

Sistema FIEB



CENTRO UNIVERSITÁRIO SENAI CIMATEC  
Programa de Pós-Graduação em  
Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial

ANA CAROLINE NEVES DOS SANTOS

**ESTUDO ENERGÉTICO, EXERGÉTICO E AMBIENTAL DE  
CHILLERS DE ABSORÇÃO MOVIDOS A FONTES  
ALTERNATIVAS DE ENERGIA**

Salvador

2023

ANA CAROLINE NEVES DOS SANTOS

**ESTUDO ENERGÉTICO, EXERGÉTICO E AMBIENTAL DE  
CHILLERS DE ABSORÇÃO MOVIDOS A FONTES  
ALTERNATIVAS DE ENERGIA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial do Centro Universitário SENAI CIMATEC como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial.  
Orientador(a): Dr. Alex Álisson Bandeira Santos

Salvador

2023

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca do Centro Universitário SENAI CIMATEC

S237e Santos, Ana Caroline Neves dos

Estudo energético, exergético e ambiental de chillers de absorção movidos a fontes alternativas de energia / Ana Caroline Neves dos Santos. – Salvador, 2023.

84 f. : il. color.

Orientador: Prof. Dr. Alex Álisson Bandeira Santos.

Dissertação (Mestrado em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial) – Programa de Pós-Graduação, Centro Universitário SENAI CIMATEC, Salvador, 2023.

Inclui referências.

1. Chiller por absorção. 2. Eficiência energética. 3. Eficiência exergética. 4. Fontes alternativas de energia. I. Centro Universitário SENAI CIMATEC. II. Santos, Alex Álisson Bandeira. III. Título.

CDD 333.794

## CENTRO UNIVERSITÁRIO SENAI CIMATEC

### Mestrado Acadêmico em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial

A Banca Examinadora, constituída pelos professores abaixo listados, aprova a Defesa de Mestrado, intitulada “**ESTUDO ENERGÉTICO, EXERGÉTICO E AMBIENTAL DE CHILLERS DE ABSORÇÃO MOVIDOS A FONTES ALTERNATIVAS DE ENERGIA**” apresentada no dia 03 de agosto de 2023, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial.

Assinado eletronicamente por:  
Alex Alisson Bandeira Santos  
CPF: \*\*\*.181.785-\*\*  
Data: 03/08/2023 14:29:37 -03:00



Orientador:

**Prof. Dr. Alex Álisson Bandeira Santos**  
SENAI CIMATEC

Assinado eletronicamente por:  
Fernando Luiz Pellegrini Pessoa  
CPF: \*\*\*.470.585-\*\*  
Data: 03/08/2023 16:53:14 -03:00



Membro Interno:

**Prof. Dr. Fernando Luiz Pellegrini Pessoa**  
SENAI CIMATEC

Assinado eletronicamente por:  
Lourenço Gobira Alves  
CPF: \*\*\*.277.595-\*\*  
Data: 03/08/2023 16:20:20 -03:00



Membro Externo:

**Prof. Dr. Lourenço Gobira Alves**  
UFBA

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço à minha família, em especial ao meu companheiro Iuri Ramos, por todo amor, incentivo, compreensão e dedicação.

À minha mãe e aos meus irmãos, por terem sempre me apoiado, incentivado e fomentado meus estudos.

À Gael, meu sobrinho e afilhado, por ser uma fonte de motivação inesgotável.

Aos meus amigos pelo suporte e incentivo.

À minha família adotiva: Família Teixeira, por terem cuidado, carinho, parceria, amizade e acolhimento comigo nos últimos anos. Especialmente à Rafa, pois sem ele eu não teria feito o processo seletivo do mestrado.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Alex Alisson Bandeira Santos, por acreditar no meu potencial, pelas sugestões, esclarecimentos, paciência, dedicação, pela condução durante o processo, e por ter dividido seu tempo comigo.

Aos membros da banca pela disponibilidade em avaliar e realizar comentários construtivos, contribuindo com a evolução do trabalho.

À equipe de Energia do SENAI CIMATEC, por serem facilitadores na minha trajetória. O impulsionamento, conhecimento nas ferramentas e disponibilidade deles foi muito importante para meu desenvolvimento.

Aos professores e colegas dos Programas de Pós-Graduação do SENAI CIMATEC, pela contribuição a minha formação.

Ao SENAI CIMATEC por todo o apoio e infraestrutura.

À FAPESB pelo apoio e incentivo à pesquisa.

À todos aqueles que contribuíram de forma direta ou indireta com meu desenvolvimento pessoal, profissional e educacional.

Sou grata à cada contribuição dada.

## RESUMO

Diante da competição mercadológica e do estudo por novas fontes de energias alternativas, as organizações buscam por padrões de qualidade mundiais que atendam às necessidades reais da sociedade. Este trabalho tem como objetivo estudar e comparar a eficiência energética, exergética e ambiental de um sistema de pequeno porte que faz uso do *chiller* por absorção para conforto térmico, utilizando como fonte primária: a energia solar, biogás e gás natural. Através da 1ª lei e 2ª lei da termodinâmica foram propostos modelos termodinâmicos pode-se obter os dados a eficiência exergética e energética; a análise ambiental foi formulada a partir da metodologia do IPCC (*Intergovernmental Painel on Climate Change*), e as simulações propostas foram realizadas no EES® (*Engineering Equation Solver*). Os sistemas simulados apresentaram um COP 0,8144 e as eficiências exergéticas foram de 25,09% para o sistema solar, 15,72% para o biogás e 17,03% no gás natural. Quando comparados com as fontes alternativas com *chiller* por absorção a um sistema convencional (elétrico) houve cerca de 32 t CO<sub>2</sub> evitadas.

**Palavras-chave:** *chiller* por absorção; eficiência energética; eficiência exergética; fontes alternativas de energia.

## ABSTRACT

Faced with market competition and the study of new sources of alternative energy, organizations seek global quality standards that meet the real needs of society. This work aims to study and compare the energy, exergetic and environmental efficiency of a small system that uses the absorption chiller for thermal comfort, using as a primary source: solar energy, biogas and natural gas. Through the 1st law and 2nd law of thermodynamics, thermodynamic models were proposed to obtain data on exergy and energy efficiency. The environmental analysis was formulated based on the methodology of the IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change). The proposed simulations were performed in EES® (Engineering Equation Solver). The simulated systems presented a COP of 0.8144 and the exergy efficiencies were 25.09% for the solar system, 15.72% for biogas and 17.03% for natural gas. When compared to alternative sources with an absorption chiller and a conventional system, around 32 t CO<sub>2</sub> were avoided.

**Keywords:** absorption chiller; energy efficiency; exergy efficiency; alternative energy sources.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Fonte primária de energia em chillers.....	26
Figura 2. Concentração fraca e forte do absorvente Brometo de Lítio .....	29
Figura 3. Chillers por absorção de simples efeito .....	30
Figura 4. Chillers por absorção de duplo efeito .....	31
Figura 5. Chillers por absorção de triplo efeito .....	32
Figura 6. Relação o COP e a quantidade de efeitos do <i>chiller</i> por absorção .....	33
Figura 7. Concentrações de Brometo de Lítio e Água .....	34
Figura 8. Processo entre dois estados termodinâmico .....	43
Figura 9- Fluxo energético através de um volume de controle.....	45
Figura 10 - Fluxo exergético de um sistema térmico .....	50
Figura 11 – Balanço Exergético no trocado de calor .....	52
Figura 12 – Balanço Exergético no trocado de calor .....	53
Figura 13– <i>Chiller</i> por absorção LG Eletronics .....	57
Figura 14 – Fontes alternativas de energia modeladas .....	58
Figura 15 - <i>Chiller</i> por absorção movido a energia solar.....	66
Figura 16 - <i>Chiller</i> por absorção movido a biogás e gás natural.....	70
Figura 17. Propriedades dos estados do <i>chiller</i> por absorção movido a energia solar .....	75
Figura 18. Propriedades dos estados do <i>chiller</i> por absorção movido a biogás.....	76
Figura 19. Propriedades dos estados do <i>chiller</i> por absorção movido a gás natural.....	77
Figura 20. Influência da concentração fraca de Brometo de Lítio no COP .....	79
Figura 21. Influência da concentração forte de Brometo de Lítio no COP .....	79
Figura 22. Eficiências Exergéticas com as fontes alternativas de energia .....	80
Figura 23. Eficiências Exergéticas dos componentes dos ciclos.....	81
Figura 24. Irreversibilidades dos componentes dos ciclos .....	82
Figura 25. Emissões de CO <sub>2</sub> com as fontes alternativas de energia (t CO <sub>2</sub> ) .....	83

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Ambientes condicionados com chiller por absorção .....	56
Tabela 2 - Dados do coletor solar.....	67
Tabela 3. Propriedades dos combustíveis .....	70
Tabela 4.Fatores de Emissão de CO2 .....	73
Tabela 5.Validação da modelagem proposta .....	74
Tabela 6. Fluxo energético do sistema solar.....	77

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ACV - Análise do Ciclo de Vida

ADM - Administração

ASHRAE - Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-Condicionado

CCP – Coletor de calha parabólica

COP - Coeficiente de Performance

CPPE - Coletor placa plana evacuada

CTE - Coletor do tipo evacuado

EES – *Engeneering Equation Solver*

IPCC - Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas

GEE - Gases do Efeito Estufa

GLP - Gás Liquefeito de Petróleo

PCI – Poder Calorífico Inferior

PIB – Produto Interno Bruto

SENAI CIMATEC - Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial - Campus Integrado de Manufatura e Tecnologia

TI - Tecnologia da Informação

TRNSYS - Transient System Simulation Tool

## LISTA DE SÍMBOLOS

$E$  = Energia

$Ex$  = é a exergia específica por unidade de massa;

$g$  = gravidade

$h$  = a entalpia específica por unidade de massa;

$h_0$  = é a entalpia específica por unidade de massa na condição de referência;

$I$  = irreversibilidade

$J$  = constante de proporcionalidade

$m$  = massa

$\dot{m}$  = vazão mássica

$m_1$  = massa de entrada

$m_2$  = massa de saída

$P$  = pressão devido a componente normal da força

$Q$  = Transferência de calor

$Q_{in}$  = energia recebida

$Q_r$  = quantidade de calor do reservatório térmico;

$W$  = Trabalho

$\oint \delta Q$  = integral cíclica de transferência de calor

$\oint \delta W$  = integral cíclica do trabalho

$v$  = é a velocidade em relação à superfície da terra

$V$  = variação do volume do sistema

$\beta$  = coeficiente de performance

$S$  = entropia

$s$  = é a entropia específica por unidade de massa;

$s_0$  = é a entropia específica por unidade de massa na condição de referência;

$T_0$  = é a temperatura do estado de referência;

$T_f$  = temperatura da fonte final

$T_{amb}$  = *temperatura ambiente*

$T_{sol}$  = *temperatura do sol*

$z$  = a altura m relação ao nível de referência

$\varepsilon$  = é a parcela da exergia química;

$\psi$  = eficiência exergetica

$u$  = volume específico

## SUMÁRIO

SUMÁRIO .....	20
1. INTRODUÇÃO.....	22
1.1. OBJETIVOS.....	23
1.1.1. <i>Objetivo Geral</i> .....	23
1.1.2. <i>Objetivos Específicos</i> .....	23
1.2. IMPORTÂNCIA DA PESQUISA .....	23
1.3. ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO .....	24
2. REVISÃO DA LITERATURA .....	25
2.1. BREVE REVISÃO SOBRE <i>CHILLER</i> POR ABSORÇÃO.....	25
2.1.1. <i>Chiller por absorção de simples efeito</i> .....	28
2.1.2. <i>Chiller por absorção de duplo efeito</i> .....	30
2.1.3. <i>Chiller por absorção de triplo efeito</i> .....	31
2.1.4. <i>Solução de brometo de lítio e água.</i> .....	33
2.2. TECNOLOGIAS POR ABSORÇÃO MOVIDO À ENERGIA SOLAR .....	35
2.3. TECNOLOGIAS DE ABSORÇÃO MOVIDOS A GÁS NATURAL.....	37
2.4. TECNOLOGIAS DE ABSORÇÃO MOVIDOS À BIOGÁS.....	39
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	42
3.1. FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA PARA ANÁLISE DE ENERGÉTICA .....	42
3.2. FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA PARA ANÁLISE DE EXERGÉTICA .....	47
3.3. EMISSÕES DE <b>CO<sub>2</sub></b> .....	54
4. METODOLOGIA.....	56
4.1. MODELAGEM ENERGÉTICA E EXERGÉTICA .....	59
4.1.1. <i>Modelagem energética e exergética do chiller de absorção</i> .....	59
4.1.2. <i>Modelagem energética e exergética do chiller de absorção com a energia solar</i> .....	66
4.1.3. <i>Modelagem energética e exergética do chiller de absorção com biogás e gás natural.</i> .....	69
4.2. ANÁLISE DAS EMISSÕES DE <b>CO<sub>2</sub></b> .....	73
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	74
5.1. VALIDAÇÃO DO MODELO .....	74
5.2. ESTUDO COMPARATIVO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO ENTRE AS FONTES DE ENERGIA NO <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO. ....	74
5.3. ANÁLISE DAS EMISSÕES DE <b>CO<sub>2</sub></b> ENTRE AS FONTES DE ENERGIA NO <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO. ....	83
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES TRABALHOS FUTUROS .....	84

REFERÊNCIAS.....85

## 1. INTRODUÇÃO

O equilíbrio entre o desenvolvimento econômico e a sustentabilidade têm sido assuntos recorrentes à sociedade. Com a finalidade da preservação do meio ambiente em detrimento do consumo demasiado, as políticas ambientais estão se tornando cada vez mais rigorosas quanto ao consumo de energia primária (PETELA *et al.*, 2017). Tendo em vista o cenário energético é evidente a necessidade de ampliação da matriz energética e a promoção do desenvolvimento sustentável, buscando fontes alternativas e renováveis de energia, bem como, o aproveitamento e a melhor aplicação destas (SILVA, 2009). Ao analisar a matriz energética global, percebe-se que apenas 13,8% são derivadas de fontes renováveis, sendo elas: biomassa (9,3%), hidráulica (2,5%), outros – solar, eólica e geotérmica (2,0%) (IEA, 2021); comparado com o cenário brasileiro, verifica-se que 46,2% da matriz energética é oriunda de fonte renovável (EPE, 2020). Contudo, ao analisar a parte renovável da matriz energética brasileira percebe-se que apenas 7% são derivados de energia solar, eólica e geotérmica, e os outros 39,2% é proveniente da hidráulica (12,4%), dos derivados de cana de açúcar (18%) e da lenha e carvão vegetal (8%) (EPE, 2021). Apesar da matriz brasileira ser consideravelmente oriunda de fontes renováveis, os impactos socioambientais de algumas dessas fontes são consideráveis, ao comparado com outras fontes de energia, como por exemplo a energia elétrica produzida pelas usinas hidrelétricas (SILVEIRA, 2018).

A correlação entre a evolução da demanda energética e crescimento econômico medido pelo PIB tem sido recorrente, podendo-se atribuir aos sistemas de condicionamento de ar parcelas de contribuição do aumento do consumo de energia (MURA e INNAMORATI, 2015). A ampliação da demanda do uso de sistemas de ar condicionado e refrigeração pode ser percebido diante crescimento populacional, aquecimento global, ao aumento do padrão de vida social (aumento de equipamentos dentro de edifícios, iluminação, aumento da demanda de conforto dos ocupantes) e características arquitetônicas, como: as enormes fachadas e a utilização de superfícies absorventes de calor (MEHMOOD *et al.*, 2021; ALLOUHI *et al.*, 2015). Além do que, é sabido que cerca 30% da demanda de energia de um empreendimento é destinada aos sistemas de ar-condicionado em diferentes setores (casas, escolas, cantinas, repartições públicas, hospitais, mercados, etc.) e a sociedade se torna cada vez mais exigentes quanto ao conforto (MANSOURI *et al.*, 2015). Diante disso, faz-se

necessário realizar uma análise energética para identificar as tecnologias e metodologias que conduzem a uma economia de energia e otimização ecológica dos sistemas de ar condicionado (MURA e INNAMORATI, 2015). Decorrente disso, atualmente existe foco na utilização de equipamentos que utilizam o ciclo de absorção para promoção de “frio” (MANSOURI *et al.*, 2015).

## 1.1. Objetivos

### 1.1.1. Objetivo Geral

Estudar um chiller por absorção de pequeno porte comparando às diferentes fontes alternativas de energia (solar, biogás e gás natural), avaliando sua eficiência energética, exergética e impacto ambiental.

### 1.1.2. Objetivos Específicos

- Modelar, simular e comparar a eficiência energética, exergética e impacto ambiental do chiller por absorção proposto com as fontes:
  - i. Energia solar
  - ii. Biogás
  - iii. Gás natural

## 1.2. Importância da pesquisa

A Engenharia possui um papel importante na sociedade no que se refere a buscar soluções e tecnologias eficientes para problemas pertinentes do mercado. Esse século é dotado de preocupações para suprir as necessidades energéticas, buscando energias alternativas e sustentáveis. A diversificação da matriz energética em fontes alternativas de energia: biomassa, solar, eólica, nuclear, etc., as altas taxas da energia elétrica e o aumento da demanda energética têm favorecido a busca de novas soluções de tecnologias.

Levando em consideração a importância do consumo energético pelos equipamentos de ar condicionado de uma edificação, torna-se relevante o estudo de fontes de energia e equipamentos alternativos para difusão e aprimoramento das tecnologias existentes. Além disso, a utilização de tecnologias que utilizam fontes

renováveis como fonte primária de energia em sistemas de ar condicionado, estão em ascensão no mercado decorrente da busca por sustentabilidade.

Tendo em vista essa problematização, é importante o estudo da aplicação dessas tecnologias, permitindo que se dê continuidade à busca por soluções eficientes e sustentáveis para o melhor aproveitamento das tecnologias.

### 1.3. Organização do documento

Adiante será mostrado como pode-se obter maior compreensão sobre o texto da dissertação.

No capítulo 1, explora-se uma visão geral sobre o tema onde indica a relevância de busca de fontes alternativas aplicados a condicionamento de ar, e como o chiller de absorção se apresenta nesse cenário.

No capítulo 2, será perceptível que há aplicação de tecnologias renováveis utilizando o chiller de absorção e como elas se apresentam em determinados contextos através de contribuições de alguns autores por meio de uma breve revisão bibliográfica.

No capítulo 3, será mostrado a fundamentação teórica, utilizando-se das leis termodinâmicas para as análises energéticas e exergéticas e a metodologia para análise de emissões  $CO_2$ , que será alicerce para atingir objetivo proposto.

No capítulo 4, será possível identificar quais metodologias foram aplicadas no estudo comparativo e como foi desenvolvido o trabalho proposto, bem como os recursos utilizados.

O capítulo 5 e 6 faz uma abordagem sobre os resultados obtidos, suas implicações, e conclusão sobre o objetivo geral.

## 2. REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1. Breve revisão sobre *chiller* por absorção

Os equipamentos utilizados em sistemas de condicionamento de ar para produção de frio são, na sua maioria, movidos à energia elétrica e o *chiller* é responsável pelo maior consumo de energia nas instalações de ar-condicionado (promoção de frio). Investigar fontes de energia alternativas para sistemas de condicionamento de ar é importante (SHE *et al.*, 2018). O *chiller* é o equipamento responsável pela remoção do calor do ambiente interno e, conseqüentemente, pela produção de frio para o ambiente (STOECKER E JONES, 1985).

Os *chillers* acionados por energia elétrica (considerada uma energia nobre) tem como princípio básico da máquina térmica o ciclo termodinâmico de compressão a vapor e eles são amplamente utilizados para fornecer frio para diversos segmentos (industrial, comercial, residencial e automotivo). Estima-se que 15% da energia distribuída globalmente são destinados a esses equipamentos e contribuem com cerca de 10% com o efeito estufa (SHE *et al.*, 2018). Enquanto os *chillers* por absorção podem ser acionados por diferentes fontes de energia e se mostram promissores para a diversificação da matriz energética por utilizar fontes alternativas de energia (MURA; INNAMORATI, 2015)

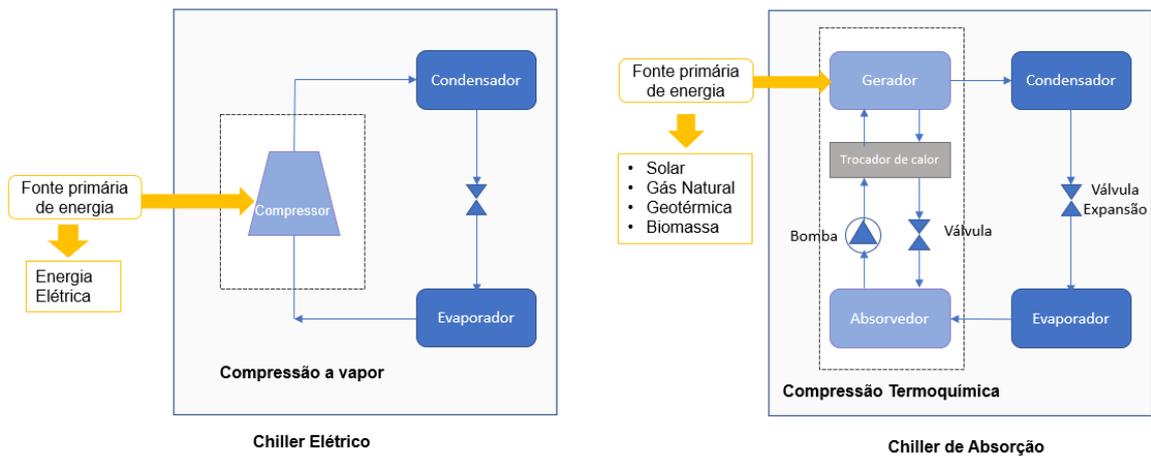
Os equipamentos destinados a promoção de conforto térmico de compressão a vapor (*chillers* elétricos) e por compressão termoquímica (*chillers* por absorção) possuem algumas diferenças e similaridades em seus componentes e fenômenos (MORAN E SHAPIRO, 2006).

Dentre as principais diferenças entre o ciclo de compressão e o de compressão a vapor, conforme mostrado na Figura 1, estão a substituição do compressor por um conjunto de equipamentos: o gerador (às vezes chamado de dessorvedor) que libera vapor ao receber calor; a bomba (fornece energia em forma de pressão); a válvula de redutora de pressão (mantem o diferencial de pressão); permutador/regenerador (que transfere calor entre as soluções forte e fraca) o absorvedor (absorve vapor em líquido enquanto rejeita calor) (ASHRAE, 1997)

Além disso, outro diferencial entre os equipamentos é o tipo de fonte de energia utilizado no funcionamento da máquina térmica. No equipamento por absorção, essa energia é fornecida ao gerador de diversas formas: água quente, vapor, queimadores

de combustíveis ou rejeito térmico de outros processos. Enquanto no equipamento elétrico, o vapor gerado é obtido pela compressão do fluido através da máquina térmica (compressor), sendo sua energia primária a energia elétrica (MORAM E SHAPIRO, 2006).

Figura 1. Fonte primária de energia em chillers



Fonte: Elaborado pelo autor.

Outra observância entre os ciclos de compressão e absorção, são seus fluidos refrigerantes. No ciclo de compressão a vapor (*chiller* elétrico), o fluido refrigerante com estado inicial na forma de vapor saturado seco (ou levemente superaquecido) a baixa pressão é comprimido pelo compressor. O compressor é a máquina de fluxo responsável por realizar trabalho mecânico e fornecer energia (pressão) para o fluido circular no sistema. Ao realizar trabalho, o compressor eleva a pressão do fluido transformando-o em vapor superaquecido (STOECKER E JONES, 1985). No ciclo por absorção o vapor é gerado a partir da dissolução do fluido refrigerante (que é imediatamente evaporado ao receber calor) do fluido absorvente, esse processo ocorre no gerador. A utilização de um par de fluidos, geralmente um refrigerante e um absorvente, para remover o calor do ambiente a ser resfriado, refere-se a capacidade do fluido em absorver grandes vapores de fluido refrigerante sendo separado após obtenção de calor; esse é o princípio básico do ciclo por absorção (CRUZ, L.S., ALMEIDA, A.G.S., 2012). O par de fluidos mais aplicados em chillers de absorção para condicionamento de ar são: brometo de lítio (fluido absorvente) e água (fluido

refrigerante). Quando aplicados em refrigeração industrial os pares mais comuns são: água (fluido absorvente) e amônia (fluido refrigerante) (SHIRAZI *et al.*, 2017; SARBU, 2015). Além do que, o par de fluidos água-brometo de lítio ( $H_2O-LiBr$ ) se torna mais atrativo por ser considerado fluidos sustentáveis (MANSOURI *et al.*, 2015). No ciclo de compressão a vapor apenas um fluido é responsável pela transferência de calor, o fluido refrigerante.

Dentre as similaridades que os ciclos proporcionam, pode-se citar o processo e os componentes de condensação, expansão e evaporação. O fluido refrigerante que estava na forma de vapor superaquecido a alta pressão e temperatura, que foi produzido pelo compressor ou pelo gerador, é transportado pela tubulação e, ao passar pelo condensador, cede calor para o meio. O condensador é um trocador de calor responsável pela condensação do fluido, que ao dissipar calor, na forma de vapor superaquecido do fluido será modificado (à pressão e temperatura constante) para líquido saturado. Após isso, o fluido refrigerante passa por uma válvula de expansão, onde o fluido sofrerá uma redução brusca de pressão, permitindo a evaporação parcial do fluido, ou seja, o fluido que antes tinha o estado de líquido saturado (no ciclo ideal) passará para a zona de saturação, à entalpia constante. A mistura de líquido e vapor deslocará pela serpentina do evaporador (trocador de calor) arrefecendo o ar que cruza o trocador de calor, evaporando completamente e voltando para o compressor (ciclo de compressão) na forma de vapor superaquecido, ou para o absorvedor (ciclo por absorção). O processo de condensação, expansão e evaporação são iguais tanto no chiller elétrico quanto no chiller por absorção (STOECKER E JONES, 1985) (MORAM E SHAPIRO, 2006).

As diferenças entre os processos que ocorrem nos ciclos de compressão e absorção são evidentes. O vapor de baixa pressão produzido pelo evaporador que no ciclo de compressão era recebido no compressor, no ciclo de absorção é recebido pelo absorvedor num processo completamente diferente. Esse vapor gerado agora é absorvido pela solução de fluido refrigerante e fluido absorvente contida no absorvedor e seu processo é realizado por um conjunto de equipamentos (absorvedor, bomba, válvula redutora de pressão, bomba e gerador). A solução contida no absorvedor, é bombeada com uma pressão elevada para o gerador. O fato de um líquido ser bombeado, e não um vapor, é uma vantagem em relação ao processo de compressão de vapor, pois o trabalho requerido pela bomba é menor quando comparado ao trabalho realizado pelo compressor, uma vez que o volume específico

do líquido é menor do que o do vapor (ASHRAE, 1997). Antes da bomba levar a solução líquida a uma pressão elevada para o gerador, o fluido realiza uma troca térmica com um trocador de calor intermediário (retificador) com a finalidade de aumentar o rendimento do ciclo diante o pré-aquecimento da solução que irá para o gerador. Outro componente inerente ao processo de absorção é a utilização da válvula redutora de pressão para a redução da pressão da solução oriunda do gerador para o absorvedor (STOECKER E JONES, 1985).

Essas diferenças apontadas promovem mudanças significativas ao desempenho energético do equipamento – COP (Coeficiente de Performance). A Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-Condicionado – ASHRAE - na Standard 90.1, 2016, recomenda como requisitos mínimos de eficiência energética aos chillers de compressão a vapor, COPs entre 2.98 e 6.28 (em função da: condensação, capacidade e tipo do compressor), enquanto os COPs chillers por absorção variam entre 0.6 e 1.05 (em função da: condensação, número de efeitos do chiller e tipo de queima) (ANSI/ASHRAE/IESNA, 2016)

Assim como os ciclos de compressão à vapor, os equipamentos de absorção podem ser utilizados para resfriamento. Esses equipamentos estão disponíveis no mercado de 10kW a 7000 kW (ASHRAE, 1997).

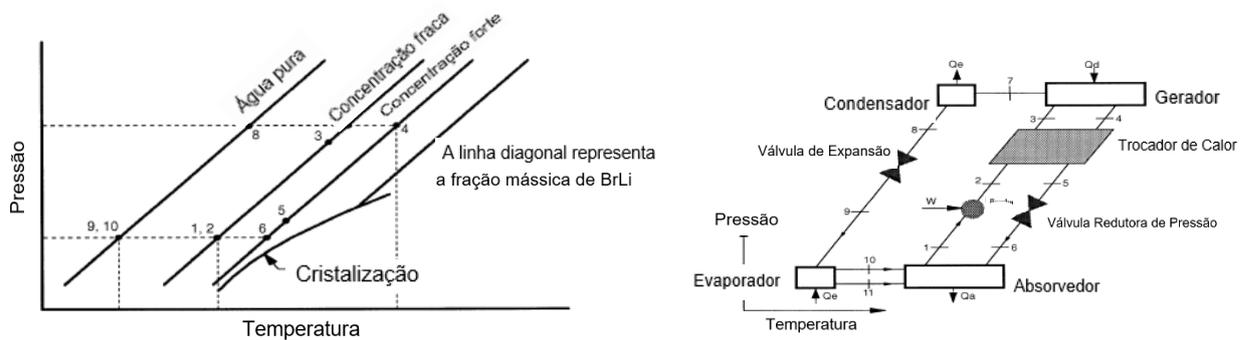
Embora os sistemas de ar condicionado por compressão mecânica de vapor tenham sido e ainda sejam amplamente usados em muitas instalações, incluindo edifícios comerciais, residenciais e industriais para o conforto, a tecnologia de absorção está avançando e ganhando implementação mais ampla para resfriamento. Isso se deve à baixa necessidade de energia de entrada dos chillers por absorção, seus fluídos ecológicos e podem ser alimentados por diversas fontes de energia, como solar, calor residual, gás natural, geotérmica e de biomassa, além de fornecerem um resfriamento confiável (ASHRAE, 1997).

#### 2.1.1. Chiller por absorção de simples efeito

Um chiller por absorção de simples efeito é o tipo mais básico entre os chillers por absorção, os componentes desse ciclo são mostrados na Figura 2. Ele consiste em dois componentes principais: o gerador e o absorvedor. O absorvedor ao receber o vapor de baixa pressão oriundo do evaporador, através de um processo exotérmico, reage com a solução de brometo de lítio-água. Essa solução de baixa concentração de brometo de lítio na água (concentração fraca) do absorvedor é impulsionada para

o gerador através da bomba. O gerador que inicialmente contém essa solução em baixa concentração de brometo de lítio-água (concentração fraca) realiza a separação do fluido refrigerante (vapor d'água) da solução de brometo de lítio-água. Quando isso ocorre parte da solução vai para o condensador (vapor superaquecido) e a outra parte para o absorvedor (solução concentrada em brometo de lítio). Os estágios de concentração forte e fraca da solução do brometo de lítio no equipamento de simples efeito são demonstrados na Figura 2.

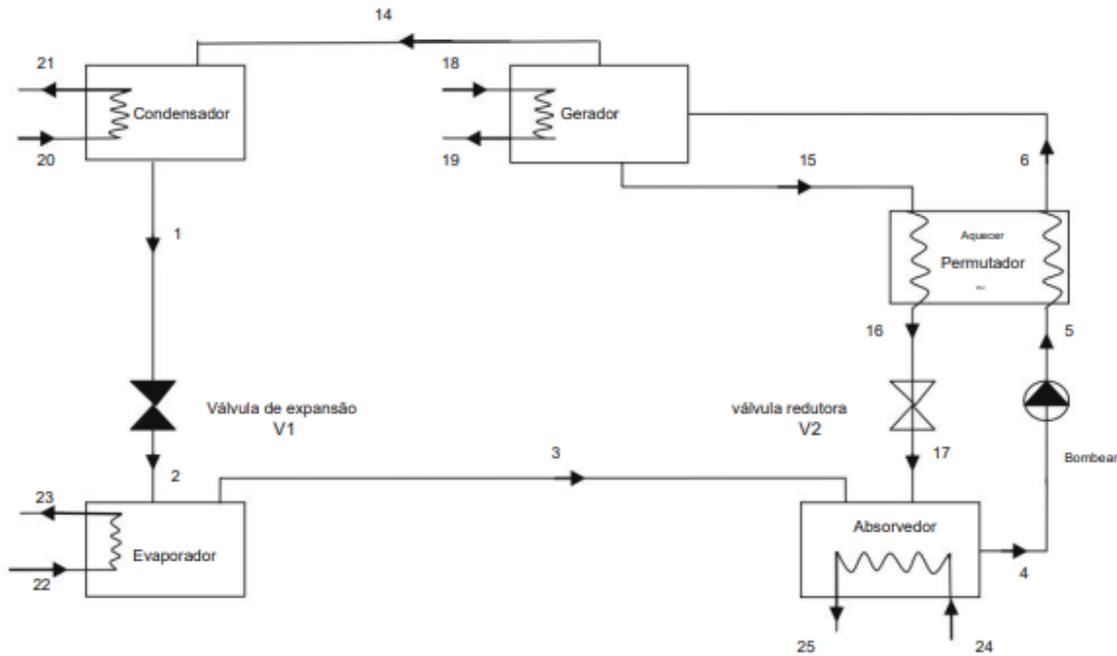
Figura 2. Concentração fraca e forte do absorvente Brometo de Lítio



Fonte: ASHRAE, 1997

O vapor de água (fluido refrigerante) que sai do gerador é direcionado então para um condensador, que rejeita calor para o meio. Ao sair do condensador, a água que antes estava no estado de vapor muda para estado líquido e passa por uma válvula de expansão. Quando o fluido refrigerante sofre o processo de expansão e entra no evaporador, ele absorve energia do meio onde se deseja resfriar e vaporiza toda água esse vapor será conduzido ao absorvedor e um novo ciclo se iniciará. A concentração que antes era fraca (ainda no gerador), ao perder vapor d'água, passa a ser uma solução concentrada em brometo de lítio-água (concentração forte). Essa solução irá para o absorvedor com a pressão reduzida pela válvula redutora de pressão. Entre o gerador e absorvedor existe um trocador intermediário, que tem como principal função aquecer a solução fria do absorvedor diante a troca de calor da solução quente que sai do gerador para o absorvedor (STOECKER E JONES, 1985).

Figura 3. Chillers por absorção de simples efeito



Fonte: Adaptado de Gomri (2010)

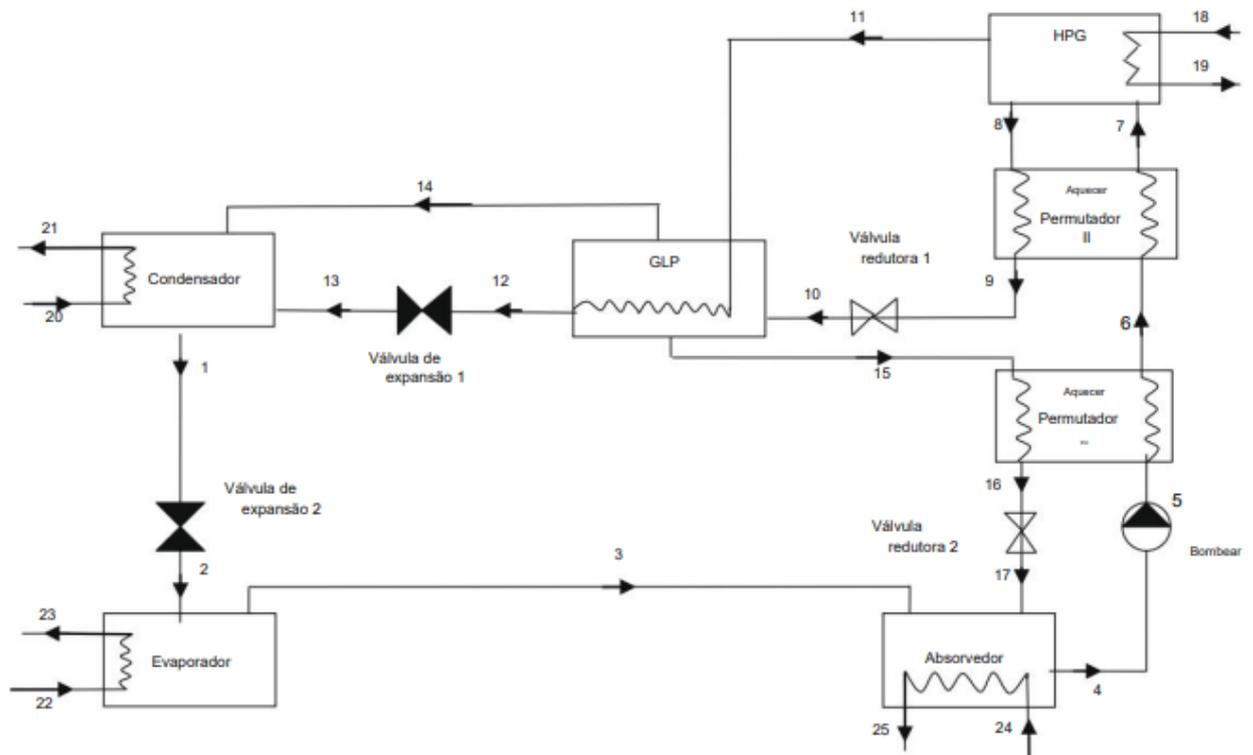
Os *chillers* por absorção de simples efeito ou efeito único possuem em média um COP de 0,7 e opera com temperaturas de entrada de calor na faixa de 90 a 120°C (ASHRAE, 1997).

### 2.1.2. Chiller por absorção de duplo efeito

Um *chiller* por absorção de duplo efeito apresenta um funcionamento similar ao de simples efeito. Contudo, ele adiciona um segundo estágio de aquecimento ao sistema, permitindo um maior nível de desempenho (COP) e maior eficiência energética (ASHRAE, 1997). O chiller de duplo efeito diferentemente do chiller de simples efeito, possui dois geradores, um de baixa pressão e outro de alta pressão. Após a solução de concentração fraca ser bombeada para o gerador de alta pressão (HPG – *High Pressure Generator*), conforme ilustrado na Figura 3, ela é aquecida a uma temperatura relativamente alta, realizando a evaporação do fluido refrigerante da de brometo de lítio na água solução. Esse vapor primário, do HPG, entra no gerador de baixa pressão (LPG – *Low Pressure Generator*), aquecendo a solução de concentração média do gerador gerando vapor secundário e em seguida, condensando-o (GOMRI, 2010). Ao adicionar um estágio adicional de aquecimento, a

máquina se torna uma cascata na qual a rejeição de calor do estágio de alta temperatura dispara o estágio de temperatura mais baixa. (ASHRAE, 1997). Por produzir vapores em dois estágios diferentes e uma faixa de pressão mais alta, as eficiências atreladas ao chiller de duplo efeito é maior quando comparadas a de simples efeito (VAZZOLER; AGUIAR, 2021)

Figura 4. Chillers por absorção de duplo efeito



Fonte: Adaptado de Gomri (2010)

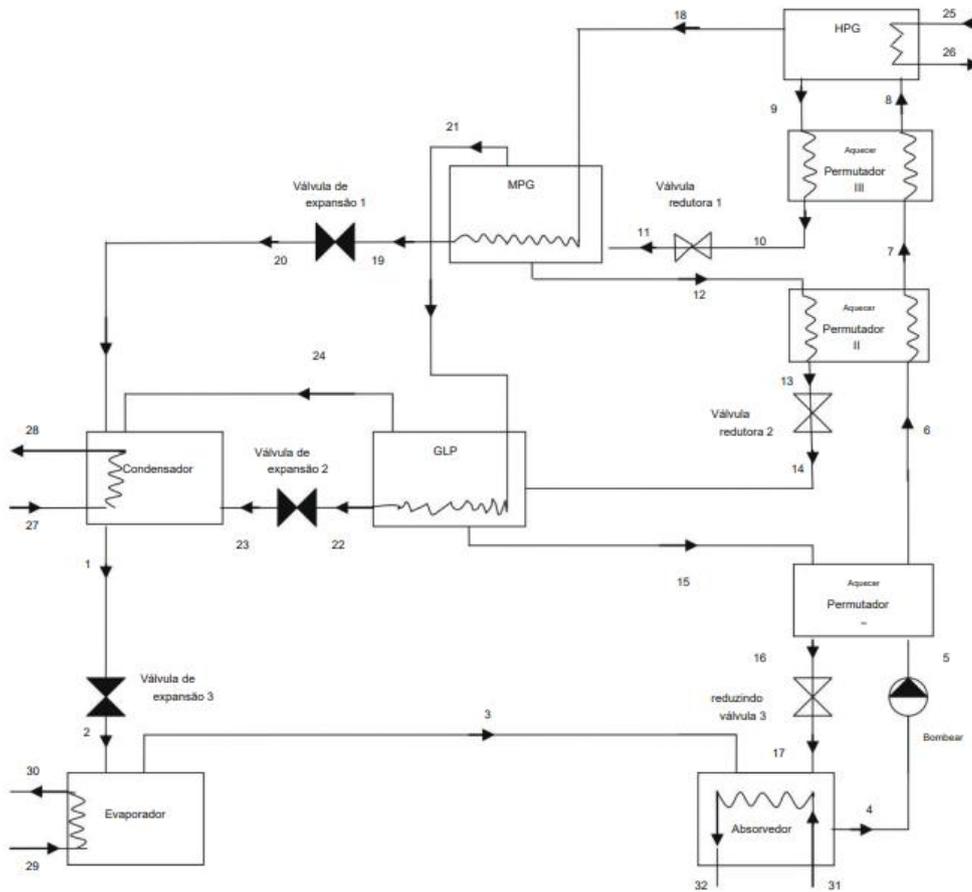
Dependendo da aplicação, os *chillers* de duplo efeito possuem um COP de resfriamento na faixa de 1,0 a 1,2 e trabalham com temperaturas mais elevadas. Os cálculos para determinar sua eficiência é semelhante ao de efeito único, através de seus balanços de massa e de energia (ASHRAE, 1997).

### 2.1.3. Chiller por absorção de triplo efeito

Os chillers por absorção de triplo efeito possuem três estágios de produção de vapor, por meio de três geradores: alta pressão (HPG – *High Pressure Generator*), média pressão (MPG - *High Pressure Generator*) gerador de baixa pressão (LPG – *Low Pressure Generator*), respectivamente (GOMRI, 2010). Por isso podem chegar a

eficiências maiores quando comparados aos sistemas de duplo ou único estágio (VAZZOLER; AGUIAR, 2021)

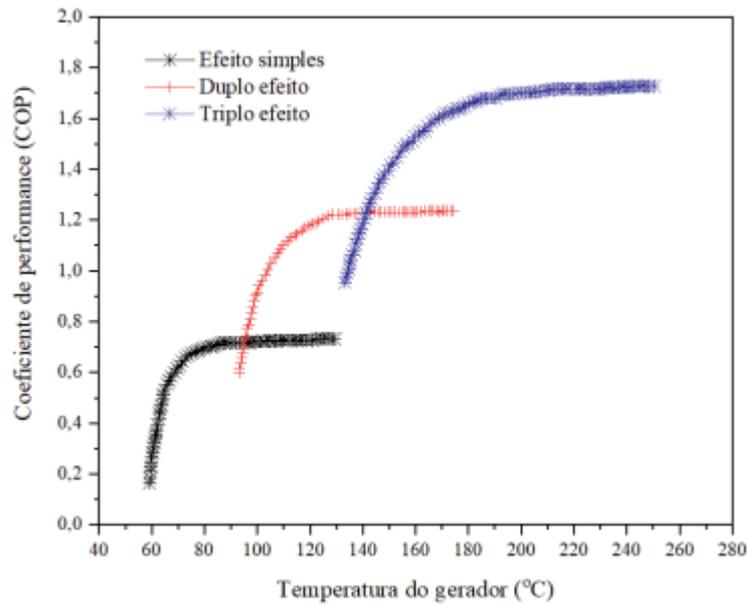
Figura 5. Chillers por absorção de triplo efeito



Fonte: Adaptado de Gomri (2010)

Os *chillers* por absorção de triplo efeito operam com temperaturas acima de 200°C e por isso podem chegar a COPs de até 1,9. Enquanto os *chillers* de duplo efeito operam com temperaturas entre 100°C - 200°C e atingem COPs em torno de 1,2. Já os *chillers* de simples efeito podem chegar próximo a 0,8 e as temperaturas de operação entre 60°C - 120°C. Essa relação entre os COPs e o número de efeitos do chiller pode ser evidenciado na Figura 5.

Figura 6. Relação o COP e a quantidade de efeitos do *chiller* por absorção



Fonte: Vazzoler e Aguiar (2021)

Nota-se que o COP inicialmente exibe um aumento significativo com o aumento da temperatura do gerador e, em seguida, a inclinação das curvas do COP torna-se quase plana ou diminui ligeiramente. Em outras palavras, aumentar a temperatura do gerador acima de um determinado valor não melhora muito o desempenho do equipamento (GOMRI, 2010).

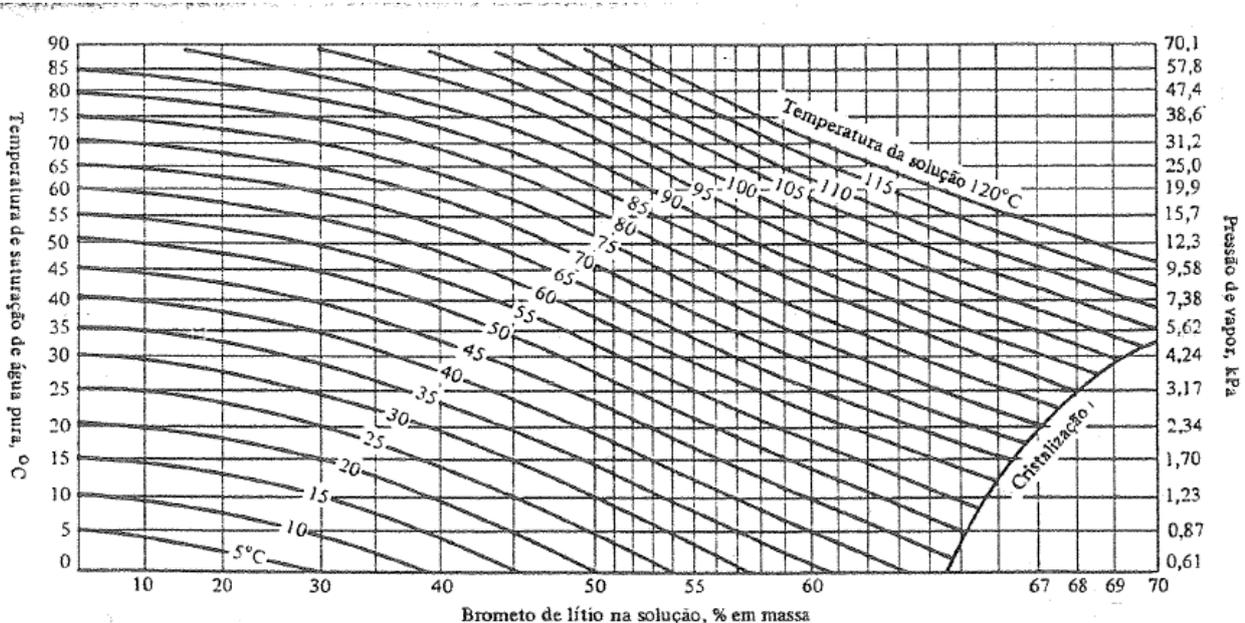
#### 2.1.4. Solução de brometo de lítio e água.

Será utilizado neste trabalho o ciclo de compressão termoquímica com a solução de brometo de lítio e água. As propriedades termodinâmicas da mistura brometo de lítio e água utilizadas neste estudo são fornecidas no arquivo de biblioteca externa do EES ©. Essa biblioteca fornece dados de propriedades para misturas de água e brometo de lítio com base nas informações do Manual de Fundamentos da ASHRAE de 1989 (EES, 2013). O Brometo de Lítio (LiBr) é um sal inorgânico cristalino solúvel em água; diante sua grande capacidade de absorver vapores de água (devido a sua afinidade química) e torna-se numa solução líquida (CRUZ, L.S., ALMEIDA, A.G.S., 2012). Para ser um bom par de fluido, o absorvente deve ter uma forte afinidade com o refrigerante (ASHRAE, 1997).

Alta estabilidade química é necessária porque os fluidos são submetidos a condições severas ao longo de muitos anos de serviço. A instabilidade pode causar a formação indesejável de sólidos ou substâncias corrosivas (ASHRAE, 1997).

Uma das principais características do par refrigerante-absorvente deve obter é não formar uma fase sólida na faixa de composição e temperatura a que pode ser submetido. Se um sólido se formar, presumivelmente interromperá o fluxo e fará com que o equipamento desligue (ASHRAE, 1997). O processo de transformação de uma solução em sólido (cristalização) é baseado no princípio da solubilidade. Quando a solução de brometo de lítio é resfriada, a solubilidade do sal diminui. Isso significa que o solvente/refrigerante (água) não pode mais manter a quantidade de soluto/absorvente (brometo de lítio) diluído e, portanto, o excesso de soluto começa a precipitar na forma de cristais sólidos. Isso ocorre conforme as condições na solução atingem um ponto crítico em relação à saturação, temperatura, pressão e outros fatores químicos. Esse ponto crítico da solução de brometo de lítio e água pode ser observado na Figura 7 em concentrações superiores a 64,6% e a temperaturas superiores a 45°C.

Figura 7. Concentrações de Brometo de Lítio e Água



Fonte: Stoecker e Jones, 1985.

O fluido refrigerante utilizando no ciclo de absorção pode corroer os materiais usados na construção de equipamentos, a fim de evitar isso são usados inibidores de

corrosão (ASHRAE, 1997). A taxa de corrosão dos equipamentos que utilizam a solução de brometo de lítio-água quando comparados a outros pares de fluido é reduzida diante as baixas concentrações de oxigênio internas nos componentes. Entretanto para aumentar a vida útil do equipamento são utilizados inibidores de corrosão como, por exemplo, ácido brômico, cromato de lítio e nitrato de lítio (ALVES, 2018).

## 2.2. Tecnologias por absorção movido à energia solar

Os sistemas resfriamento solar estão, atualmente em rápido desenvolvimento e implantação devido ao crescente interesse em fontes de energia renováveis e sustentáveis. A tecnologia de resfriamento de absorção, que é tradicionalmente alimentada por gás natural em empreendimentos, pode ser adaptada para funcionar com energia solar (SHIRAZI *et al.*, 2017). Além do que, é relevante lembrar que as maiores cargas de resfriamento coincidem com maior disponibilidade de energia solar ofertada (MORIS *et al.*, 2021).

É comum relacionar a quantidade efeitos do *chiller* (único, duplo ou triplo) e o tipo de coletor solar: do tipo tubo evacuado (CTE), placa plana evacuada (CPPE), e calha parabólica (CCP) para determinar o rendimento do ciclo (SHIRAZI *et al.*, 2017; ZF LI, K. SUMATHY, 2000). Diversos autores puderam verificar que os chillers de efeito único, operaram na faixa de temperatura de 80-100 ° C oferecendo COPs entre 0,5 - 0,8. Para atender essas temperaturas normalmente foram aplicados coletores solares com áreas 40 m<sup>2</sup>- 2000 m<sup>2</sup> do tipo CTE (AL-FALAHY *et al.*, 2020; CHEN; DAI; WANG, 2017; BURCKHART *et al.*, 2014; KETJOY *et al.*, 2013), enquanto os chillers de duplo efeito podem atingir COPs mais elevados, até 1,42, mas requerem temperaturas significativamente mais altas, cerca de 180 °C por meio do CPPE (GOMRI, 2010; IBRAHIM *et al.*, 2020). Os chillers de triplo efeito tem sua aplicação mais restrita pois requerem temperaturas elevadas, acima de 225° com CCP (GOMRI, 2010).

Num estudo realizado por Al-Falahi *et al.* (2020) através de simulação do sistema de condicionamento de ar de 35kW no TRNSYS, em Bagdá no Iraque (onde há abundância de energia solar), foi possível obter desempenho energético (COP) entre 0,39-0,52 na combinação de um *chiller* de absorção LiBr-H<sub>2</sub>O de efeito único com CTEs, as temperaturas atingidas no estudo foram até 90°C para produção de

água quente com um sistema de *backup* (aquecedor auxiliar movido a gás).

Chen, Dai e Wang (2017) realizaram uma simulação no TRNSYS de um *chiller* de absorção de efeito único (LiBr-H<sub>2</sub>O) de capacidade de resfriamento de 6kW utilizando CTE, os resultados mostram que o estudo o *chiller por* absorção pode atender cerca de 65% da carga de resfriamento total do edifício obtendo um COP médio de cerca de 0,61.

Ketjoy *et al.* (2013) avaliaram o desempenho de um *chiller* de absorção LiBr-H<sub>2</sub>O com capacidade de resfriamento de 35 kW integrado com 72 m<sup>2</sup> de CTE, as temperaturas médias adotadas no estudo chegaram a 70°C para água quente associado a um sistema de *backup* de gás, foi encontrado uma relação de 2,63 m<sup>2</sup> de área coletora para cada kW de ar-condicionado (no máximo desempenho) e um COP de 0,50.

Estudos realizados por Petela *et al.* (2017) em um sistema de absorção, variando a absorção solar em função da carga de resfriamento, mostram que é possível aumentar o rendimento de potência de resfriamento em vários níveis, foi relacionado a produção de 34 W por 1 m<sup>2</sup> de coletor solar ao ajustar a temperatura de condução do *chiller* (ao comparado com o caso de referência de temperatura de condução) durante a estação de resfriamento, o COP atingiu 0,48.

Alhami *et al.* (2019) verificaram o desempenho energético de uma instalação na Universidade da Indonésia com um *chiller por* absorção de capacidade de 239kW podendo operar com efeito único quando é utilizado a energia solar com CTEs (área de abertura total de 181,04 m<sup>2</sup>) para produzir água quente (temperatura de até 90°C) ou, numa combinação efeito único-duplo quando a capacidade total de resfriamento aumenta e a energia solar é insuficiente para fornecer todas as capacidades de refrigeração e, nesse caso, foi utilizado um sistema auxiliar a gás natural comprimido. Os resultados mostram que o percentual médio de utilização energia solar em detrimento à utilização do gás natural comprimido foi de 41% e o COP do sistema foi de 1,9; além disso registra-se uma redução de 18.720 kg de emissão de CO<sub>2</sub> por ano.

Estudos realizados por, Ibrahim *et al.* (2021) na Arábia Saudita, utilizando resfriadores de duplo efeito, LiBr-H<sub>2</sub>O, acionado por energia solar através do CCP, verificou-se um payback em torno de quatro anos sem armazenamento de energia solar e cinco anos com armazenamento de energia solar.

O sistema de aquecimento e resfriamento acionado por CCT com o resfriador de absorção de LiBr /H<sub>2</sub>O de duplo efeito foi estudado por Zheng *et al.*, 2019 e, a

energia gerada pelos coletores solares, foi fornecida ao *chiller* de absorção durante o período de resfriamento e usada diretamente para aquecimento ambiente com a integração do trocador de calor de placas durante o período de aquecimento. Os modelos matemáticos de todo o sistema foram estabelecidos e validados por testes de campo e, com base nos modelos propostos, ao comparado com o sistema convencional movido a gás por absorção, percebeu-se que houve uma redução de 21,3% do consumo de energia primária, e 18,8% da emissão de  $CO_2$  no sistema solar.

Buonomano *et al.* (2015) estudou a viabilidade de um sistema de resfriamento por absorção assistida por energia solar baseado em uma placa plana CTE de nova geração integrada com um resfriador de absorção de duplo efeito LiBr-H<sub>2</sub>O. Os resultados do experimento mostram que a eficiência máxima do coletor está acima de 60% e a média diária a eficiência é de cerca de 40%, e eles mostram que os sistemas acoplados com CPPE alcançam uma maior energia solar (77%), em comparação com 66,3% para CPT.

Os chillers de absorção movidos a energia solar são uma alternativa promissora aos sistemas convencionais de ar condicionado, uma vez que grande parte da tecnologia já foi comprovada em escala comercial. Além do que, diferentes tipos e configurações de sistemas tem sido aplicado para tais fins, com o maior avanço aos CTE, resfriadores de efeito único e o par de fluido LiBr-H<sub>2</sub>O. Portanto, o sistema integrado de aquecimento e resfriamento solar proposto tem uma aplicação promissora perspectiva no desenvolvimento sustentável, tendo em vista seus consideráveis benefícios de economia de energia, potencial viabilidade econômica e características favoráveis ao meio ambiente (SARBU *et al.*, 2015).

### 2.3. Tecnologias de Absorção movidos a gás natural

Diante da busca por fontes de energia e considerando que existem combustíveis poluentes na atmosfera como, o carvão, o óleo pesado e o alcatrão; o gás natural apresenta-se como fonte alternativa de energia, mesmo que parte de sua produção seja derivada do petróleo existe alternativa de sua produção sintética e menos poluente e sua contribuição na matriz energética deve aumentar. Sabe-se que os sistemas de ar-condicionado consomem cerca de 30% da demanda de energia de um empreendimento. Por isso, faz-se necessário realizar uma análise energética para identificar as tecnologias e metodologias que conduzem a uma economia de energia

e otimização ecológica dos sistemas de ar condicionado (MURA E INNAMORATI, 2015).

Ao comparar o gás natural com outros combustíveis fósseis, como o carvão e o petróleo, o gás natural geralmente produz emissões menores de dióxido de carbono ( $CO_2$ ) por unidade de energia gerada. Além disso, o gás natural apresenta-se mais econômico com relação à energia nuclear e as energias renováveis. Isto também é preferido pelas partes interessadas e políticos, uma vez que geopolítica frequentemente desempenha um papel importante na escolha da apropriada fonte de energia (BALITSKIY, S. *et al.*, 2016).

Estudos de pesquisa indicam que o uso de sistemas de *backup* alimentados a gás para *chillers* de efeito único é ineficiente devido à sua economia de energia primária muito baixa. O sistema de reserva de gás deve ser considerado somente para *chillers* de efeito duplo (ou triplo), a fim de evitar um balanço negativo de energia primária (SHIRAZI *et al.*, 2018). Entretanto, o sistema de duplo efeito apresenta um menor custo de ciclo de vida em comparação com o sistema de simples efeito (JALILI *et al.*, 2022)

Contudo, em sistemas combinados com energia solar e gás natural podem apresentar bons resultados em climas tropicais asiáticos. Estudo realizados com *chillers* por absorção de simples/duplo efeito com brometo de lítio apresentou um COP de até 1,1 operando com CTE (efeito simples) e com queima direta de gás natural (efeito duplo), sendo seu controle realizado em função da carga de refrigeração necessária (ALHAMID *et al.*, 2020)

Em outro estudo comparativo realizado por Linjawi *et al.* (2017), entre o resfriador de absorção movido a energia solar e a gás natural, é usado para reduzir o pico de carga de resfriamento em edifícios de escritórios na Arábia Saudita para diferentes cidades selecionadas. No entanto, os resultados da análise econômica sugerem que ao propor um *chiller* de absorção a gás reduzirá os custos de operação, não sendo possível essa redução adicional usando coletores solares, devido ao seu alto custo inicial. O *chiller* de absorção movido a energia solar pode ser mais viável se os preços do gás aumentarem ou a energia solar, se os preços dos coletores diminuem significativamente. Finalmente, incentivos econômicos e impostos do governo são recomendados para impulsionar a viabilização de tais projetos.

Estudos realizados por Mura e Innamorati (2015) de um sistema de ar condicionado num complexo de edifícios, propõe a substituição das caldeiras de

aquecimento de óleo diesel para um sistema de cogeração com bomba de calor e *chiller* de absorção. No que diz respeito à sua função de inverno, permite concluir que eficiência das caldeiras de aquecimento de combustível diesel plano como uma média sazonal chega à 0,85 (sistema instalado), enquanto a eficiência energética da central de cogeração com bomba de calor é de cerca de 1,50 (sistema proposto). Por conseguinte, a relação entre o consumo de combustível e as necessidades da planta em caldeiras de cogeração é de  $0,85 / 1,53 = 0,56$ ; esses dados são coerentes para propor um sistema de cogeração com bomba de calor e *chiller* de absorção e isso melhoraria substancialmente a eficiência energética e compatibilidade ambiental requerida no complexo.

Em aplicações de *data centers* o de *chiller* de absorção com brometo de lítio apresentou-se como tecnologia promissora para a recuperação de calor residual em temperaturas baixas. O estudo investigou a viabilidade de recuperação de calor residual de *data centers* usando um sistema de refrigeração por absorção para aproveitamento do calor de energia residual, com objetivo final de produção de energia elétrica. A avaliação técnico-econômica na faixa de consumo de energia de 4,5 a 13,5 MW permitiria economizar energia elétrica no valor de 4.340.000 kWh/ano e 13.025.000 kWh/ano levando a uma redução anual de 3.068 e 9.208 toneladas de  $CO_2$  equivalentes de emissões de gases de efeito estufa, respectivamente (AMIRI *et al.*, 2021).

Devido ao rápido aumento da demanda global por energia e a necessidade de reduzir as emissões de gases com efeito de estufa, o interesse em encontrar novas formas eficientes de utilização da energia está crescendo. Tecnologias na área de refrigeração são de grande importância econômica, energética e ambiental (MANSOURI *et al.*, 2015).

#### 2.4. Tecnologias de Absorção movidos à biogás

A biomassa é uma das fontes de energia renováveis com grande potencial para a diversificação da matriz energética e promoção da simbiose industrial (SEGURADO *et al.*, 2019). Sua produção renovável possui um grande impacto à matriz energética diante da produção de biocombustíveis (SEVINCHAN *et al.*, 2019). Os biocombustíveis originados da biomassa são produzidos a partir de matérias orgânicas renováveis, como plantas, resíduos, resíduos florestais e resíduos de

alimentos (SEGURADO *et al.*, 2019).

Na Índia, a utilização de diversas fontes de biomassa - em função da diversidade/disponibilidade de biomassa no país - como fonte primária de energia num *chiller* por absorção de duplo efeito apresentam bons custos nivelados e redução das emissões quando utilizados para resfriamento. Entretanto, essa aplicação está condicionada à flutuação do custo do tipo de biomassa (SADI *et al.*, 2021)

Os chillers por absorção de efeito único com uma solução de brometo de lítio acionado por biomassa para aquecimento e resfriamento foi proposto para um edifício típico na Grécia. A configuração proposta apresentou um desempenho de 0,751 e 1,307, para resfriamento e aquecimento, respectivamente. Apresentou-se com benefícios econômicos e ambientais em comparação com unidades convencionais como, caldeira a óleo e bomba de calor para resfriamento (BELLOS *et al.*, 2022).

A conversão da biomassa em energia pode ocorrer por meio de vários processos e tecnologias diferentes. Elas incluem gaseificação, decomposição de resíduos sólidos urbanos e degradação anaeróbica em aterros sanitários, estações de tratamento de esgoto, e terrenos de tratamento de estrume (GOLDEMBERG, 2009).

A gaseificação de biomassa é um dos processos termoquímicos utilizados para produção de biocombustíveis e apresenta-se como uma tecnologia importante para atingir a meta de sistemas sustentáveis. O seu principal produto – o gás de síntese - pode ser utilizado como biocombustível, em diversos setores da indústria. A aplicação do gás de síntese possui um alto valor energético e ambiental, contudo, pela alta complexidade e alto investimento inicial, não são amplamente aplicados (SEGURADO *et al.*, 2019).

O biogás, obtido pela digestão anaeróbia de resíduos (processo bioquímico), também derivado da biomassa pode ser utilizado como biocombustível para reduzir as emissões totais de gases de efeito estufa (JABARI *et al.*, 2018) (CAPOSCIUTTI *et al.*, 2020). O biogás é uma mistura de gases, que consiste em vários teores de metano, dióxido de carbono, nitrogênio, oxigênio, sulfeto de hidrogênio, vapor d'água, amônia e baixa concentração de hidrocarbonetos, com base nas propriedades químicas da biomassa e no método de produção de biogás (SEVINCHAN *et al.*, 2019). Estudos mostram que o tipo de biomassa utilizada e os métodos de produção de biogás são os principais desafios a serem vencidos para aplicá-lo em grandes escalas (QIAN *et al.*, 2017)

Os sistemas de cogeração (produção simultânea de energia elétrica e calor útil a partir da queima de um único combustível), devido sua eficiência global e baixo impacto ambiental possuem aplicações distintas em diversos setores. Ao realizar comparação energética e econômica entre o gás natural e o biogás como combustível num sistema de aquecimento e resfriamento, obteve-se os maiores rendimentos a queima do gás natural associado à operação de aquecimento e o do biogás em resfriamento (BRIZI *et al.*, 2014).

Nos empreendimentos com grandes cargas térmicas, a utilização do biogás ou gás de síntese em sistemas de cogeração, apresenta-se como promissor ao comparado ao gás natural (FREIRE *et al.*, 2020).

A trigerção com biogás é um dos sistemas mais promissores atualmente, pois a produção simultânea e eficiente de calor, resfriamento e geração de energia, além de trazer benefícios técnicos, econômicos e ambientais. As tecnologias aplicadas em sistemas de trigerção mais estabelecidas são: motores de combustão interna, turbinas a gás e chillers por absorção (JRADI; RIFFAT, 2014). Em estudos sistemas de trigerção em pequenas escalas, em zonas rurais, a utilização do biogás como fonte primária de energia apresenta-se como promissora, podendo reduzir o consumo de energia e exergia mais de 30% quando utilizado como trigerção de energia (VILLARROEL-SCHNEIDER *et al.*, 2019).

Para vencer as barreiras de eficiência energética e viabilidade econômica, Pantaleo *et al.* (2017) propôs utilizar uma mistura de combustível, 50% gás natural e 50% biomassa numa microturbina a gás híbrida que apresentou uma boa lucratividade quanto na trigerção quando na cogeração.

Além dos impactos de eficiência energética, os impactos ambientais são reduzidos quando o biogás é utilizado na trigerção em relação a produção de energia (GHOLAMIAN *et al.* 2017). Apesar disso, uma das principais restrições no uso de biogás para trigerção é a produção do próprio biogás. As especificações de matéria-prima e a grande quantidade de matéria-prima necessária podem ser uma fonte de desvantagem para a comercialização de tal tecnologia atualmente (BAMISILE *et al.*, 2019)

Entretanto, a biomassa pode ser alternativa promissora no futuro pois apresentam grandes vantagens ambientais e não alcançaram a maturidade tecnológica (FREIRE *et al.*, 2020).

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Impulsionado pela revolução industrial as diversas formas de energia foram utilizadas em grande escala. A arte de transformar calor em trabalho trouxe diversas contribuições à sociedade diante a utilização de máquinas térmicas (DINCER E ROSEN, 2007). Nesse contexto, a termodinâmica desempenha um papel fundamental na análise de processos, sistemas e dispositivos nos quais ocorrem transferências e transformações de energia. O papel da termodinâmica em sistemas é crucial para análise de desempenho, melhoria dos equipamentos e processos. A análise energética e principalmente a análise exérgica possui um grande apelo nessa jornada (BEJAN, 2002). Enquanto a análise de energia identifica e quantifica as principais ineficiências do sistema, a análise exérgica consegue qualificar (identificar as causas e localizações) e quantificar as ineficiências do processo (DINCER E ROSEN, 2007).

#### 3.1. Fundamentos da termodinâmica para análise de energética

Ao estudar fenômenos da natureza é intuitivo perceber em diversas situações do cotidiano, a relação entre o trabalho e a quantidade de calor que é fornecida (ou retirada) do (ou para) sistema (MORAM E SHAPIRO, 2006). A primeira e segunda lei da termodinâmica são princípios empíricos observados e não contestado até o momento.

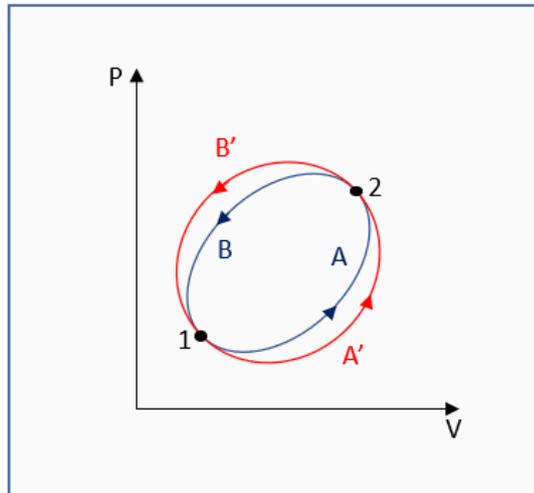
O estudo entre a relação quantidade de calor ( $\delta Q$ ) e trabalho ( $\delta W$ ) e foi postulado pela primeira lei da termodinâmica. Ao avaliar dois estados termodinâmicos (1 e 2), conforme ilustrado na Figura 8, podem percorrer caminhos distintos,  $A \rightleftharpoons B$  ou  $A' \rightleftharpoons B'$  e retornar aos seus estados iniciais (1 e 2) durante o ciclo termodinâmico. Ao medir a quantidade do trabalho realizado do sistema com a transferência de calor gerada para que esse sistema retornasse as condições iniciais, foi verificado que existe uma constante de proporcionalidade entre o trabalho e o calor. Essa relação pode ser apresentada pela Equação 3.1 (VAN WYLEN, SONTAG, 1995).

$$J \oint \delta Q = \oint \delta W \quad \text{Eq. 3.1.}$$

Em ciclos termodinâmicos as propriedades finais coincidem com as iniciais, ou

seja, as propriedades são conservadas e independem do caminho percorrido (MORAM E SHAPIRO, 2006).

Figura 8. Processo entre dois estados termodinâmico



Fonte: Elaborado pelo autor.

A primeira lei da termodinâmica é a lei da conservação da energia, e afirma que, embora a energia possa mudar de forma, ela não pode ser criada nem destruída. (DINCER E ROSEN, 2007).

Ao analisar o sistema fechado, verifica que, independente do caminho percorrido há influência de outra propriedade sobre os estados termodinâmicos, essa propriedade é dominada de energia do sistema ( $dE$ ). A energia líquida que entra e sai (ou balanço de energia) do sistema é armazenada em forma de calor e/ou transferida em forma de trabalho (eq. 3.2) (VAN WYLEN, SONTAG, 1995).

$$dE = \delta Q - \delta W \quad \text{Eq. 3.2}$$

A interpretação da primeira lei da termodinâmica pode ser avaliada através do caminho pelo seu balanço de energia (eq. 3.3) ou pelo fluxo através do balanço de taxa de energia (eq. 3.4).

$$E_2 - E_1 = Q_{1-2} - W_{1-2} \quad \text{Eq. 3.3}$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad \text{Eq. 3.4}$$

Ao estudar a energia do sistema ( $E$ ) é relevante analisar três contribuições de energia (equação 3.5): a energia potencial ( $E_p$ ) que está associado à posição da partícula com relação à velocidade; a energia cinética ( $E_c$ ) que pode ser descrita através da trajetória de suas partículas; e a energia interna ( $U$ ) que une todas as outras formas microscópica de energia e está vinculado ao estado termodinâmico da partícula (SMITH *et al.*, 2007).

$$E = E_p + E_c + U \quad \text{Eq.3.5}$$

Logo o balanço de taxa de energia do sistema pode ser reescrito de acordo com a equação 3.6

$$\frac{d(E_p + E_c + U)}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad \text{Eq. 3.6}$$

Nos sistemas onde não há variação de energia cinética e potencial, pode-se afirmar que essa contribuição é nula, ou que ela é muito pequena em relação a contribuição da energia interna. Logo, a primeira lei para sistemas fechados pode ser representada (ver eq. 3.7) pela taxa de energia interna do sistema em relação a energia que entra e sai do sistema (VAN WYLEN e SONTAG, 1995).

$$\dot{Q} = \frac{dU}{dt} + \dot{W} \quad \text{Eq. 3.7}$$

O fluxo de trabalho realizado sobre um corpo a pressão constante pode ser obtido a partir dos conceitos da mecânica clássica. Logo, a equação pode ser representada (ver eq. 3.8) da seguinte forma (MORAM e SHAPIRO, 2006):

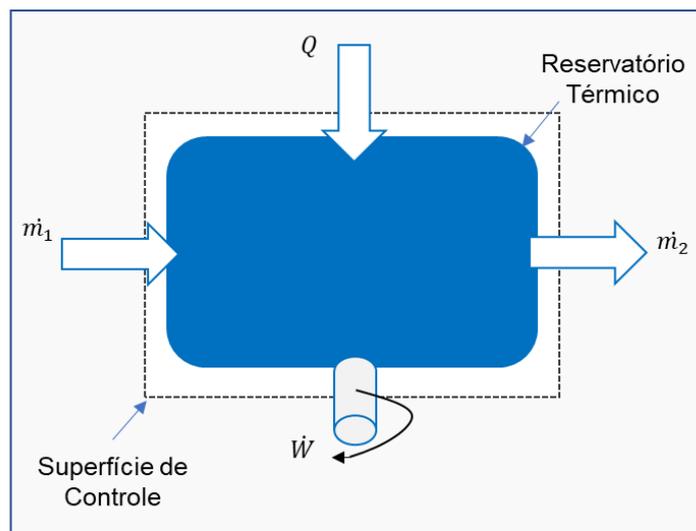
$$dQ = dU + pdV \quad \text{Eq. 3.8}$$

A propriedade representada pela variação da energia interna e o do produto da pressão e volume do sistema, chama-se entalpia ( $H$ ) e pode ser mostrada na Equação 3.9 (MORAN e SHAPIRO, 2006).

$$H = U + PV \quad \text{Eq. 3.9}$$

As quantidades  $dQ$  e  $dW$  podem ser especificadas em termos da primeira lei da termodinâmica (ver Figura 8). Para um volume de controle um termo adicional aparece do fluxo do fluido que flui ( $\dot{m}_1 \rightarrow \dot{m}_2$ ) através da superfície de controle (entrando no estado 1 e saindo no estado 2) (DINCER E ROSEN, 2007).

Figura 9- Fluxo energético através de um volume de controle



Fonte: Elaborado pelo autor.

Em sistemas abertos, onde não há variação de energia potencial e cinética (ou ela é ínfima em relação a variação de entalpia), a primeira lei da termodinâmica também pode ser escrita através do princípio de conservação de energia. Quando avaliada, a taxa de energia que flui sobre a superfície de controle em forma de calor ( $\dot{Q}$ ) ou trabalho ( $\dot{W}$ ), conforme ilustrado na Figura 9, pode ser representada pela equação 3.10 (SMITH; VAN-NESS; ABBOTT, 2007).

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{W} \quad \text{Eq. 3.10}$$

Além da conservação da energia em sistemas abertos, a massa também é uma propriedade que é conservativa, e pode ser descrita conforme a Eq. 3.11.

$$\frac{dm}{dt} = \sum m_{entrada} - \sum m_{saída} \quad \text{Eq. 3.11}$$

A primeira lei da termodinâmica não fornece nenhuma informação sobre a incapacidade de qualquer processo termodinâmico de converter totalmente o calor em trabalho mecânico, ou qualquer visão sobre por que as misturas não podem se separar espontaneamente (DINCER E ROSEN, 2007). A primeira lei da termodinâmica permite quantificação da energia de um sistema, contudo não consegue descrever todas as transformações que ocorre num processo termodinâmico. Diante disso, a segunda lei vem com o objetivo de preencher as lacunas da primeira lei, explicando esses fenômenos e caracterizando a disponibilidade de energia (VAN WYLEN e SONTAG, 1995; SMITH; VAN-NESS; ABBOTT, 2007).

A segunda lei da termodinâmica permite avaliar o sentido e equilíbrio dos processos, bem como o seu desempenho (MORAN e SHAPIRO, 2006).

Dois enunciados costumam ser amplamente utilizado na engenharia para explicar a segunda lei da termodinâmica:

Enunciado de Clausius: É impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além da passagem de calor de um corpo frio para um corpo quente (VAN WYLEN e SONTAG, 1995).

Enunciado Kelvin-Planck: É impossível construir um dispositivo que opere num ciclo termodinâmico e que não produza outros efeitos além do levantamento de um peso e troca de calor com um único reservatório térmico (VAN WYLEN e SONTAG, 1995).

Esses dois enunciados permitem compreender que não há transformação de energia sem eventuais perdas térmicas no processo e, por consequência não há máquina térmica com rendimento/eficiência/desempenho de 100% (MORAN e SHAPIRO, 2006). Com isso, se torna possível, através da segunda lei, mensurar a eficiência energética de um sistema - isso é fundamental na melhoria da eficiência

térmica dos processos – e é possível compreender as características intrínseca do sistema (entropia) (SMITH; VAN-NESS; ABBOTT, 2007).

Em sistemas de refrigeração/condicionamento de ar o coeficiente de performance (medida de eficiência energética/ rendimento do ciclo) – COP - pode ser calculado de acordo a equação 3.12 (MORAN e SHAPIRO, 2006):

$$\beta = \frac{Q_{entra}}{W} \quad \text{Eq. 3.12}$$

### 3.2. Fundamentos da termodinâmica para análise de exergética

A análise exergética é uma abordagem complementar a segunda lei da termodinâmica que se concentra em avaliar as perdas termodinâmicas durante um processo (KOTAS, 1985). A energia é conservada durante um processo, ou seja, não pode ser destruída. Em processos reais essa abordagem é inconveniente pois não qualifica a energia transformada durante o percurso (os produtos e subprodutos) (MORAN e SHAPIRO, 2006).

A exergia pode ser compreendida como “máximo potencial de realizar trabalho com uma fonte de energia em relação a sua vizinhança”. Pode-se dizer que um balanço de exergia, aplicado a um processo, o seu potencial de trabalho utilizável ao ser fornecido como entrada para o sistema foi consumido (irremediavelmente perdido) pelo processo (KOTAS, 1985). Em outras palavras, a exergia é o máximo potencial de trabalho que pode ser extraído de uma entidade térmica (transferência de calor, trabalho ou massa) para mudar o estado para estado de equilíbrio com o ambiente. Assim, a exergia é medida a partir do meio ambiente (vizinhança) e, quanto maior essa diferença entre os estados, maior o potencial em realizar trabalho (BEJAN, 2002). Como o valor da exergia de um sistema depende do estado do sistema de um ambiente de referência, um ambiente de referência (ou estado morto) deve ser especificado antes da realização de uma análise exergética. (DINCER E ROSEN, 2007).

Para realizar a análise exergética, é necessário considerar as diferentes formas de exergia envolvidas, como a exergia física, exergia química, exergia cinética e

exergia potencial. Sendo a exergia total do sistema representado pela soma de cada parcela exergética (Ver Eq. 3.13).

$$Ex = Ex_F + Ex_Q + Ex_C + Ex_P \quad \text{Eq. 3.13}$$

A exergia física ( $Ex_F$ ) de um processo pode ser compreendida pelo máximo trabalho gerado pelo potencial térmico ( $T \rightarrow T_0$ ) da substância entre seu estado ( $T, P$ ) e o estado ambiente de referência ( $T_0, P_0$ ). A expressão para cálculo da exergia física é representada pela Equação 3.14:

$$Ex_F = [(h - T_0s) - (h_0 - T_0s_0)] \quad \text{Eq. 3.14}$$

A exergia química ( $Ex_Q$ ) está associada ao máximo trabalho que pode ser obtido ao modificar o estado da substância do estado ambiental ao equilíbrio completo com o estado de referência processos envolvendo transferência de calor e troca de substâncias apenas com o meio ambiente. Esse tipo de exergia é derivado da mistura entre substâncias ou combustível gasoso, por exemplo; portanto é importante classificar a natureza química da substância. A exergia química (ver Eq. 3.15) será superficialmente representada por  $\varepsilon$  já que ela pode se apresentar na natureza de diversas formas.

$$Ex_Q = \varepsilon \quad \text{Eq. 3.15}$$

As parcelas de exergia cinética ( $Ex_C$ ) e potencial ( $Ex_P$ ) representam uma forma ordenada de energia que pode ser convertida totalmente em trabalho (teoricamente). Quando avaliada em relação aos níveis de dados de referência ambiental, elas são iguais a exergia cinética (Eq. 3.16) e potencial (Eq. 3.17) respectivamente.

$$Ex_C = \dot{m} \frac{v^2}{2} \quad \text{Eq. 3.16}$$

$$Ex_p = \dot{m}gz_0 \quad \text{Eq. 3.17}$$

Dessa forma, ao considerar todas as formas de exergia teremos a Equação 3.18:

$$Ex = [(h - T_0s) - (h_0 - T_0s_0)] + \varepsilon + \dot{m} \frac{v^2}{2} + \dot{m}gz \quad \text{Eq. 3.18}$$

Em muitos processos (reversíveis ou irreversíveis), a variação de energia potencial e cinética é ínfima, podendo ser inúmeras vezes desconsiderada (VAN WYLEN e SONTAG, 1995) e, em alguns processos podem não existir reações químicas ou sua contribuição pode ser insignificativa (SMITH; VAN-NESS; ABBOTT, 2007). Sendo assim, em muitos casos, a exergia total (Eq. 3.19) associada ao processo pode ser resumidamente representada pela exergia física.

$$Ex = (h - T_0s) - (h_0 - T_0s_0) \quad \text{Eq. 3.19}$$

A ocorrência do processo reversível é dita improvável num sistema e essa idealização dificulta a precisão sobre a capacidade real dos processos. Entretanto, essa aproximação é útil para conceituação e descrição matemática dos processos reais (irreversíveis). Os processos irreversíveis estão diretamente relacionados ao conceito de entropia, onde a entropia do sistema e de seu entorno aumenta, pois há uma distribuição de energia e uma tendência ao equilíbrio termodinâmico.

A segunda lei da termodinâmica estabelece que a entropia total de um sistema isolado sempre aumenta em um processo irreversível. Isso significa que os processos irreversíveis são caracterizados por um aumento na entropia e redução da quantidade de energia para realização do trabalho disponível no sistema.

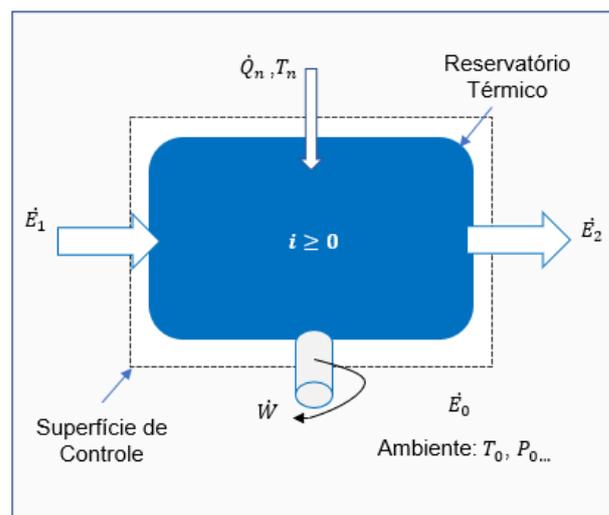
As irreversibilidades ( $I$ ) do processo podem ser calculadas de acordo com o teorema de Guy-Stodola (ver Eq. 3.20) ou pelo balanço exergético do sistema (ver Eq. 3.21) (KOTAS, 1985):

$$I = T_0S_{gerada} \quad \text{Eq. 3.20}$$

$$\sum_{entra} \dot{E}x + \sum_n \left[ \dot{Q}_n \frac{T_f - T_0}{T_f} \right] = \sum_{sai} \dot{E}x + \dot{W} + \dot{i} \quad \text{Eq. 3.21}$$

Em sistemas abertos, o balanço exergético é similar ao balanço energético. Entretanto, à medida que o balanço de energia é conservativo, o balanço de exergia é degradativo diante a perda irrecuperável de exergia devido aos processos irreversíveis (KOTAS, 1985). Ao rescrever a primeira e segunda lei da termodinâmica (para um sistema aberto) com  $n$  reservatórios térmicos, sendo  $T_0$  e  $P_0$  a temperatura e pressão do ambiente de referência, o balanço exergético (ver Fig.8) pode ser descrito como e equação 3.20. Para isso deve-se avaliar a taxa de exergia associada a variação mássica ( $\dot{E}_1 \rightarrow \dot{E}_2$ ), as exergias presentes diante o fluxo de calor ( $\dot{Q}_n$ ) que entra de cada volume de controle, o trabalho máximo ( $\dot{W}$ ) extraído do sistema, bem como, as perdas energéticas diante as irreversibilidades ( $\dot{i}$ ) do processo em relação o estado morto - ou estado de equilíbrio. Ao identificar as exergias associadas aos processos que ocorrem diante os processos de transferências de calor, é possível determinar a eficiência exergética do componente estudado.

Figura 10 - Fluxo exergético de um sistema térmico



Fonte: Elaborado pelo autor.

A eficiência exergética racional e o grau de perfeição termodinâmico são duas medidas relacionadas à eficiência energética e ao aproveitamento de energia em um sistema. No entanto, eles têm abordagens diferentes conforme Kotas (1985):

A eficiência exergética racional ( $\psi$ ) é uma medida da eficiência que um sistema pode obter definida como a razão entre a exergia necessária ou disponível ( $Ex_{entrada}$ ) e a exergia que foi desejada no processo ( $Ex_{saída}$ ). Podendo ser expressa conforme Equação 3.22.

$$\psi = \frac{\sum Ex_{saída}}{\sum Ex_{entrada}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\sum Ex_{entrada}} \quad \text{Eq. 3.22}$$

As entradas e saídas de exergia podem assumir diferentes formas, mas se contabilizadas, correspondem a todas as transferências de exergia do sistema. Logo a diferença (ver Eq. 3.21) entre elas é a exergia perdida/destruída diante as irreversibilidades do processo.

$$I = Ex_{entrada} - Ex_{saída} \quad \text{Eq. 3.21}$$

Já o grau de perfeição termodinâmico ( $\delta$ ) é uma medida que indica o quão próximo um processo ou sistema está de um processo ou sistema idealmente reversível. É uma medida teórica que expressa o desvio de um sistema real em relação a um sistema reversível (KOTAS, 1985) e pode ser escrita conforme Equação 3.22.

$$\delta = \frac{\dot{I}}{\sum Ex_{entrada}} \quad \text{Eq. 3.22}$$

Ao obter-se a equação de balanço exergético (Eq. 3.20) é importante compreender que em casos de não ocorrer transferência de calor associada ao calor e trabalho sobre o sistema, o balanço exergético estará associado somente ao processo de transferência de calor através da sua variação mássica ( $\dot{E}_1 \rightarrow \dot{E}_2$ ). Sendo

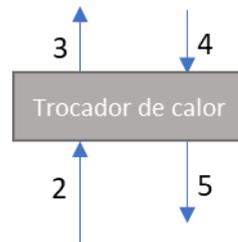
assim, pode-se reescrever a segunda lei para análise exergética conforme Equação 3.23

$$\sum_{entra} \dot{E}x = \sum_{sai} \dot{E}x + \dot{i} \quad \text{Eq. 3.23}$$

Outra abordagem para análise da eficiência exergética da segunda lei é a exergia que é produzida ou transferida através de um fluxo de massa diante a exergia que é consumida pelo fluxo. Essa abordagem não avalia o balanço de exergia diante o sistema em si, mas a exergia associada ao fluxo de massa e através da energia de um sistema. A exergia está diretamente associada à capacidade de um fluxo de realizar trabalho útil, permitindo que tenha promovido mudanças irreversíveis nos sistemas que o recebem (TUNAS, 2019).

Por exemplo, de acordo com Moran e Shapiro (2006), ao realizar-se o balanço de energia num trocador de calor (sem transferência de calor através da sua fronteira), de acordo com a Figura 11, pode-se obter o balanço exergético do sistema de acordo com a Equação 3.24:

Figura 11 – Balanço Exergético no trocado de calor



Fonte: Elaborado pelo autor.

$$\dot{m}_A ex_2 + \dot{m}_B ex_4 = \dot{m}_A ex_3 + \dot{m}_B ex_5 + \dot{i} \quad \text{Eq. 3.24}$$

Ao reescrever a expressão obtida em função da vazão mássica da corrente fria ( $\dot{m}_A$ ) e quente ( $\dot{m}_B$ ), a Equação 3.23 pode ser reescrita conforme a Equação 3.25:

$$\dot{m}_A (ex_2 - ex_3) = \dot{m}_B (ex_4 - ex_5) + \dot{i} \quad \text{Eq. 3.25}$$

Nesse caso, a eficiência exergética ( $\varepsilon$ ) do trocador de calor pode ser expressa pela razão do aumento da exergia da corrente do lado frio ( $\dot{m}_A$ ) e pela redução de exergia da corrente do lado quente ( $\dot{m}_B$ ), representada pela Equação 3.26, quando temperatura do trocador de calor é maior em relação a temperatura de referência.

$$\varepsilon_{tr} = \frac{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5} \quad \text{Eq. 3.26}$$

Ou, ao avaliar o balanço exergético de uma válvula de expansão (ver Figura 12) onde a única forma de exergia presente é decorrente a transferência de calor do fluxo mássico provocado por uma única corrente de fluido ( $\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}$ ). Seu balanço exergético é descrito de acordo com a Equação 3.27.

Figura 12 – Balanço Exergético no trocador de calor



Fonte: Elaborado pelo autor.

$$\dot{m}ex_8 = \dot{m}ex_9 + \dot{I} \quad \text{Eq. 3.27}$$

Nesse caso, a eficiência exergética ( $\varepsilon_{ve}$ ) da válvula de expansão pode descrita apenas pela exergia que entra e sai do dispositivo da corrente do fluido, conforme Equação 3.28:

$$\varepsilon_{ve} = \frac{\dot{E}x_9}{\dot{E}x_8} \quad \text{Eq. 3.28}$$

As eficiências exergéticas muitas vezes fornecem informações mais esclarecedoras sobre o desempenho do processo do que eficiências energéticas, pois, elas pesam os fluxos de energia de acordo com seus conteúdos exergéticos e separam as ineficiências naquelas associadas a perdas de efluentes e àquelas devido a irreversibilidades (DINCER E ROSEN, 2007). Embora possam assumir muitas formas diferentes, ela sempre é derivada através do seu saldo exergético (MORAN e SHAPIRO, 2006).

### 3.3. Emissões de $CO_2$

As mudanças climáticas têm sido pauta de contínuos debates durante esse século diante de seus impactos socioambientais tendo como um dos principais vilões os gases do efeito estufa (GEE) (IPCC 2014). Medidas para mitigar esses impactos vem sendo amplamente discutidas pelo Protocolo de Quioto (1997) seguido do Acordo de Paris (2015) (OLIVEIRA, 2022), com a finalidade de limitar as emissões dos GEE e promover o desenvolvimento sustentável (UNITED NATIONS 1998).

O setor de energia (incluindo geração de eletricidade e calor, usos em edifícios, transporte, fabricação e construção) é o que mais contribui com as emissões de GEE com 76% das emissões globais (WRI Brasil, 2023). As emissões de  $CO_2$  impõe um custo de poluição associado à questões ambientais e de saúde humana (SHIRAZI *et al.*, 2016).

Felizmente, é possível obter uma estimativa precisa das emissões nacionais de  $CO_2$ , contabilizando o carbono em combustíveis fornecidos à economia. O abastecimento de combustíveis é simples de registrar e é mais provável que as estatísticas estejam disponíveis em muitos países (IPCC 1996).

No Brasil, duas metodologias ganham destaque nas estratégias nacionais para quantificar as emissões do GEE e o gerenciamento de resíduos: Metodologia do IPCC e Análise do Ciclo de Vida (ACV) (Protegeer, 2021).

O IPCC (Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas), em português, Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas, é uma organização científica criada em 1988 pelas Nações Unidas com o objetivo de fornecer estimativas objetivas e cientificamente embasadas sobre as mudanças climáticas (IPCC, 1996).

No contexto das emissões de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), o IPCC utiliza uma metodologia padrão para estimar e quantificar as emissões de gases de efeito estufa (GEE). Essa metodologia é chamada de "Diretrizes para os Inventários Nacionais de Gases de Efeito Estufa"(IPCC 2014).

A metodologia do IPCC (1996) para estimativa das emissões de cada gás de efeito estufa são calculadas multiplicando o consumo pelo fator de emissão correspondente, conforme a equação 3.21.

$$E_{GEE} = C f_{GEE} \quad \text{Eq. 3.21}$$

Onde,

$E_{GEE}$  = Emissões do GEE (em kg do GEE)

$C$  = Consumo (em TJ)

$f_{GEE}$  = fator de emissão padrão de um determinado GEE do país (kg/TJ).

As Diretrizes do IPCC fornecem orientações sobre como os países devem calcular suas emissões de GEE, incluindo o CO<sub>2</sub>. Essas orientações abrangem todos os setores relevantes, como energia, transporte, indústria, agricultura, uso da terra e mudança no uso da terra, entre outros.

Estudos realizados por Shirazi *et al.* (2016) em determinadas configurações com fontes de energia solar, gás natural e eletricidade num *chiller* de absorção de efeito único e conseguiu estimar a emissão de dióxido de carbono das configurações modeladas. A compensação de emissão de carbono em comparação com um sistema convencional de referência foi de cerca de 146 ton/ano de CO<sub>2</sub> de emissão.

O impacto ambiental do *chiller* elétrico convencional com relação ao *chiller* de absorção com energia solar, pode ter mais de 3 vezes de emissão de CO<sub>2</sub>. Os resultados mostram as emissões anuais de CO<sub>2</sub> de *chiller* movido a energia solar e elétrico são 108,58 e 346,78 toneladas, respectivamente (MEHMOOD, *et al.*, 2020)

#### 4. METODOLOGIA

O trabalho proposto tem como base um estudo de caso localizado no SENAI CIMATEC PARK (Via Atlântica, BA 530, km 2,5, Camaçari - BA, 42810-440), anexo do SENAI CIMATEC (Av. Orlando Gomes, 1845 - Piatã, Salvador - BA, 41650-010). Esse estudo de caso de pequeno porte é destinado às atividades administrativas (ver tab.1).

Tabela 1. Ambientes condicionados com *chiller* por absorção

	Área (m <sup>2</sup> )	Carga Térmica (kW)
Sala VIP	18,33	7,28
Gerência	11,09	3,75
Sala de Reunião	15,26	5,12
ADM	109,95	38,77
Sala de TI	23,72	11,25
Sala de Gravação	6,11	2,53
Sala de Convivência	65,91	25,12

Fonte: autoria própria.

A relevância de ter um estudo de caso é justamente fornecer especificações de acordo com a necessidade do cliente. Nesse sentido, o SENAI CIMATEC possui compromisso de desenvolvimento sustentável e prática de eficiência energética. Assim, a proposta de utilizar fontes alternativas de energia em chillers de absorção para condicionamento interno está em acordo com sua prática atual de desenvolvimento. Ainda nesse sentido, vale ressaltar a existência de um *chiller* de absorção de pequeno porte no SENAI CIMATEC que ainda não está em funcionamento. Tornando extremamente relevante a aplicação de quais fontes alternativas de energia podem desempenhar melhor nesse cenário.

Como o *chiller* de efeito único do SENAI CIMATEC ainda não se encontra em operação, a simulação realizada foi baseada nos parâmetros operacionais do *chiller* por absorção do fabricante LG Eletronics (mostrado na Figura 5) por se tratar de um *chiller* comercial.

Figura 13– *Chiller* por absorção LG Eletronics



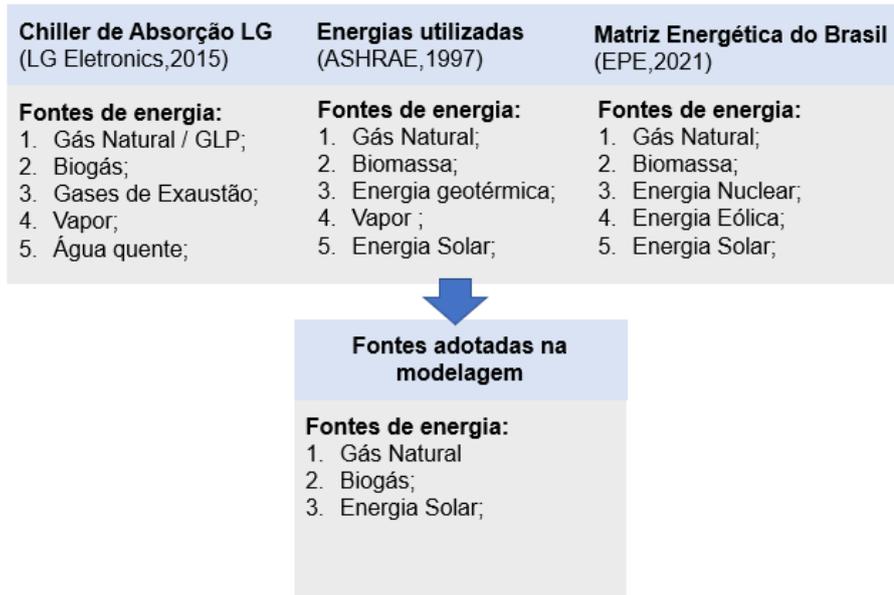
Fonte: LG Eletronics, 2015

Esse *chiller* permite a operação em simples e duplo efeito e com diversas fontes de energia, além do que seu catálogo técnico oferece informações técnicas e operacionais sobre o equipamento que são úteis para modelagem energética e exergetica.

Após o entendimento do cenário (tamanho do projeto, cliente, equipamento aplicado e tecnologias que poderão ser utilizadas) fez-se necessário a compreensão das fontes alternativas aplicáveis ao *chiller* por absorção. Essa pesquisa foi possível através dos periódicos disponíveis (Periódico Capes, *Google Scholar* e Scopus). Foi realizada busca dos últimos seis anos (análise quantitativa), em seguida, após leitura do título e do resumo foram excluídos artigos duplicados e que não faziam parte do estudo (análise quantitativa e qualitativa), e por fim após leitura dos artigos (análise qualitativa) alguns apresentaram elegibilidade.

Para escolha das fontes que seriam adotadas na simulação, foram avaliadas as fontes de energia que poderiam ser utilizadas no *chiller* de absorção da LG Eletronics; os estudos sobre aplicação de fontes alternativas em chillers de absorção apresentados na revisão de literatura; e o cenário brasileiro de fontes alternativas de energia (Fig 6). A partir da interseção entre os pontos mencionados, foi selecionado três fontes alternativas de energia que foram modeladas nesse trabalho: energia solar (produção de água quente), biogás e gás natural (produção de gases de exaustão).

Figura 14 – Fontes alternativas de energia modeladas



Fonte: Elaborado pelo autor.

Vale ressaltar que as energias alternativas simuladas estão em consonância com a matriz energética brasileira: o gás natural é um combustível bastante utilizado em diversos setores brasileiro, como na geração de energia elétrica, indústria, residência e comércio (FLIGENSPAN, 2019); o uso do biogás é uma fonte de energia promissora e está em constante crescimento, impulsionado por políticas de incentivo e preocupações ambientais e, atualmente presente em diversos setores, como: geração, cogeração e trigeração de energia (FREIRE *et al.*, 2020); e a energia solar que atualmente encontra-se em grande expansão e apresenta-se como promissora no mercado perante seu potencial para a geração de energia. A energia solar da Bahia devido à sua localização geográfica, proporciona alta incidência de radiação solar ao longo do dia e apresenta-se como grande valia a diversificação da matriz energética (ATLAS SOLAR, 2018)

Após a identificação das fontes de energia, foram explorados artigos que contemplassem modelagens energéticas, exergéticas e ambientais com as fontes requeridas. Nos estudos realizados, foi percebido que as modelagens energéticas, exergéticas e ambientais eram realizadas, em sua maioria, em softwares como *TRNSYS* ou *Engineering Equation Solver* (ESS). O *TRNSYS* é software focado em sistemas térmicos que possui uma vasta biblioteca do desempenho de sistemas de energia térmica (TRNSYS, 2023), enquanto o ESS é um software numérico que possui

vasta biblioteca termodinâmica (FCHARTSOFTWARE, 2023). Ambos são softwares privados e possuem licenças anuais. O SENAI CIMATEC dispõe de licenças do ESS sendo a ferramenta adotada nesse estudo.

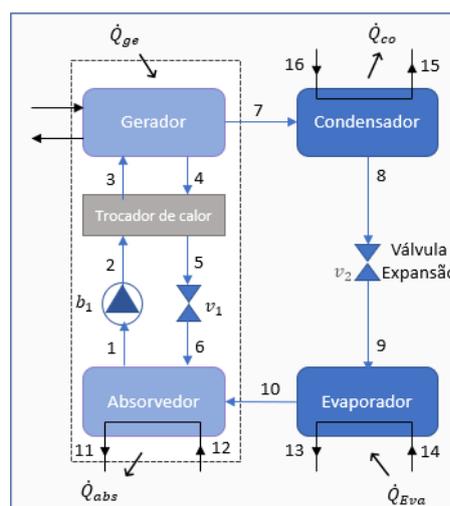
Com o sistema definido e o conhecimento das fontes alternativas de energia, bem como as ferramentas que foram utilizadas, foi possível propor um modelo analítico para as modelagens energética, exérgica e ambientais.

#### 4.1. Modelagem energética e exérgica

##### 4.1.1. Modelagem energética e exérgica do chiller de absorção

Conforme mostrado na Fig. 7, os principais componentes do sistema de resfriamento por absorção de efeito único são: o evaporador (*ev*), válvula de expansão (*v<sub>1</sub>*), condensador (*cd*), gerador (*ge*), bomba (*b<sub>1</sub>*), válvula redutora de pressão (*v<sub>2</sub>*) e um trocador de calor de solução (*tc*), absorvedor (*ab*). As taxas de calor do sistema proposto é  $Q_{ge}$  é a taxa de calor gerada,  $Q_{ab}$  e  $Q_{cd}$  são as taxas de rejeição de calor do absorvedor e condensador que são dissipadores de calor e  $Q_{ev}$  é a taxa de entrada de calor diante da carga térmica do ambiente.

Figura 7 – Chiller por absorção



Chiller por absorção

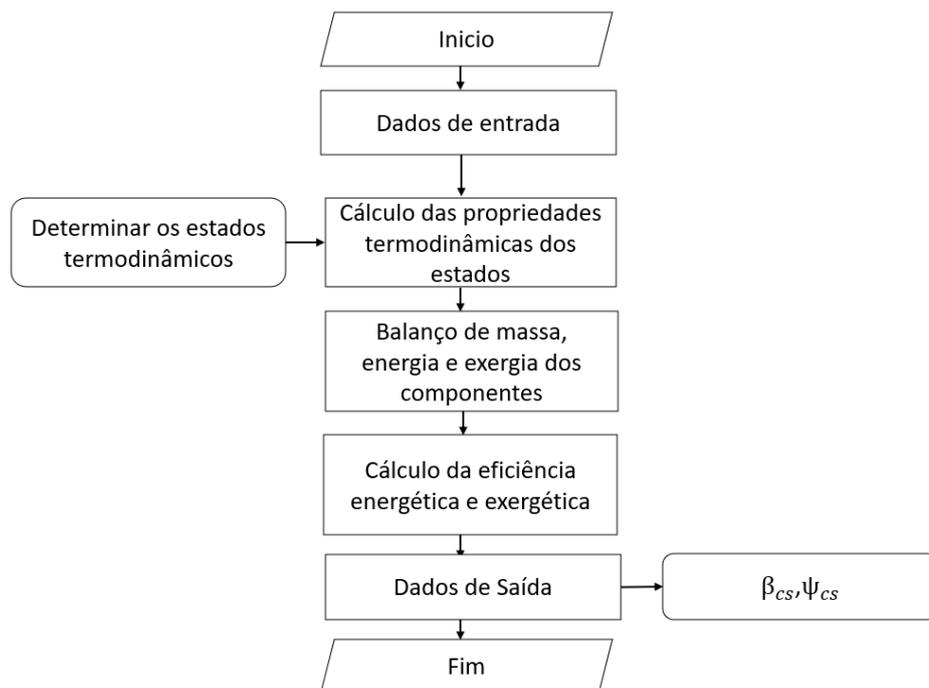
Fonte: Elaborado pelo autor.

Para modelagem do sistema proposto são feitas as seguintes suposições:

- A análise é feita em condições estáveis e estacionárias;
- O fluido refrigerante em estado estacionário é água pura;
- Não há nenhuma mudança de pressão, exceto através das válvulas e da bomba.
- As perdas nas tubulações e nos trocadores de calor são insignificantes;
- Não ocorre troca de calor entre o sistema e a vizinhança, exceto aquelas descritas:  $Q_{ger}$ ,  $Q_{ab}$ ,  $Q_{cd}$  e  $Q_{ev}$
- O estado de referência para o sistema é a água a uma temperatura de 25° C e 101,325 kPa.
- Foram adotados 54% e 64% para as concentrações fraca e forte de brometo de lítio e água, respectivamente.

Para a análise termodinâmica dos sistemas propostos, foi necessário ter os dados de entrada, calcular os estados termodinâmicos e, através dos princípios de conservação de massa, primeira e segunda lei da termodinâmica aplicá-los em cada componente que integra o sistema (ver fig.8).

Figura 8 – Diagrama de modelagem do *chiller* por absorção



Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com a Figura 7 podemos identificar todos os componentes e utilizar o ESS como ferramenta de cálculo. A modelagem dos componentes que integram o *chiller* de absorção será realizada abaixo.

- Condensador

Responsável pela rejeição de calor absorvido pelo fluido refrigerante, o condensador recebe o vapor de água produzido pelo gerador e, ao sair do condensador, encontra-se como líquido saturado. As temperaturas de arrefecimento do condensador foram consideradas  $T_{15} = 32^{\circ}\text{C}$  e  $T_{16} = 35^{\circ}\text{C}$  (LG Eletronics, 2015). O balanço de massa e energia é expresso pela equação 4.1 e 4.2.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \text{ e } \dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} \quad \text{Eq. 4.1}$$

$$\dot{Q}_{co} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) = \dot{m}_{15}(h_{15} - h_{16}) \quad \text{Eq. 4.2}$$

Utilizando o balanço de exergia e a eficiência exergética do condensador, tem -se as equações 4.3 e 4.4

$$E\dot{x}_7 + E\dot{x}_{16} = E\dot{x}_8 + E\dot{x}_{15} + I_{co} \quad \text{Eq. 4.3}$$

$$\psi_{co} = \frac{E\dot{x}_{15} - E\dot{x}_{16}}{E\dot{x}_7 - E\dot{x}_8} \quad \text{Eq. 4.4}$$

- Válvula de Expansão

A válvula de expansão ( $v2$ ) é responsável por reduzir a pressão da água para evaporação do fluido que, inicialmente está no estado de líquido saturado e, após o estrangulamento obterá o estado de vapor saturado. O balanço energético (Eq. 4.5), o balanço exergético (Eq. 4.6) e sua eficiência exergética (Eq. 4.7) podem ser expressos por:

$$h_8 = h_9 \quad \text{Eq. 4.5}$$

$$\dot{E}x_8 = \dot{E}x_9 + I_{v2} \quad \text{Eq. 4.6}$$

$$\psi_{v2} = \frac{\dot{E}x_9}{\dot{E}x_8} \quad \text{Eq. 4.7}$$

- Evaporador

A capacidade do evaporador é determinada pela quantidade de calor que é necessário remover do ambiente (carga térmica). De acordo com a Tabela 1 e catálogo do fabricante, foi considerado a capacidade de  $\dot{Q}_{ev} = 98 \text{ kW}$ . A temperatura de evaporação de entrada e saída do evaporador foi considerada  $T_9 = T_{10} = 5,1 \text{ }^\circ\text{C}$  (ASHRAE, 1997) e da água gelada  $T_{13} = 12,0 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_{12} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$  (LG Electronics, 2015). Esses pontos estão na condição de líquido saturado e vapor saturado. Utilizando-se o balanço de massa e energia, obtêm-se as equações 4.8 e 4.9.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \text{ e } \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad \text{Eq. 4.8}$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9) = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \quad \text{Eq. 4.9}$$

Utilizando o balanço de exergia e a eficiência exergética do gerador, tem-se as equações 4.10 e 4.11

$$\dot{E}x_9 + \dot{E}x_{14} = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{13} + I_{ev} \quad \text{Eq. 4.10}$$

$$\psi_{ev} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9} \quad \text{Eq. 4.11}$$

- Absorvedor

O absorvedor é responsável pela diluição da concentração forte, oriunda do gerador, com a água (vapor saturado) proveniente do evaporador. As temperaturas de arrefecimento do absorvedor foram consideradas  $T_{12} = 29,50^\circ\text{C}$  e  $T_{11} = 35,0 \text{ }^\circ\text{C}$  (LG

Eletronics, 2015). O balanço de massa e energia do absorvedor pode ser escrito de acordo com as equações 4.12, 4.13 e 4.14.

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 \quad \text{Eq. 4.12}$$

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad \text{Eq. 4.13}$$

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{12} h_{12} \quad \text{Eq. 4.14}$$

E o balanço de exergia e a eficiência exergetica do gerador é dado pelas equações 4.15 e 4.16:

$$E\dot{x}_{10} + E\dot{x}_6 + E\dot{x}_{12} = E\dot{x}_1 + E\dot{x}_{11} + I_{ab} \quad \text{Eq. 4.15}$$

$$\psi_{ab} = \frac{E\dot{x}_{11} - E\dot{x}_{12}}{E\dot{x}_{10} + E\dot{x}_6 - E\dot{x}_1} \quad \text{Eq. 4.16}$$

- Trocador de calor

Também chamado de regenerador ou retificador, o trocador de calor intermediário ao absorvedor e gerador é responsável pela troca térmica entre as fontes de calor quente (solução forte) e fria (solução fraca). A temperatura de saída do trocador de calor (entrando no gerador) foi considerada de  $T_3 = 76,8 \text{ }^\circ\text{C}$  (ASHRAE, 1997). Seu balanço de energia é assumido adiabático e representado pela equação 4.17:

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3 \quad \text{Eq. 4.17}$$

E o balanço de exergia dada pela equação 4.18,

$$E\dot{x}_2 + E\dot{x}_4 = E\dot{x}_3 + E\dot{x}_5 + I_{tr} \quad \text{Eq. 4.18}$$

e a eficiência exergética (ver eq. 4,19) do trocador de calor expressa pela razão do aumento da exergia no lado frio e pela redução de exergia do lado quente:

$$\psi_{tr} = \frac{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5} \quad \text{Eq. 4.19}$$

- Válvula redutora de pressão

A solução H<sub>2</sub>O-LiBr é que circula pelo trecho 4-6 é dita uma solução forte. A concentração adotada foi de 64% de brometo de lítio, tendo em vista que o fabricante utiliza a concentração entre 54% e 64% a fim otimizar a eficiência e evitar a cristalização da solução (LG Eletronics, 2015). A válvula redutora de pressão (*v*1) tem como objetivo principal reduzir a pressão que a solução entrará no absorvedor (linha de alta para linha de baixa). O balanço energético (eq. 4.20), o balanço exergético (eq. 4.21) e sua eficiência exergética (eq. 4.22) podem ser expressos por:

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 \quad \text{Eq. 4.20}$$

$$\dot{E}x_5 = \dot{E}x_6 + I_{v1} \quad \text{Eq. 4.21}$$

$$\psi_{v1} = \frac{\dot{E}x_6}{\dot{E}x_5} \quad \text{Eq. 4.22}$$

- Bomba da solução de H<sub>2</sub>O-LiBr

A solução H<sub>2</sub>O-LiBr é bombeada pela bomba *b*<sub>1</sub>, dita uma solução fraca. A concentração adotada foi de com 54% (LG Eletronics, 2015), com função de elevar a pressão da solução. Pode ter seu trabalho realizado (eq. 4.23), o balanço energético (eq. 4.24) e exergético (eq. 4.25) e sua eficiência exergética (eq. 4.26) escrito pelas seguintes equações:

$$\dot{W}_{b1} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad \text{Eq. 4.23}$$

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 \quad \text{Eq. 4.24}$$

$$\dot{E}x_1 = \dot{E}x_2 + \dot{W}_{b1} + I_{b1} \quad \text{Eq. 4.25}$$

$$\psi_{b1} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{b1}} \quad \text{Eq. 4.26}$$

- Gerador

O gerador é responsável pela transferência de calor para a solução de água-brometo de lítio (H<sub>2</sub>O-LiBr). Nesse componente a solução absorve o calor gerado pela fonte de energia e transforma a água diluída na solução em vapor que irá para o condensador. Essa mistura, no momento da separação encontra-se em equilíbrio. A temperatura de entrada e saída do gerador é fornecida pelo catálogo do fabricante, dentre as faixas possíveis permitida, foi adotada as seguintes temperaturas  $T_{15} = 95^\circ\text{C}$  e  $T_{11} = 85^\circ\text{C}$ , respectivamente (LG Eletronics, 2015). O balanço de energia do gerador pode ser escrito de acordo com a equação 4.27

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad \text{Eq. 4.27}$$

E o balanço de exergia e a eficiência exergética do gerador é dado por:

$$\dot{Q}_{ge} + \dot{E}x_3 = \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_7 + \dot{E}x_4 + I_{ge} \quad \text{Eq. 4.28}$$

$$\psi_{ge} = \frac{\dot{E}x_7 + \dot{E}x_4 - \dot{E}x_3}{\dot{Q}_{ge}} \quad \text{Eq. 4.29}$$

A eficiência energética é a relação entre a energia útil e energia utilizada dada pela equação 4.30. sendo expressa da seguinte forma:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ge} + \dot{W}_{b1}} \quad \text{Eq. 4.30}$$

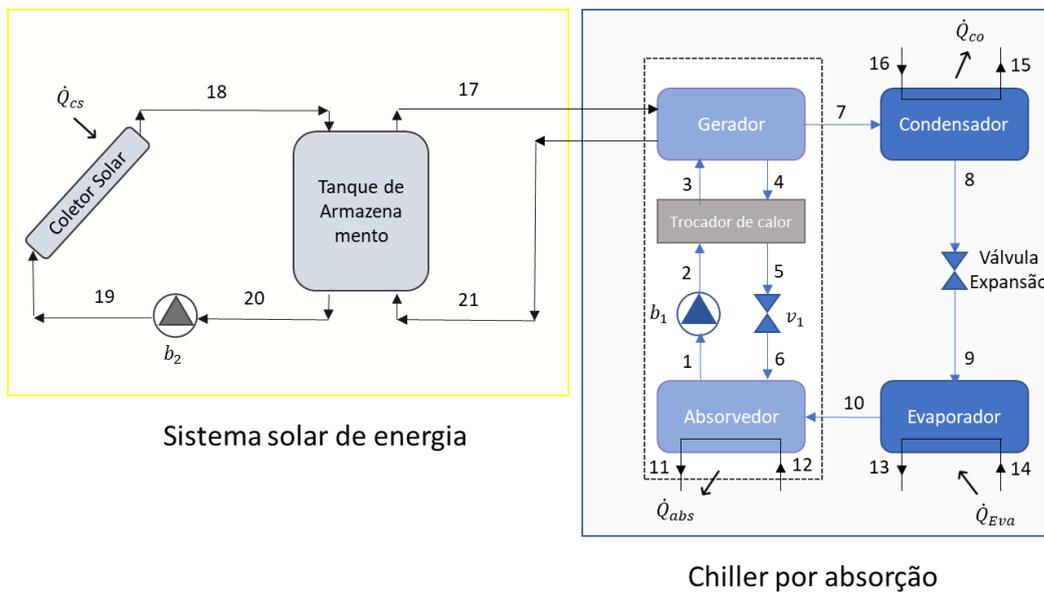
E eficiência exergética de acordo com a equação 4.31:

$$\psi = \frac{E\dot{x}_{14} - E\dot{x}_{13}}{(E\dot{x}_{20} - E\dot{x}_{19}) + W_{b1}} \quad \text{Eq. 4.31}$$

#### 4.1.2. Modelagem energética e exergética do *chiller* de absorção com a energia solar

O sistema solar é composto pelos seguintes componentes: coletores solares (*cs*), tanque de armazenamento (*tq*) e bomba (*b<sub>2</sub>*). As taxas de calor do sistema proposto é  $Q_{cs}$  é a taxa de calor proveniente da energia solar gerada pelos coletores solares para gerar água quente que será utilizada como fonte de calor para alimentar o gerador. O sistema solar foi integrado ao *chiller* de absorção conforme mostra a Figura 7.

Figura 15 - Chiller por absorção movido a energia solar



Fonte: Elaborado pelo autor.

As premissas adotadas para o *chiller* de absorção foram mantidas e foi considerada que as perdas do tanque são insignificantes, é montado na orientação

vertical para promover a estratificação térmica e sua principal finalidade é contribuir com interrupção do sistema. Além disso foi admitida uma fração solar de 100% e não foi considerada a influência da convecção natural nos coletores solar já que está intrínseca a eficiência fornecida pelo catálogo do fabricante. O estado de referência para a temperatura do sol foi de 5.726,85 K. A modelagem dos componentes que integram o sistema solar é descrita abaixo.

- Coletor solar

A quantidade de energia que o coletor solar utiliza ( $\dot{Q}_{cs}$ ) é a energia gerada pela absorção da irradiação solar diante a eficiência do coletor e isso pode ser ilustrado na equação 4.32.

$$\dot{Q}_{cs} = \dot{Q}_{rad} \varepsilon_{cs} = I n_{cs} A_{cs} \varepsilon_{cs} \quad \text{Eq. 4.32}$$

Onde,

$\dot{Q}_{cs}$  é a taxa de calor absorvida pelo coletor solar

$\dot{Q}_{rad}$  é a taxa de calor da irradiação solar

$\varepsilon_{cs}$  é a eficiência energética do coletor solar

$n_{cs}$  é o número de coletor solar

$A_{cs}$  é a área externa do coletor solar

Nesse estudo foi utilizado coletores solares do fabricante Komeco, classificação de desempenho do tipo A, modelo KOCS TV 15BP G2. Os dados dos coletores solares que foram utilizados na simulação estão disponíveis na Tabela 2.

Tabela 2 - Dados do coletor solar

Dados	KOCS TV 15BP G2
Área externa do coletor (m <sup>2</sup> )	2,24

Eficiência energética (%)	72,3
---------------------------	------

Fonte: Adaptado de INMETRO, 2022

A irradiação utilizada foi a média anual de 525 W/m<sup>2</sup> para a região de Camaçari. (CRESESB, 2022).

O balanço da taxa energia (Eq. 4.33) dos coletores solar é dado por:

$$\dot{Q}_{cs} = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19}) \quad \text{Eq. 4.33}$$

E o balanço da taxa exergia (Eq.4.34) e eficiência exergética (eq. 4.35) dos coletores solar:

$$E\dot{x}_{cs} + E\dot{x}_{19} = E\dot{x}_{18} + I_{cs} \quad \text{Eq. 4.34}$$

$$\psi_{cs} = \frac{E\dot{x}_{18} - E\dot{x}_{19}}{E\dot{x}_{cs}} \quad \text{Eq. 4.35}$$

A exergia do coletor solar ( $E\dot{x}_{cs}$ ) de acordo com Bellos, 2017 e Petela, 2017 pode ser obtida a partir da equação 4.36:

$$E\dot{x}_{cs} = A_{cs} I \left[ 1 - \frac{4}{3} \left( \frac{T_{amb}}{T_{sol}} \right) + \frac{1}{3} \left( \frac{T_{amb}}{T_{sol}} \right)^4 \right] \quad \text{Eq. 4.36}$$

- Tanque de armazenamento

Para modelagem do tanque de armazenamento foi considerado em regime permanente onde a temperatura que entra no tanque de armazenamento é imediatamente a que sai. Sendo seu balanço de energia é representado por:

$$\dot{m}_{20}(h_{20} - h_{18}) = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{21}) \quad \text{Eq. 4.37}$$

O balanço exergetico (Eq. 4.38) e a eficiência exergetica (Eq. 4.39) do tanque é expresso conforme:

$$E\dot{x}_{21} + E\dot{x}_{18} = E\dot{x}_{20} + E\dot{x}_{17} + I_{tq} \quad \text{Eq. 4.38}$$

$$\psi_{tq} = \frac{E\dot{x}_{20} - E\dot{x}_{18}}{E\dot{x}_{17} - E\dot{x}_{21}} \quad \text{Eq. 4.39}$$

- Bomba do coletor solar

A água que circula pelo coletor solar é bombeada pela  $b_2$  e o trabalho realizado por ela (Eq. 4.40), bem como seu balanço energético (Eq. 4.41) e exergetico (Eq. 4.42) e sua eficiência exergetica (Eq. 4.42) é dada pelas seguintes equações:

$$W_{b2} = \dot{m}_{19}(h_{19} - h_{20}) \quad \text{Eq. 4.41}$$

$$\dot{m}_{19}h_{19} = \dot{m}_{19}h_{19} \quad \text{Eq. 4.42}$$

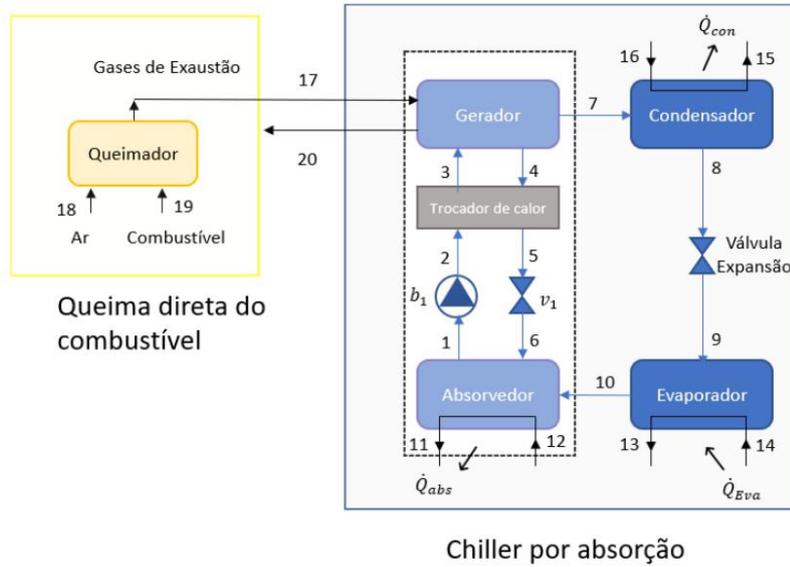
$$E\dot{x}_{20} = E\dot{x}_{19} + W_{b2} + I_{b2} \quad \text{Eq. 4.43}$$

$$\psi_{b2} = \frac{E\dot{x}_{20} - E\dot{x}_{19}}{W_{b2}} \quad \text{Eq. 4.44}$$

#### 4.1.3. Modelagem energética e exergetica do *chiller* de absorção com biogás e gás natural.

O sistema de queima direta do biogás ou do gás natural proporciona gases de exaustão (produto da combustão) que será utilizado como fonte de calor para alimentar o gerador. Esse sistema é composto apenas por um queimador ( $q$ ) de queima direta (ver Figura 8). A modelagem do biogás e do gás natural será basicamente a mesma, exceto pela composição dos combustíveis.

Figura 16 - *Chiller* por absorção movido a biogás e gás natural



Fonte: Elaborado pelo autor.

As premissas adotadas para o *chiller* de absorção foram mantidas e para a queima do biogás ou gás natural foram adotadas as seguintes premissas: o combustível é entregue pronto para consumo no local pela distribuidora; ocorre combustão completa com 5% de excesso de ar; não foram considerados os efeitos poluentes dos combustíveis (toxicidade, formação de particulados e *etc.*) na modelagem.

- Queimador

Para modelagem do queimador é necessário descrever as reações de combustão que ocorrem na câmara da combustão. Para isso é necessário conhecer a composição do combustível (ver Tabela 3) e balancear as equações da reação do combustível com o comburente, ar.

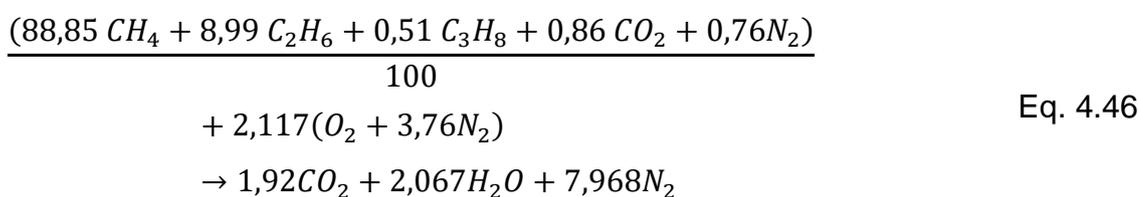
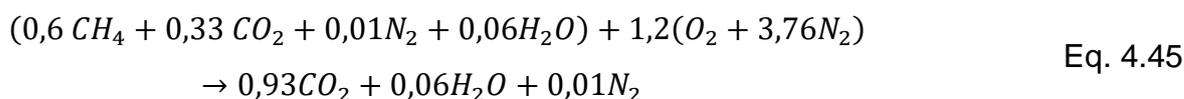
Tabela 3. Propriedades dos combustíveis

Dados	Biogás	Gás Natural
Composição	60% $CH_4$	88,5% $CH_4$
	33 % $CO_2$	8,89 % $C_2H_6$
	1% $N_2$	0,51 % $C_3H_8$
	0% $O_2$	0,86 % $CO_2$

	6% $H_2O$	0,76% $N_2$
PCI (kJ/m <sup>3</sup> )	21.600	39.250
Massa Específica (kg/m <sup>3</sup> )	1,21	0,72

Fonte: Adaptado de Naskeo Environnement, 2022 e BAHIAGÁS, 2005

As reações químicas balanceadas do biogás (eq. 4.45) e gás natural (eq 4.46) são descritas abaixo conforme Turns (2011):



Com as reações químicas balanceadas é possível obter a relação de ar/combustível ( $\alpha$ ) dada pela equação 4.47:

$$m_{18} = \alpha m_{19} \quad \text{Eq. 4.47}$$

Através do balanço de massa do queimador é possível determinar a vazão mássica dos gases de exaustão (ver equação 4.48).

$$m_{19} + m_{18} = m_{17} \quad \text{Eq. 4.48}$$

O balanço de energia dos gases de exaustão pode ser descrito de acordo com a equação 4.49

$$\dot{Q}_{GE} = m_{17} \dot{c}_p (T_{17} - T_{20}) \quad \text{Eq. 4.49}$$

As temperaturas de exaustão de queima dos combustíveis (adiabática de chama) foram adotadas como 459°C para o biogás e 414°C para o gás natural

(FREIRE, 2020). Para obtenção do calor específico dos gases de exaustão (em condições ideais) utilizou-se a capacidade específica dada pela mistura, definida por Kotas (1987):

$$c_p = \sum_i \frac{m_i}{m} c_{p_i} \quad \text{Eq. 4.50}$$

O balanço de exergia do queimador é descrito pela exergia oriunda do combustível e dos gases de exaustão sendo descrito de acordo com a equação 4.51

$$E\dot{x}_{19} = E\dot{x}_{17} + I_{tq} \quad \text{Eq. 4.51}$$

A exergia de entrada é basicamente a exergia química do fluxo do combustível e é dita aproximadamente igual ao seu poder calorífico inferior, conforme equação 4.52 (KOTAS, 1987):

$$E\dot{x}_{19} = \varphi PCI \quad \text{Eq. 4.52}$$

A exergia dos gases de exaustão é dada pela quantidade de calor obtida da fonte quente até atingir o estado de equilíbrio (em relação ao estado morto) e é dada por:

$$E\dot{x}_{17} = Q_{GE} \left( 1 - \frac{T_{17}}{T_0} \right) \quad \text{Eq. 4.53}$$

E eficiência exérgica do ciclo é dada pelo trabalho líquido em relação a exergia química de combustão.

$$\psi = \frac{W_l}{E\dot{x}_{18}} \quad \text{Eq. 4.54}$$

## 4.2. Análise das Emissões de $CO_2$

Os sistemas movidos a fontes alternativas de energia podem proporcionar a redução do consumo de energia elétrica. Com isso temos o atendimento da demanda com a redução de emissões de  $CO_2$ . A estimativa de emissões dos gases de efeito estufa é feita a partir da compensação de um sistema convencional (*chiller* elétrico) de referência. A metodologia utilizada foi baseada no IPCC conforme equação 3.21, sendo reescrita e mostrada na equação 4.55.

$$E_{CO_2} = C f_{CO_2} \quad \text{Eq. 4.55}$$

Para essa análise foi necessário conhecer o consumo anual de energia e o fator de emissão de  $CO_2$  para eletricidade. O consumo anual de energia considerando um perfil de utilização da demanda de 12h/dia e tendo como base 252 úteis no ano, tem-se como demanda anual 296,352 MWh. Os fatores médios de emissão de  $CO_2$  são mostrados na Tabela 4.

Tabela 4. Fatores de Emissão de  $CO_2$

Fonte de Energia	Fator de Emissão	Unidade	Referências
Energia Elétrica	0,1264	t $CO_2$ /MWh	MCTI (2021)
Gás Natural	56100	(kg/TJ)	IPCC (2006)
Biogás	54600	(kg/TJ)	IPCC (2006)
Energia Solar	0,02	t $CO_2$ /MWh	Oliveira <i>et al.</i> , (2017)

Fonte: Elaborado pelo autor

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1. Validação do modelo

Os resultados obtidos da modelagem do *chiller* por absorção de efeito único com solução de brometo de lítio e água, foram validados a partir de dados de outras modelagens realizadas. Foram utilizadas duas modelagens base para validação do modelo o da ASHRAE (1997) e a realizada por Cruz, *et al.* (2012). Os dados de entradas (usado em suas modelagens) e suas hipóteses foram inseridos no modelo proposto no capítulo 4 e os resultados calculados foram comparados com obtidos pelos autores. A tabela 3, mostra os valores dos fluxos energéticos obtidos pelos autores e o calculado, sendo o desvio da modelagem estimada em cerca de 2,58% apenas. Desta forma o modelo proposto mostra boa concordância com a literatura.

Tabela 5. Validação da modelagem proposta

Fluxo de Energético	ASHRAE, 1997	Calculado	Desvio (%)	Cruz, et al. (2012)	Calculado	Desvio (%)
$Q_{Gerador}$ (kW)	2512	2450	2,47%	4,566	4,566	0,00%
$Q_{Condensador}$ (kW)	2337	2326	0,47%	4,356	4,356	0,00%
$Q_{Condensador}$ (kW)	1935	1884	2,64%	3,728	3,727	0,03%
$Q_{Evaporador}$ (kW)	1760	1760	0,00%	3,517	3,517	0,00%
COP	0,700	0,718	2,56%	0,770	0,770	0,00%

Fonte: Elaborado pelo autor

### 5.2. Estudo comparativo energético e exergético entre as fontes de energia no *chiller* de absorção.

Os dados obtidos através da modelagem computacional do *chiller* por absorção movido a energia solar das propriedades físicas e termodinâmicas em cada estado, são demonstrados na Figura 9.

Foram necessários ao total 145 coletores solar para fornecer a energia necessária para alimentar o gerador do *chiller* por absorção.

Figura 17. Propriedades dos estados do *chiller* por absorção movido a energia solar

Sort	$P_i$ [kPa]	$T_i$ [C]	$X_i$	$m_i$ [kg/s]	$h_i$ [kJ/kg]	$S_i$ [kJ/kg-K]	$Ex_i$ [kJ/s]	$\dot{Ex}_i$ [kJ/kg]
[1]	0,8787	32,01	54	0,2677	73,74	0,1989	5,087	19
[2]	7,334	33,01	54	0,2677	75,83	0,2056	5,113	19,1
[3]	7,334	78,6	54	0,2677	171,4	0,4954	7,572	28,28
[4]	7,334	93,3	64	0,2259	236,2	0,4964	20,95	92,76
[5]	7,334	30,93	64	0,2259	122,9	0,162	17,88	79,17
[6]	0,8787	51,61	64	0,2259	122,9	0,2778	10,08	44,64
[7]	7,334	98,8		0,04183	2685	8,585	5,438	130
[8]	7,334	39,88		0,04183	167	0,5707	0,05893	1,409
[9]	0,8787	5,1		0,04183	167	0,6009	-0,3178	-7,598
[10]	0,8787	5,1		0,04183	2510	9,021	-7,327	-175,2
[11]	101,3	37		5,403	155	0,532	5,316	0,9838
[12]	101,3	32		5,403	134,1	0,464	1,829	0,3385
[13]	101,3	7		4,679	29,51	0,1063	11,09	2,371
[14]	101,3	12		4,679	50,46	0,1804	5,715	1,221
[15]	101,3	32		5,036	134,1	0,464	1,704	0,3385
[16]	101,3	37		5,036	155	0,532	4,955	0,9838
[17]	101,3	95		2,849	398	1,25	85,04	29,85
[18]	101,3	95		2,849	1637	3,527	1682	590,4
[19]	101,3	86		2,849	1595	3,461	1618	568,1
[20]	101,3	85		2,849	1591	3,453	1611	565,6
[21]	101,3	85		2,849	356	1,134	63,6	22,33

Fonte: Elaborado pelo autor.

Enquanto o consumo de biogás calculado foi cerca 1,301 kg/hTR enquanto o do gás natural foi 0,4305 kg/hTR para gerar a quantidade de energia necessária para alimentar o gerador. A relação de mistura ar/combustível em massa obtido para o biogás foi de 6,46 e do gás natural foi de 16,46. O consumo de gás natural foi menor em relação ao biogás. Isto porque em termos de conteúdo energético, o gás natural é uma mistura mais rica em relação ao biogás. Apesar de ambos os combustíveis serem constituídos de principalmente por metano, que é uma molécula simples com alto conteúdo energético e baixa quantidade de impurezas, o biogás contém outros constituintes como o dióxido de carbono e o vapor d'água oriundos do seu processo em sua composição que prejudicam seu conteúdo energético.

A Figura 10 mostra os dados obtidos em cada estado termodinâmico através da modelagem computacional do *chiller* por absorção movido a biogás.

Figura 18. Propriedades dos estados do *chiller* por absorção movido a biogás

Sort	$h_i$ [kJ/kg]	$P_i$ [kPa]	$S_i$ [kJ/kg-K]	$T_i$ [C]	$X_i$	$m_i$ [kg/s]	$Ex_i$	$\dot{Ex}_i$
[1]	73,74	0,8787	0,1989	32,01	54	0,2677	5,087	19
[2]	75,83	7,334	0,2056	33,01	54	0,2677	5,113	19,1
[3]	171,4	7,334	0,4954	78,6	54	0,2677	7,572	28,28
[4]	236,2	7,334	0,4964	93,3	64	0,2259	20,95	92,76
[5]	122,9	7,334	0,162	30,93	64	0,2259	17,88	79,17
[6]	122,9	0,8787	0,2778	51,61	64	0,2259	10,08	44,64
[7]	2685	7,334	8,585	98,8		0,04183	5,438	130
[8]	167	7,334		39,88		0,04183	0,05893	1,409
[9]	167	0,8787		5,1		0,04183	-0,3178	-7,598
[10]	2510	0,8787		5,1		0,04183	-7,327	-175,2
[11]	155	101,3	0,532	37		5,403	5,316	0,9838
[12]	134,1	101,3	0,464	32		5,403	1,829	0,3385
[13]	29,51	101,3	0,1063	7		4,679	11,09	2,371
[14]	50,46	101,3	0,1804	12		4,679	5,715	1,221
[15]	134,1	101,3	0,464	32		5,036	1,704	0,3385
[16]	155	101,3	0,532	37		5,036	4,955	0,9838
[17]		101,3		459		0,3191	34,03	106,6
[18]		101,3		25		0,309		
[19]		101,3		25		0,01008	179,9	
[20]		101,3		170		0,3191	6,276	19,67

Fonte: Elaborado pelo autor.

Enquanto a Figura 11 evidencia os resultados ponto a ponto da modelagem com gás natural.

Figura 19. Propriedades dos estados do *chiller* por absorção movido a gás natural

Sort	1 $h_i$ [kJ/kg]	2 $P_i$ [kPa]	3 $S_i$ [kJ/kg-K]	4 $T_i$ [C]	5 $X_i$	6 $m_i$ [kg/s]	7 $Ex_i$	8 $\dot{E}x_i$
[1]	73,74	0,8787	0,1989	32,01	54	0,2677	5,087	19
[2]	75,83	7,334	0,2056	33,01	54	0,2677	5,113	19,1
[3]	171,4	7,334	0,4954	78,6	54	0,2677	7,572	28,28
[4]	236,2	7,334	0,4964	93,3	64	0,2259	20,95	92,76
[5]	122,9	7,334	0,162	30,93	64	0,2259	17,88	79,17
[6]	122,9	0,8787	0,2778	51,61	64	0,2259	10,08	44,64
[7]	2685	7,334	8,585	98,8		0,04183	5,438	130
[8]	167	7,334		39,88		0,04183	0,05893	1,409
[9]	167	0,8787		5,1		0,04183	-0,3178	-7,598
[10]	2510	0,8787		5,1		0,04183	-7,327	-175,2
[11]	155	101,3	0,532	37		5,403	5,316	0,9838
[12]	134,1	101,3	0,464	32		5,403	1,829	0,3385
[13]	29,51	101,3	0,1063	7		4,679	11,09	2,371
[14]	50,46	101,3	0,1804	12		4,679	5,715	1,221
[15]	134,1	101,3	0,464	32		5,036	1,704	0,3385
[16]	155	101,3	0,532	37		5,036	4,955	0,9838
[17]		101,3		414		0,3834	41,45	108,1
[18]		101,3		25		0,3799		
[19]		101,3		25		0,003503	190,9	
[20]		101,3		170		0,3834	8,932	23,3

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para compreensão de como a energia é transformada e utilizada ao longo do ciclo, os fluxos energéticos da modelagem são apresentados na Tabela 6. Vale ressaltar que os sentidos do fluxo não foram considerados apenas seus valores absolutos.

Tabela 6. Fluxo energético do sistema solar

Energia Solar		Biogás		Gás Natural	
Componente	Fluxo energético (kW)	Componente	Fluxo energético (kW)	Componente	Fluxo energético (kW)
$\dot{Q}_{rad}$	171,0	$\dot{Q}_{comb}$	181,8	$\dot{Q}_{comb}$	190,9
		$\dot{Q}_{Ex}$	62,02	$\dot{Q}_{Ex}$	71,18
$\dot{Q}_{cs}$	119,9	$\dot{Q}_{GE}$	119,9	$\dot{Q}_{GE}$	119,8
$\dot{Q}_{ab}$	113,0	$\dot{Q}_{ab}$	113,0	$\dot{Q}_{ab}$	113,0
$\dot{Q}_{cd}$	105,3	$\dot{Q}_{cd}$	105,3	$\dot{Q}_{cd}$	105,3

$\dot{Q}_{ev}$	98,00	$\dot{Q}_{ev}$	98,00	$\dot{Q}_{ev}$	98,00
COP	0,8144	COP	0,8144	COP	0,8144

Fonte: Elaborado pelo autor

Percebe-se que a menor energia de entrada é no sistema solar em relação ao biogás e o gás natural. Além de verificar que há um rejeito térmico oriundo da queima dos combustíveis. Deve-se lembrar que a temperatura de saída dos gases de exaustão no gerador foi de 170°C, ou seja, não houve aproveitamento total a energia gerada pela combustão. Dentre os chillers disponíveis no mercado não tem como existir o aproveitamento total dessa energia e nem sempre compensa aproveitá-la decorrente seu baixo potencial térmico (Freire, 2018)

Observa-se maior quantidade de calor trocado no *chiller* por absorção foi no absorvedor, isso é decorrente dos processos exotérmicos provocados pela solução do brometo de lítio que ocorrem nesse componente, isso já foi notado em outros trabalhos como observado por Alves (2018) e Wang et al. (2017).

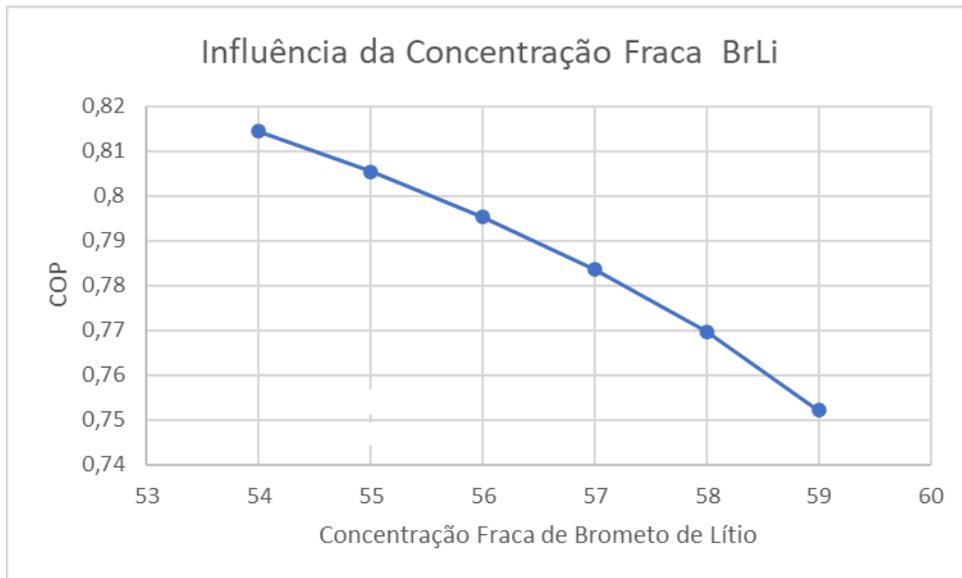
A eficiência energética do ciclo de absorção de simples efeito (COP) obtido da simulação proposta foi bem próximo em relação ao catálogo do fabricante. O resultado obtido da modelagem apresentou um COP de 0,8144 e o COP informado pelo fabricante para aplicação é de 0,8 (LG Eletronics, 2015). O erro estimado em relação ao catálogo do fabricante foi cerca de 1,44%. Além do catálogo do fabricante, alguns autores da literatura como Al-Falahi *et al.* (2020) e Shirazi *et al.* (2018), Freire *et al.* (2020), encontram COPs entre 0,7 e 0,8 em aplicações similares.

A eficiência do ciclo foi muito próxima ao do fabricante, entretanto não se sabe ao certo às concentrações da solução (forte/fraca) do brometo de lítio. É sabido que o equipamento controla a concentração de absorvente numa faixa de 54%~64% a fim de evitar a cristalização da solução (LG Eletronics, 2015). As simulações foram realizadas nas concentrações limítrofes dos valores informado pelo fabricante. Ao variar as concentrações percebe-se uma leve influência no rendimento do equipamento. Ao aumentar o percentual de brometo de lítio da solução fraca (Figura 12) ou diminuir esse percentual na concentração forte (Figura 13), percebe-se uma leve piora no COP.

Deve-se lembrar que o fluido absorvente (brometo de lítio) é um sal cristalino e que na presença de vapor de água (fluido refrigerante) ele absorve o vapor e torna-se uma solução líquida. Essa solução exerce uma pressão de vapor de água que é

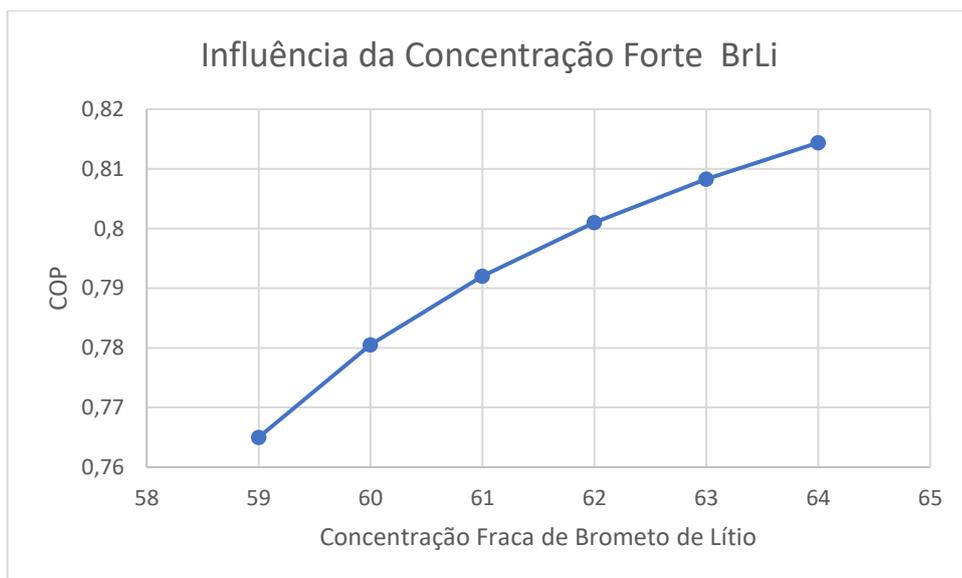
função da temperatura e da concentração da solução. Ou seja, ao aumentar a concentração do fluido absorvente da solução fraca, dificulta-se a dissolução do sal e o potencial de absorção em receber o vapor do fluido refrigerante no absorvedor fica prejudicado, o que altera a taxa de resfriamento.

Figura 20. Influência da concentração fraca de Brometo de Lítio no COP



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 21. Influência da concentração forte de Brometo de Lítio no COP



Fonte: Elaborado pelo autor.

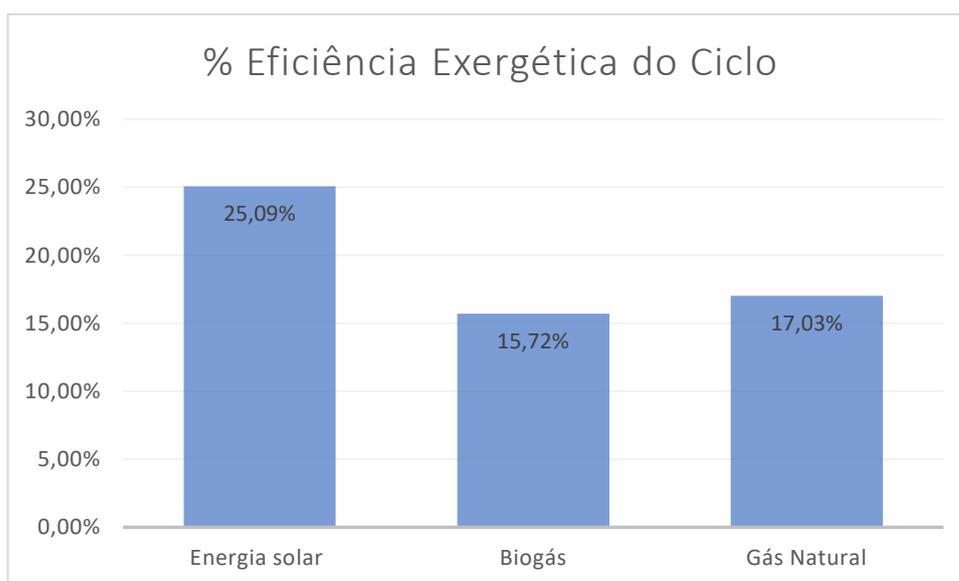
E quanto maior for a concentração do fluido absorvente na solução forte, melhor

a taxa de evaporação do fluido refrigerante e maior será a quantidade de vapor gerado, aumentando a taxa de aquecimento. Deve-se lembrar que também que concentrações altas demais podem prejudicar absorção do vapor no fluido absorvente, levando-a cristalização do brometo de lítio.

Essas influências das concentrações do fluido absorvente no COP também foram notadas por Villa (2010) e Xie *et al.* (2018). Entende-se que o equipamento não deve operar nas condições máximas ofertadas, pois quaisquer sobrecargas no equipamento podem levá-lo a uma condição inoperante. Adotando uma concentração de 55% (solução fraca) e 63% (solução forte), não limítrofe a referência do fabricante, observou-se um COP de 0,798.

As eficiências exergéticas dos ciclos simulados são demonstrados na Figura 12. Não há informações sobre isso no catálogo do fabricante.

Figura 22. Eficiências Exergéticas com as fontes alternativas de energia



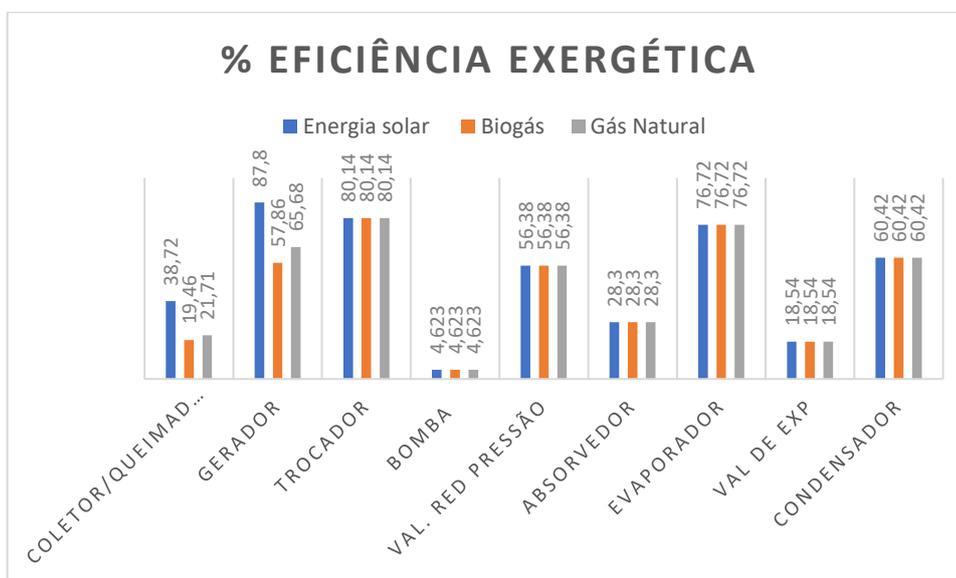
Fonte: Elaborado pelo autor.

Entretanto, Carneiro (2020) numa aplicação similar (*chiller* por absorção, simples efeito com solução de brometo de lítio e água, movido com energia oriunda de coletores solares) encontrou a eficiência exergética de 23,26%. Já Freire (2020) simulou fontes de energia de gases de exaustão oriunda da queima do biogás e gás natural em chillers por absorção e as eficiências exergéticas encontradas foram de 14,4% e 15,0% respectivamente. Logo, as eficiências simuladas apresentam-se em consonância com a literatura.

Nota-se que a eficiência exergética da água quente (energia solar) é relativamente maior em relação aos gases de exaustão (biogás e gás natural). Apesar de ter maiores disponibilidade de calor diante o aumento da temperatura em relação ao estado de referência, mais exergia é fornecida ao sistema e mais irreversibilidades podem ocorrer durante o processo de transferência de calor.

Além da eficiência exergética do ciclo é importante entender seu fluxo exergético. A Figura 15 apresenta dos fluxos exergéticos que contabilizam as eficiências exergéticas dos principais componentes do ciclo, bem como irreversibilidades (exergia perdida e destruída) do sistema mostrada na Figura 16.

Figura 23. Eficiências Exergéticas dos componentes dos ciclos



Fonte: Elaborado pelo autor.

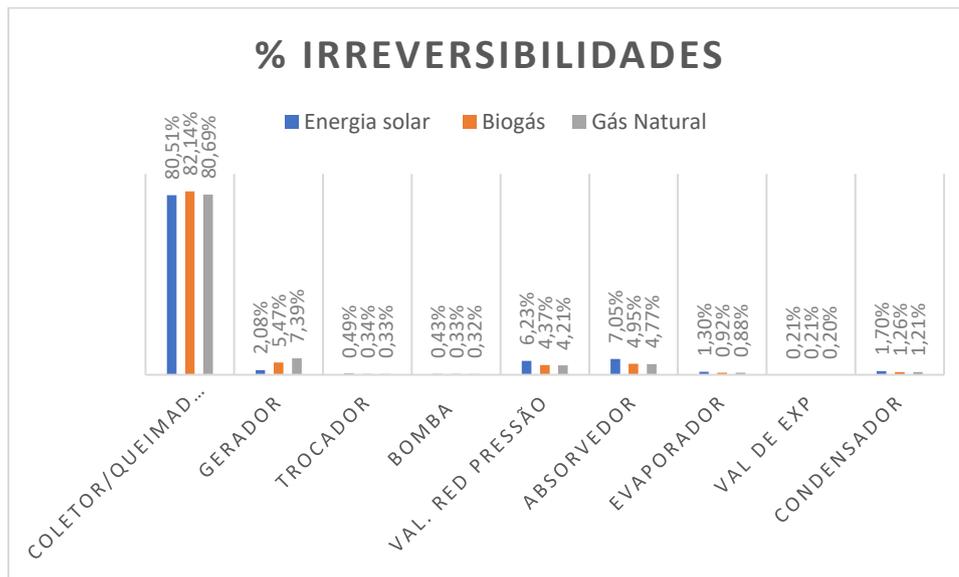
Pode-se verificar que não houve maiores diferenças entre as fontes de energia nos principais componentes do ciclo, isso porque não houve mudanças nos parâmetros de operação dos componentes do ciclo. As maiores mudanças ocorreram no gerador e a na fonte de energia.

A eficiência exergética mostra uma oportunidade de melhoria do sistema. A geração da fonte de energia se apresenta como boas oportunidades de melhoria decorrente as baixas eficiências exergéticas no coletor solar e no queimador. Os coletores solares de tubo evacuado não são eficientes em concentrar a energia proveniente do sol. Com os avanços tecnológicos, os coletores de calha parabólica apresentam maiores eficiências nesse aspecto, mas são destinados à altas

capacidades de produção de energia (SHIRAZI *et al*, 2016). Nos queimadores, pode-se maximizar a exergia da câmara de combustão através de tecnologias como injeção de combustível direto e sistemas de recuperação de calor, reduzindo as irreversibilidades geradas com as tecnologias utilizadas.

No *chiller* de absorção os componentes que apresentam oportunidades de melhoria são a bomba, o absorvedor e a válvula de expansão.

Figura 24. Irreversibilidades dos componentes dos ciclos



Fonte: Elaborado pelo autor.

As maiores irreversibilidades do sistema são: a fonte de energia (coletor/queimador), gerador, válvula redutora de pressão e absorvedor.

A alta taxa de irreversibilidade no coletor solar ocorre diante a dificuldades de materiais que consigam aproveitar com maior efetividade a radiação do solar. Ainda é um desafio à comunidade tecnológica o desenvolvimento de tecnologias que sejam capazes de maior aproveitamento da radiação solar. As tecnologias mais difundidas e aplicadas não são capazes de transferir toda energia oriunda da radiação solar.

O queimador assim como coletor solar apresenta grande irreversibilidade, isso ocorre porque a combustão não é perfeitamente eficiente e sempre há alguma quantidade de energia que é perdida durante o processo.

Observa-se maior irreversibilidade no gerador para os gases de exaustão em relação a água quente e menor no absorvedor. A maior irreversibilidade provavelmente ocorre por conta da redução da eficiência de transferência de calor

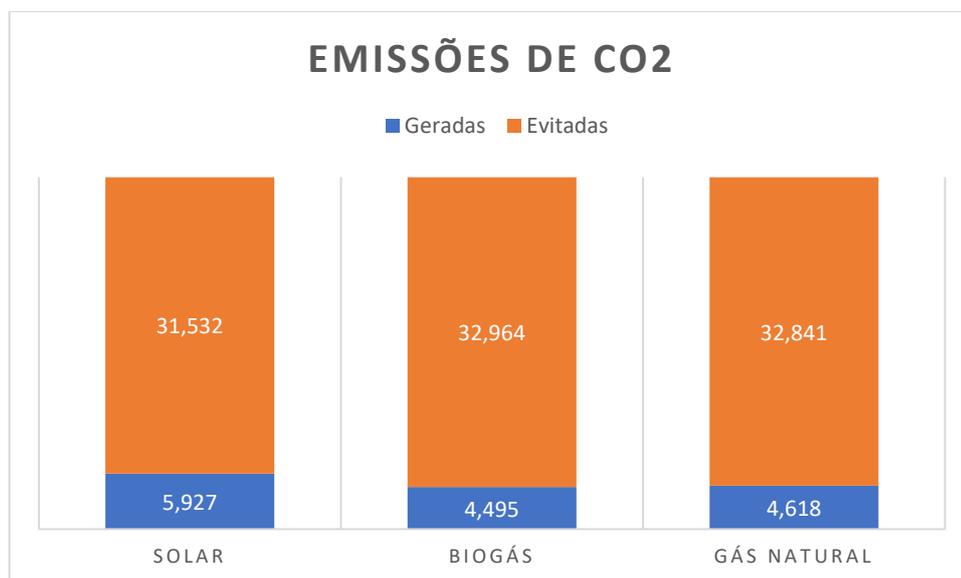
através de gases com o seu menor coeficiente de película (convecção).

As irreversibilidades que ocorrem no gerador e no absorvedor são, em sua maioria, decorrentes do processo de mistura entre o fluido absorvente e o fluido refrigerante (EISAVI *et al.*, 2018).

### 5.3. Análise das emissões de $CO_2$ entre as fontes de energia no *chiller* de absorção.

Em um sistema convencional de refrigeração seriam emitidos aproximadamente 37,46 t  $CO_2$  anuais. Pode-se observar que ao utilizar fontes alternativas de energia no *chiller* por absorção uma redução das emissões em mais de 80%, conforme ilustrado na Figura 16.

Figura 25. Emissões de  $CO_2$  com as fontes alternativas de energia (t  $CO_2$ )



Fonte: Elaborado pelo autor.

Percebeu-se que a redução das emissões de  $CO_2$  entre o biogás e o gás natural foram bem próximas, entretanto o IPCC (2006) aponta um erro médio entre 20~40% para o fator de emissão do biogás contra um erro médio de 5~10% no fator de emissão do gás natural. As reduções de emissões do sistema solar mostraram-se inferior em relação aos combustíveis, acredita-se que isso é decorrente da análise do seu ciclo

de vida e a quantidade de alumínio utilizado em seu processo de fabricação e montagem (MENZIES; RODERICK, 2019).

## 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES TRABALHOS FUTUROS

Os sistemas de refrigeração para aplicações de ar condicionado alimentados por fontes alternativas de energia apresentam-se opção às soluções técnicas que utilizam a eletricidade como principal fonte de energia, o maior apelo da aplicação dessas tecnologias é a diversificação da matriz energética e práticas sustentáveis. Com as simulações energéticas, exergéticas e ambiental realizada no ESS foi possível quantificar os fluxos energéticos e exergéticos e a quantidade de emissões de  $CO_2$ . Diante as fontes de energia simuladas, o COP para o *chiller* por absorção de simples efeito com solução de brometo de lítio e água foi de 0,8144. As oportunidades de melhoria do sistema estão na geração da fonte de energia primária: coletor solar e queimador; ou seja, maiores esforços para otimização desses componentes trarão resultados mais expressivos. O sistema movido com fonte da energia solar apresentou maior eficiência exergética (25,09%) em relação a queima de combustível com o biogás (15,72%) e o gás natural (17,03%). Foram evitadas em relação ao sistema convencional de resfriamento cerca de 80% das emissões de  $CO_2$ . Espera-se com os resultados obtidos a ampliação dos dados disponíveis acerca do assunto, tendo em vista o incentivo à ampliação de fontes alternativas de energia em *chillers* por absorção.

Sugere-se como trabalhos futuros: modelar e simular outras fontes de energia no *chiller* de absorção, como a energia geotérmica, e, com a queima do hidrogênio verde e seus combustíveis derivados. Além disso, para uma maior precisão da modelagem de fonte de energia solar, deve-se avaliar a resolução temporal do fornecimento de energia solar com variação horária e estações do ano, comparando-a com medições em campo. Outro ponto relevante, seria analisar o ciclo de vida das fontes de energias alternativas utilizadas a fim de verificar seu impacto ambiental e compará-los com a utilização de fatores de emissão.

## REFERÊNCIAS

- AL-FALAH, A.; ALOBAID, F.; EPPLE, B.A.. **New Design of an Integrated Solar Absorption Cooling System Driven by an Evacuated Tube Collector: a case study for baghdad, iraq.** Applied Sciences, MDPI AG [S.L.], v. 10, n. 10, may. 2020. <http://dx.doi.org/10.3390/app10103622>.
- ALVES, L.G. **Análise térmica e exergética de máquinas de absorção de simples efeito.** 2018. 65p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2018.
- ALHAMID, M.I.;NASRUDDIN; LUBIS, A.; SAITO, K.; YABASE, H.; AISYAH, N... **Energy Analysis for the Solar Thermal Cooling System in Universitas Indonesia.** International Journal Of Air-Conditioning And Refrigeration, [S.L.], v. 27, n. 03, set. 2019. <http://dx.doi.org/10.1142/s2010132519500238>.
- ALLOUHI, A.; KOUSKSOU, T.; JAMIL, A.; BRUEL, P.; MOURAD, Y.; ZERAOULO, Y. **Solar driven cooling systems: Ver updated review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 44, p. 159-181, 2015.
- ALHAMID, M.I.; CORONAS, Alberto; LUBIS, Arnas; AYOU, Dereje S.; NASRUDDIN; SAITO, Kiyoshi; YABASE, Hajime. **Operation strategy of a solar-gas fired single/double effect absorption chiller for space cooling in Indonesia.** Applied Thermal Engineering, [S.L.], v. 178, p. 115524, set. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115524>.
- AMIRI, L.; MADADIAN, E.; BAHRANI, N.; GHOREISHI-MADISEH, S.A. **Techno-Economic Analysis of Waste Heat Utilization in Data Centers: application of absorption chiller systems.** Energies, [S.L.], v. 14, n. 9, abr. 2021. <http://dx.doi.org/10.3390/en14092433>.
- ANSI/ASHRAE/IES. Standard 90-1. **Energy standard for buildings except low-rise residential buildings** (I-P edition). Atlanta: ASHRAE. 2016
- ASHRAE. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. ASHRAE Handbook: fundamentals. 1997.
- ATLAS SOLAR: Bahia. AWS Truepower, Camargo Schubert Engenheiros Associados, FIEB/SENAI CIMATEC. — Curitiba: Camargo Schubert. Salvador : SECTI:SEINFRA:CIMATEC/SENAI, 2018.
- BAHIAGÁS, **Gás natural: benefícios ambientais no Estado da Bahia**, Salvador: Solisluna Design e Editora, 2005. 132 p. Disponível em: < [http://www.bahiasgas.com.br/download/livro\\_gas\\_natural.pdf](http://www.bahiasgas.com.br/download/livro_gas_natural.pdf) >
- BALISTSKY,S.; STRIELKOWSKI, W.; STREIMIKIENE, D.. **Energy efficiency and natural gas consumption in the comercia of economic development in the European Union.** Renewable And Sustainable Energy Reviews, v. 55, p.156-168, mar. 2016.

- BAMISILE, O.; HUANG, Q; ANANE, P.O.K.; DAGBASI, M. **Performance Analyses of a Renewable Energy Powered System for Trigeneration**. Sustainability, [S.L.], v. 11, n. 21, out. 2019. <http://dx.doi.org/10.3390/su11216006>.
- BEJAN, A. **Fundamentals of exergy analysis, entropy Generation minimization, and the generation of flow architecture**. Internacional Journal of Energy Research, 2002. 26:545-565 (DOI: 10.1002/er.804)
- BELLOS, E.; LYKAS, P.; TZIVANIDIS, C.. **Theoretical Analysis of a Biomass-Driven Single-Effect Absorption Heat Pump for Heating and Cooling Purposes**. Applied System Innovation, [S.L.], v. 5, n. 5, p. 99, 9 out. 2022. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/asi5050099>.
- BELLOS, E.; SYMEOU, C.; TZIVANIDIS, C.; ANTONOPOULOS, K.A. **Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller–A dynamic approach**. Energy Conversion and Management, v. 137, p. 34-48, 2017.
- BRIZI, F.; SILVEIRA, J. L.; DESIDERI, U., REIS, J. A. dos, TUNA, C. E., & LAMAS, W. de Q. **Energetic and economic analysis of a Brazilian compact cogeneration system: Comparison between natural gas and biogas**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 38, 193–211. 2014 doi:10.1016/j.rser.2014.05.088
- BUONOMANO, A.; CALISE, F.; PALOMBO, A.; VICIDOMINI, M. **Energy and economic analysis of geothermal–solar trigeneration systems: a case study for a hotel building in ischia**. Applied Energy, Elsevier BV, [S.L.], v. 138, p. 224-241, jan. 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.076>.
- BURCKHART, H.J.; AUDINET, F.; GABASSI, M.L.; MARTEL, C. **Application of a novel, vacuum-insulated solar collector for heating and cooling**. Energy Procedia. n. 48, p. 790-795. 2014.
- CARNEIRO, L.B. **Análise termoeconômica da tecnologia de refrigeração solar em chiller de absorção de baixa capacidade**. 2020. 108p. Dissertação (Mestrado em Gestão e Tecnologia Industrial) - Centro Universitário SENAI CIMATEC, SENAI CIMATEC, Salvador, 2020.
- CAPOSCIUTTI, G.; BACCIOLI, A.; FERRARI, L.; DESIDERI, U.. **Impact of ambient temperature on the effectiveness of inlet air cooling in a co-digestion biogas plant equipped with a mGT**. Energy Conversion And Management, [S.L.], v. 216, p. 112874, jul. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112874>.
- CHEN, J.F.; DAI, Y.J.; WANG, R.Z.. **Experimental and analytical study on an air-cooled single effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption chiller driven by evacuated glass tube solar collector for cooling application in residential buildings**. Solar Energy, Elsevier BV [S.L.], v. 151, p. 110-118, jul. 2017. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2017.05.029>.
- CRESESB. **Potencial Solar - SunData v 3.0**. Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br/index.php#data>. Acesso em: 20 ago. 2022.

- CRUZ, L.S.; ALMEIDA, A.G.S.; TORRES, E.A.. **Análise exergética de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito**. CONEM VII, São Luis - Maranhão. ABMC, 2012. 11 p. Disponível em: <https://www.abcm.org.br/anais/conem/2012/PDF/CONEM2012-1159.pdf>. Acesso em: 14 dez. 2022.
- ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A. **Thermodynamics: an engineering approach**. New York: McGraw-Hill, 1998.
- DINCER, I.; ROSEN, M. A. **Exergy: energy, environment and sustainable development**. 1.ed. Elsevier, 2007. 454p.
- EISAVI, B.; KHALILARYA, S.; CHITSAZ, A.; ROSEN, M.. **Thermodynamic analysis of a novel combined cooling, heating and power system driven by solar energy**. Applied Thermal Engineering, v. 129, p. 1219-1229, 2018.
- EES-*Engineering Equation Solver*, 1992-2013. S.A Klein Professional V9.457-3D F-Chart Software (08/03/13).
- EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (org.). **Balanço Energético Nacional 2020: Ano base 2019**. Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro. 2020. 292 p. Disponível em: [https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-479/topico-528/BEN2020\\_sp.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-479/topico-528/BEN2020_sp.pdf). Acesso em: 11 fev. 2021.
- EVINCHAN, E.; DINCER, I.; LANG, H.. **Energy and exergy analyses of a biogas driven multigenerational system**. Energy, [S.L.], v. 166, p. 715-723, jan. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.085>.
- FCHARTSOFTWARE. **Visão Geral**. 2023 Disponível em: <https://fchartsoftware.com/ees/index.php/>. Acesso em: 23 mar. 2023.
- FREIRE, R.M.M.; SANTOS, A.A.B.; ALMEIDA, A.G.S. **Avaliação termoeconômica de três propostas para unidade de cogeração de energia movida a gás natural, biogás ou gás de síntese**. J Braz. Sociedade Mec. ciência Eng. v. 42, n. 8, 440, jul. 2020 <https://doi.org/10.1007/s40430-020-02526-9>
- FLIGENSPAN, Flávio Benevett. A indústria brasileira no período 2007-2014: perdas e ganhos num ambiente de baixo crescimento\*. **Economia e Sociedade**, [S.L.], v. 28, n. 2, p. 421-448, ago. 2019. FapUNIFESP (SciELO). <http://dx.doi.org/10.1590/1982-3533.2019v28n2art06>.
- GHOLAMIAN, E.; ZARE, V.; MOUSAVI, S.M. **Integration of biomass gasification with a solid oxide fuel cell in a combined cooling, heating and power system: a thermodynamic and environmental analysis**. International Journal Of Hydrogen Energy, v. 41, n. 44, p. 20396-20406, nov. 2016.
- GOLDEMBERG, José. **Biomassa e energia**. Química Nova, [S.L.], v. 32, n. 3, p. 582-587, 2009. FapUNIFESP (SciELO). <http://dx.doi.org/10.1590/s0100-40422009000300004>.

- GOMRI, Rabah. Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems. **Energy Conversion And Management**, [S.L.], v. 51, n. 8, p. 1629-1636, ago. 2010. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.039>.
- IBRAHIM, N.I.; AL-SULAIMAN, F.A.; ANI, FN. **A detailed parametric study of a solar driven double-effect absorption chiller under various solar radiation data**. Journal Of Cleaner Production, Elsevier BV, [S.L.], v. 251, abr. 2020. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.119750>.
- INMETRO, **Tabelas PBE solar 2021**. 2021. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/Coletoressolares-banho.pdf>. Acesso em: 20 ago. 2022.
- INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **World energy balances database (2018)**. 2020. Disponível em: <https://www.iea.org/data-and-statistics?country=WORLD&fuel=Energy%20consumption&indicator=TFCbySource>. Acesso em: 11 fev. 2021.
- IPCC. **Revised 1996 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories**. 2. ed., Prepared by the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC). 1996
- IPCC. INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. **Alterações climáticas 2014: impactos, adaptação e vulnerabilidade**. 2014. Disponível em: [https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/03/ar5\\_wg2\\_spmport-1.pdf](https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/03/ar5_wg2_spmport-1.pdf). Acesso em: 22 mar. 2023.
- JABARI, F.; MOHAMMADI-IVATLOO, B.; BANNAE-SHARIFIAN, M.B; GHAEBI, H.. **Design and performance investigation of a biogas fueled combined cooling and power generation system**. Energy Conversion And Management, v. 169, p. 371-382, ago. 2018. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.026>
- JALILI, M., Chitsaz, A. & Alhuyi Nazari, M. **Investigating the fuel type influence on the thermo-economic performance of absorption refrigeration systems: a comparative study**. J Therm Anal Calorim 147 , 4763–4780 (2022).
- JRADI, M.; RIFFAT, S.. **Tri-generation systems: energy policies, prime movers, cooling technologies, configurations and operation strategies**. Renewable And Sustainable Energy Reviews, [S.L.], v. 32, p. 396-415, abr. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.039>.
- KETJOY, N.; YONGPHAYOON, R.; MANSIRI, K.. **Performance Evaluation of 35kW LiBr–H<sub>2</sub>O Solar Absorption Cooling System in Thailand**. Energy Procedia, v. 34, p. 198-210, 2013.
- KOTAS, T.J. **O método exergético de análise de usinas térmicas**. 1. ed. Elsevier, 1985. 296 p. <https://doi.org/10.1016/C2013-0-00894-8>
- LINJAWI, M.T.; TALAL, Q.; AL-SULAIMAN, F.A.. **Evaluation of solar thermal driven cooling system in office buildings in Saudi Arabia**. E3S Web Of Conferences, EDP Sciences, [S.L.], v. 23. 2017. <http://dx.doi.org/10.1051/e3sconf/20172305001>.

- LG ELECTRONICS. **LG HVAC solution: absorption chiller**. Korea: LG Electronics. 2015
- MANSOURI, R. et al., . **Modelling and testing the performance of a Comercial ammonia/water absorption chiller using Aspen-Plus platform**. Energy, v. 93, p.2374-2383, dez. 2015.
- MCTI. **Fatores de emissão da margem de operação pelo método da análise de despacho**. 2021. Disponível em: [https://antigo.mctic.gov.br/mctic/opencms/ciencia/SEPED/clima/textogeral/emissao\\_despacho.html](https://antigo.mctic.gov.br/mctic/opencms/ciencia/SEPED/clima/textogeral/emissao_despacho.html). Acesso em: 02 fev. 2022.
- MEHMOOD, S.; MAXIMOV, S.A.; CHALMERS, H.; FRIEDRICH, D.. **Energetic, Economic and Environmental (3E) Assessment and Design of Solar-Powered HVAC Systems in Pakistan**. Energies, v. 13, n. 17, p. 4333-4363, 21 ago. 2020. <https://doi.org/10.3390/en13174333>
- MENZIES, G.F.; RODERICK, Y.. **Energy and carbon impact analysis of a solar thermal collector system**. International Journal Of Sustainable Engineering, [S.L.], v. 3, n. 1, p. 9-16, mar. 2019. Informa UK Limited. <http://dx.doi.org/10.1080/19397030903362869>.
- MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. **Princípios de Termodinâmica para engenh Fundamentals of engineering thermodynamics**. 5th ed. England: Jhon Wiley & Sons, Inc, 2006.
- MORIS, C.H; GUEVARA, M.T.C.; SALMON, AI.; LORCA, A.. **Comparison between Concentrated Solar Power and Gas-Based Generation in Terms of Economic and Flexibility-Related Aspects in Chile**. Energies, v. 14, n. 4, p. 1063-1093, 18 fev. 2021.
- MURA, P;G.; INNAMORATI, R.. **Design of a New System of High-power Efficiency Conditioning Cogeneration Energy for a Building of the University of Cagliari with Fossil Fuel Plants**. Energy Procedia, v. 78, p.1111-1116, nov. 2015.
- NASKEO ENVIRONNEMENT. **The Biogas**. 2009 Disponível em: [http://www.biogas-renewable-energy.info/biogas\\_composition.html](http://www.biogas-renewable-energy.info/biogas_composition.html). Acesso em: 21 jun. 2022.
- OLIVEIRA, Y.P.L.O. **Desafios do mercado de carbono após o Acordo de Paris, uma revisão narrativa**. Meio Ambiente (Brasil), v.4, n.1, p.02-20. 2022.
- PANTALEO, A.M.; CAMPOREALE, S.M.; MARKIDES, C.N.; MUGNOZZA, G.S.; SHAH, N.. **Energy Performance and Thermo-economic Assessment of a Microturbine-based Dual-fuel Gas-biomass Trigeneration System**. Energy Procedia, v. 105, p. 764-772, maio 2017. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.387>
- PETELA, K.; MANFRIDA, G.; SZLEK, A.. **Advantages of variable driving temperature in solar absorption chiller**. Renewable Energy, v. 114, p. 716-724, dez 2017.

- PROTEGEER. MINISTÉRIO DO DESENVOLVIMENTO REGIONAL. **Roteiro para redução de emissões de gases de efeito estufa (GEE) no manejo de RSU.** Brasília- DF. 2021. Disponível em: <https://www.gov.br/mdr/pt-br/assuntos/saneamento/protegeer/07.RoteiroparaReducaodasEmissoesdeGase sdeEfeitoEstufaGEE noManejodeRSU.pdf>. Acesso em: 02 fev. 2022.
- QIAN, Y.; SUN, S.; JU, D.; SHAN, X.; LU, X. **Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 69, p. 50-58, 2017.
- SADI, M.; CHAKRAVARTY, K;H.; BEHZADI, A.; ARABKOOHSAR, A. **Techno-economic-environmental investigation of various biomass types and innovative biomass-firing technologies for cost-effective cooling in India.** Energy, [S.L.], v. 219, p. 119561, mar. 2021. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2020.119561>.
- SARBU, L.; SEBARCHIEVICI, C.. **General review of solar-powered closed sorption refrigeration systems.** Energy Conversion And Management, v. 105, p. 403-422, nov. 2015
- SCHIFFLECHNER, C.; IRRGANG, L.; KAUFMANN, F.; APOLINARIO, C.M.; WIELAND, C.; SPLIETHOFF, H. **Optimal integration of different absorption chillers in geothermal trigeneration systems with Organic Rankine Cycles.** Proceedings of ECOS 2022 - The 35th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems July 4-7, 2022, Copenhagen, Denmark. Acesso em 07 de fevereiro de 2022, <[http: https://www.researchgate.net/profile/Christopher-Schifflechner-2/publication/361902513\\_Optimal\\_integration\\_of\\_different\\_absorption\\_chillers\\_in\\_geothermal\\_trigeneration\\_systems\\_with\\_Organic\\_Rankine\\_Cycles/links/62cbcc38cab7ba7426e4abc9/Optimal-integration-of-different-absorption-chillers-in-geothermal-trigeneration-systems-with-Organic-Rankine-Cycles.pdf](http://https://www.researchgate.net/profile/Christopher-Schifflechner-2/publication/361902513_Optimal_integration_of_different_absorption_chillers_in_geothermal_trigeneration_systems_with_Organic_Rankine_Cycles/links/62cbcc38cab7ba7426e4abc9/Optimal-integration-of-different-absorption-chillers-in-geothermal-trigeneration-systems-with-Organic-Rankine-Cycles.pdf)
- SEGURADO, R.; PEREIRA, S.; CORREIA, D.; COSTA, M.. **Techno-economic analysis of a trigeneration system based on biomass gasification.** Renewable And Sustainable Energy Reviews, v. 103, p. 501-514, abr. 2019.
- SEVINCHAN, E.; DINCER, I.; LANG, H.. **Energy and exergy analyses of a biogas driven multigenerational system.** Energy, [S.L.], v. 166, p. 715-723, jan. 2019. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.085>.
- SHE, X.; CONG, L.; NIE, B.; LENG, G.; PENG, H.; CHEN, Y.; ZHANG, X.; WEN, T.; YANG, H.; LUO, Y.. **Energy-efficient and -economic technologies for air conditioning with vapor compression refrigeration: a comprehensive review.** Applied Energy, v. 232, p. 157-186, dez. 2018.
- SHEYKHI, M.; CHAHARTAGHI, M.; BALAKHELI, M.M.; KHARKESHI, B.A.; MIRI, S.M.. **Energy, exergy, environmental, and economic modeling of combined cooling, heating and power system with Stirling engine and absorption chiller.** Energy Conversion And Management, Elsevier BV [S.L.], v. 180, p. 183-195, jan. 2019. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2018.10.102>.

- SHIRAZI, A.; TAYLOR, R.A.; WHITE, S.D.; MORRISON, G.L.. **Transient simulation and parametric study of solar-assisted heating and cooling absorption systems: an energetic, economic and environmental (3e) assessment.** Renewable Energy, [S.L.], v. 86, p. 955-971, fev. 2016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.09.014>.
- SHIRAZI, A.; TAYLOR, R.A.; MORRISON, G.L.; WHITE, S.D.. **A comprehensive, multi-objective optimization of solar-powered absorption chiller systems for air-conditioning applications.** Energy Conversion And Management, Elsevier BV, [S.L.], v. 132, p. 281-306, jan. 2017. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.11.039>.
- SHIRAZI, A.; TAYLOR, R.A.; MORRISON, G.L.; WHITE, S.D.. **Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review.** Energy Conversion and Management, v. 171, p. 59-81, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.091>
- SILVA, DH. **Protocolos de Montreal e Kyoto: pontos em comum e diferenças fundamentais.** Revista Brasileira de Política Internacional, [S.L.], v. 52, n. 2, p. 155-172, dez. 2009.
- SILVEIRA, P.G. **Energia e mudanças climáticas: impactos socioambientais das hidrelétricas e diversificação da matriz energética brasileira.** Opinião Jurídica, v. 17, n. 33, p. 123-148, 2018.
- SMITH, J.M.; VAN-NESS, H. C.; ABBOTT, M.M. **Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química.** 7. ed. [S.I.]: LTC, 2007.
- STOECKER, W.F.; JONES, J.W.. **Refrigeração e ar condicionado.** McGraw-Hill do Brasil, 1985.
- STOECKER, W. F., JABARDO, J. M., **Refrigeração industrial.** 2ª ed. São Paulo, Edgard Blücher LTDA, 2002.
- THORNTON, J. W.; MCDOWELL, T. P.; HUGHES, P. J. **Comparison of practical vertical ground heat exchanger sizing methods to a Fort Polk data/model benchmark.** American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), 103, 1997
- TRNSYS. **TRNSYS.** 2019. Disponível em: <https://www.trnsys.com/>. Acesso em: 23 mar. 2023.
- TUNA, Celso Eduardo. **Análise exergética e termoeconomia: sistematização crítica da produção científica.** 2019. 78 f. Curso de Livre-Docente em Engenharia Térmica, na Disciplina de Sistemas Fluidomecânicos., Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2019.
- URNS, S.R. An introduction to combustion: Concepts and Applications, 3rd ed.; McGraw-Hill Education: NY, EUA, 752 páginas, 2011.

- UNITED NATIONS. **Kyoto protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change.** 1998. Disponível em: <https://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpeng.pdf>. Acesso em: 21 mar. 2023.
- VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E., **Fundamentos da Termodinâmica Clássica.** São Paulo: Edgar Blücher, 1995.
- VAZZOLER, Alex; AGUIAR, Maria C. C. **Uma análise da refrigeração por absorção empregando uso de energia solar térmica e fluidos verdes como absorventes.** Revista Processos Químicos, [S.L.], v. 15, n. 29, p. 107-124, 29 out. 2021. Revistas Processos Químicos. <http://dx.doi.org/10.19142/rpq.v0i0.624>.
- VILLARROEL-SCHNEIDER; MALMQUIST; ARAOZ; MARTÍ-HERRERO; MARTIN. **Performance Analysis of a Small-Scale Biogas-Based Trigeneration Plant: an absorption refrigeration system integrated to an externally fired microturbine.** Energies, [S.L.], v. 12, n. 20, p. 3830, 10 out. 2019. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/en12203830>.
- WANG T.; WANG C.; FENG X. Optmal match between heat source and absorption refrigeration. Computers and Chemical Engineering. Beijing, v. 102, p. 268-277, nov.2016.
- WRI BRASIL. **A trajetória dos 10 maiores emissores de carbono desde o Acordo de Paris em gráficos interativos.** 2023. Disponível em: [https://www.wribrasil.org.br/noticias/trajetoria-dos-10-maiores-emissores-de-carbono-desde-o-acordo-de-paris-em-graficos?gclid=EAlalQobChMIkqi4t8Dt\\_QIVBDyRCh2IlgABPEAAyAAEgJU1PD\\_BwE](https://www.wribrasil.org.br/noticias/trajetoria-dos-10-maiores-emissores-de-carbono-desde-o-acordo-de-paris-em-graficos?gclid=EAlalQobChMIkqi4t8Dt_QIVBDyRCh2IlgABPEAAyAAEgJU1PD_BwE). Acesso em: 21 mar. 2023.
- XIE, G.; SHENG G.; BANSAL, P.K.; LI, G.. **Desempenho do absorvedor de um resfriador de absorção de água/brometo de lítio.** Applied Thermal Engineering. v.28. p1157-1562. 2008.
- ZF, L.; SUMATHY, K.. **Technology development in the solar absorption air-conditioning systems.** Renewable & Sustainable Eneygy reviews. n. 4, p. 267-293, 2000.
- ZHENG, X.; SHI, R.; WANG, Y.; YOU, S.; ZHANG, H.; XIA, J.; WEI, S.. **Mathematical modeling and performance analysis of an integrated solar heating and cooling system driven by parabolic trough collector and double-effect absorption chiller.** Energy And Buildings, [S.L.], v. 202, nov. 2019. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109400>.