, S. Exergy analysis of a solar-assisted air-conditioning system: Case study in southern Spain. *Applied Thermal Engineering*, v. 148, p. 806-816, 2019.

SACRAMENTO JÚNIOR, Gessé do. Chiller de absorção de vapor utilizando o par água e brometo de lítio– simples estágio. 2010. 47 f. Trabalho de conclusão de curso - Curso de Tecnologia em Manutenção Industrial, Senai Cimatec, Salvador, 2010.

SAID, S. A. M.; EL-SHAARAWI, M. A. I.; SIDDIQUI, M. U. Analysis of a solar powered absorption system. *Energy Conversion and Management*, v. 97, p. 243-252, 2015.

SARBU, Ioan; SEBARCHIEVICI, Calin. General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems. *Energy conversion and management*, v. 105, p. 403-422, 2015.

SHIRAZI, Ali et al. Transient simulation and parametric study of solar-assisted heating and cooling absorption systems: An energetic, economic and environmental (3E) assessment. *Renewable Energy*, v. 86, p. 955-971, 2016.

SHIRAZI, Ali et al. Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management*, v. 171, p. 59-81, 2018.

SIDDIQUI, M. U.; SAID, S. A. M. A review of solar powered absorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 42, p. 93-115, 2015.

SOKHANSEFAT, T. et al. Simulation and parametric study of a 5-ton solar absorption cooling system in Tehran. *Energy Conversion and Management*, v. 148, p. 339-351, 2017.

SOUZA, R. J. et al. Proposal and 3E (energy, exergy, and exergoeconomic) assessment of a cogeneration system using an organic Rankine cycle and an Absorption Refrigeration System in the Northeast Brazil: Thermodynamic investigation of a facility case study. *Energy Conversion and Management*, v. 217, p. 113002, 2020.

SUMAN, Siddharth; KHAN, Mohd Kaleem; PATHAK, Manabendra. Performance enhancement of solar collectors—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 49, p. 192-210, 2015.

TIAN, Yuan; ZHAO, Chang-Ying. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied energy*, v. 104, p. 538-553, 2013.

TUNA, Celso Eduardo. *Análise exergética e termoeconomia: sistematização crítica da produção científica*. 2019.

TSATSARONIS, George. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Progress in energy and combustion science*, v. 19, n. 3, p. 227-257, 1993.

VAN WYLEN, Gordon John; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. Edgard Blucher, 2013.

WANG, Xiaolin; CHUA, Hui T. Absorption cooling: a review of lithium bromide-water chiller technologies. *Recent Patents on Mechanical Engineering*, v. 2, n. 3, p. 193-213, 2009.

WINTERBONE, Desmond; TURAN, Ali. *Advanced thermodynamics for engineers*. Butterworth-Heinemann, 2015.

WU, Wei, *et al.* Absorption heating technologies: A review and perspective. *Applied Energy*, v. 130, p. 51-71, 2014.

XU, Z. Y.; WANG, R. Z. Simulation of solar cooling system based on variable effect LiBr-water absorption chiller. *Renewable energy*, v. 113, p. 907-914, 2017.

YAZAKI. *Water-Fired Chiller/Chiller-Heater*. Plano: Culus Listed, 2020.

YILMAZOGLU, Mustafa Zeki; AMIRABEDIN, Ehsan. The verification of the payback time for a solar driven absorption cooling system depending on technological development and design data. *Gazi University Journal of Science*, v. 25, n. 3, p. 793-801, 2012.

ZARE, V. et al. Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia–water power/cooling cogeneration cycle. *Energy*, v. 47, n. 1, p. 271-283, 2012.

ZHAI, X. Q. et al. A review for research and new design options of solar absorption cooling systems. *Renewable and sustainable energy reviews*, v. 15, n. 9, p. 4416-4423, 2011.

ZOGG, Robert A.; FENG, Michael Y.; WESTPHALEN, Detlef. *Air-Cooled Lithium Bromide Absorption Chillers*. New York: Department Of Energy, 2005.