

**LUCIANO GUIMARÃES ALVES**

**Análise térmica e exergética de máquinas de  
absorção de simples efeito**

**Luciano Guimarães Alves**

**Análise térmica e exérgica de máquinas de  
absorção de simples efeito**

Trabalho de Mestrado apresentado ao Conselho de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Mestre em Engenharia Mecânica na área de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna  
Co-Orientador: Prof. Dr. José Alexandre Matelli

A474a	Alves, Luciano Guimarães Análise térmica e exergética de máquinas de absorção de simples efeito / Luciano Guimarães Alves. – Guaratinguetá, 2018. 65 f : il. Bibliografia: f. 61-65  Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2018. Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna Coorientador: Prof. Dr. José Alexandre Matelli  1. Refrigeração 2. Análise térmica 3. Termodinâmica. I. Título.  CDU 621.56 (043)
-------	---

Pâmella Benevides Gonçalves  
Bibliotecária/CRB-8/9203

LUCIANO GUIMARÃES ALVES

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA: ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

  
Prof. Dr.ª Ana Paula Rosifini Alves Claro  
Coordenadora

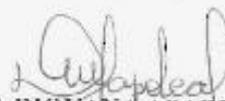
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA  
Orientador / UNESP-FEG



Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO  
UNESP-FEG



Prof. Dr.ª DIOVANA APARECIDA DOS  
SANTOS NAPOLÃO  
FEL/USP

Agosto de 2018

## **DADOS CURRICULARES**

### **LUCIANO GUIMARÃES ALVES**

**NASCIMENTO** 27.06.1986 – Guaratinguetá / SP

**FILIAÇÃO** Victor Francisco Alves  
Isabel Maria de Moura Guimarães

**2008/2015** Graduação em Engenharia Mecânica  
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá  
Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

dedico este trabalho  
de modo especial, à minha família

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos.

à agência de fomento à pesquisa CAPES pela concessão da bolsa de estudos de mestrado.

ao meu orientador, *Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna* e co-orientador, *Prof. Dr. José Alexandre Matelli* que jamais deixaram de me incentivar. Sem a sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível.

aos meus pais *Victor e Isabel*, que apesar das dificuldades enfrentadas, sempre incentivaram meus estudos.

à minha namorada Joice, pelo incentivo e compreensão nos momentos mais difíceis que enfrentei durante o mestrado.

às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar,

aos funcionários da Faculdade de Engenharia do Campos de Guaratinguetá pela dedicação e alegria no atendimento.

“É muito melhor arriscar coisas grandiosas, alcançar triunfos e glórias, mesmo expondo-se a derrota, do que formar fila com os pobres de espírito que nem gozam muito nem sofrem muito, porque vivem nessa penumbra cinzenta que não conhecem vitória nem derrota.”

Theodore Roosevelt

## RESUMO

As indústrias queimam combustíveis para produzir energia térmica para um processo. Em alguns casos, uma fração dessa energia não é completamente utilizada. Com o intuito melhorar a eficiência do sistema, essa fração de energia térmica não utilizada pode ser usada para acionar um Sistema de Refrigeração por Absorção (SRA). Nas últimas décadas, o interesse em usar SRA aumentou consideravelmente por conta da possibilidade de se utilizar vapor, água quente e gases de exaustão de sistemas de potência. Além disso, melhorias tecnológicas permitiram uma melhor eficiência do SRA. Uma modelagem termodinâmica do SRA foi realizada para analisar o desempenho de uma máquina em termos energéticos e exergéticos para obter água gelada a 5, 7, 9, 11 e 15 °C com uma fonte de água quente a 80, 90, 100, 110, 120 e 130 °C . A primeira e segunda lei da termodinâmica, tabelas e equações das propriedades da solução aquosa de brometo de lítio e água foram utilizadas para modelar o ciclo e efetuar os cálculos. As hipóteses básicas consideradas foram regime permanente, água pura, bomba isentrópica e processos adiabáticos. Através da análise dos resultados, que essa metodologia pode ser aplicada para determinar o comportamento da variação do COP e eficiência exergética em função da temperatura da água quente que alimenta o gerador e da água gelada obtida no evaporador. Realizou-se análise energética e exergética em cada componente do sistema. Com base nesses dados, pode-se verificar que a faixa de temperatura de água quente que o SRA deve ser alimentado de modo a operar na maior eficiência energética e exergética é de 90 a 100 °C. Ao analisar a distribuição exergética nos componentes, nota-se que as maiores perdas de exergia estão no gerador e absorvedor.

**PALAVRAS-CHAVE:** Sistema de refrigeração por absorção. Modelagem termodinâmica. Análise energética. Análise exergética.

## ABSTRACT

Industries burn fuels to produce thermal energy for a process. In some cases, a fraction of this energy is not fully utilized. In order to improve the efficiency of the system, this waste of energy can be used to drive an Absorption Refrigeration System (ARS). On the last decades, the interest in using ARS increased considerably because of the possibility of using steam, hot water or exhaust gases from thermal engines. Furthermore, technological improvements increased efficiency of this cycle. A thermodynamic model of an ARS was developed to calculate the required energy to generate cold water at 5, 7, 9, 11 e 15 °C from a heat source at 80, 90, 100, 110, 120, 130 °C. First law of thermodynamic, tables and equations of property of aqueous solution of lithium bromide and water were used to model the cycle. The basic hypothesis considered was steady state, pure water, isentropic pump and adiabatic processes. Analysis of the results revealed that this methodology can be applied to study the relationship between COP and exergetic efficiency as a function of the inlet hot water temperature and outlet cold water . Energetic and exergetic analysis were performed for each component. The results show that the highest COP and exergetic efficiency were obtained for hotwater temperature range between 90 to 100 °C. The distribution in terms of exergy in main components were studied and revealed that the high losses of exergy occurred in evaporator and absorber.

**KEYWORDS:** Absorption refrigeration system. Thermodynamic modeling. Energetic analysis. Exergetic analysis.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ciclo de refrigeração por compressão.....	20
Figura 2 - Diagrama Temperatura-entropia do ciclo de refrigeração por compressão .....	21
Figura 3 - Ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito .....	22
Figura 4 - Máquina de absorção Shuangliang .....	23
Figura 5 - Ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito .....	24
Figura 6 - Ciclo de refrigeração por absorção de triplo efeito .....	26
Figura 7 - Torre de resfriamento.....	27
Figura 8 - Comparação da variação da temperatura e COP entre o ciclo ideal e real .....	29
Figura 9 - Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração.....	31
Figura 10 - Custo operacional comparativo .....	32
Figura 11 - Diagrama de Temperatura-Concentração-Pressão H <sub>2</sub> O-LiBr .....	34
Figura 12 - Pontos de estudo no Sistema de refrigeração de simples efeito LiBr-H <sub>2</sub> O.....	40
Figura 13 - Representação do absorvedor como trocador de calor e mistura .....	41
Figura 14 - Sequência de cálculo para análise energética e exergética .....	47
Figura 15 - Variação da vazão de refrigerante (água) e Q <sub>ev</sub> para T <sub>5</sub> = 5 °C.....	49
Figura 16 - Variação da carga térmica Q <sub>g</sub> e Q <sub>ev</sub> para T <sub>5</sub> = 5 °C .....	49
Figura 17 - Variação da carga térmica Q <sub>abs</sub> , Q <sub>cd</sub> e Q <sub>r</sub> para T <sub>5</sub> = 5 °C .....	50
Figura 18 - Efeito da temperatura T <sub>11</sub> no COP para T <sub>ev</sub> = 5 °C .....	51
Figura 19 - Variação da eficiência exergética, T <sub>11</sub> e T <sub>ev</sub> .....	52
Figura 20 - Distribuição de exergia para os componentes do SRA T <sub>5</sub> = 5 °C ; T <sub>11</sub> = 90 °C.....	53

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre sistemas de refrigeração por absorção .....	28
Tabela 2 - Pares de absorvente/refrigerante .....	33
Tabela 3 - Dados para modelagem inicial do Sistema de Refrigeração de simples efeito LiBr-H <sub>2</sub> O .....	38
Tabela 4 - Estado termodinâmico em cada ponto do ciclo .....	39
Tabela 5 - Comparativo de cálculo de parâmetros com os da literatura .....	48
Tabela 6 - Tabela de parâmetros em cada componente para T <sub>11</sub> = 100 °C.....	54
Tabela 7 - Tabela de pontos de estudo para condição de melhor eficiência exergética .....	55
Tabela 8 - Tabela de pontos de estudo para condição de melhor coeficiente de desempenho	56

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\epsilon$	Eficiência	[ - ]
$h$	Entalpia	[kJ/kg]
$I$	Irreversibilidade	[kJ]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$P$	Pressão	[Pa]
$\dot{Q}$	Taxa líquida de transferência de calor	[W]
$T$	Temperatura	[°C]
$v$	Volume específico	[m <sup>3</sup> /kg]
$X_1$	Concentração da solução pobre	[%]
$X_2$	Concentração da solução rica	[%]
$W$	Potência da bomba	[W]

## Subscritos

abs	Absorvedor
ac	Água de condensação
ag	Água gelada
age	Água gelada na entrada
ags	Água gelada na saída
age	Água gelada na entrada do evaporador
ags	Água gelada na saída do evaporador
acs	Água de resfriamento na saída do absorvedor
ace	Água de resfriamento na entrada do condensador
acsc	Água de resfriamento na saída do condensador e entrada do absorvedor
ev	Evaporador
ex	Exergia/Exergético
cd	Condensador
g	Gerador
r	Regenerador
vex	Válvula de expansão
vsol	Válvula de solução

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>13</b>
1.1	OBJETIVOS.....	16
<b>2</b>	<b>SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E FLUIDOS REFRIGERANTES.....</b>	<b>17</b>
2.1	MÁQUINAS DE ABSORÇÃO E DE COMPRESSÃO DE VAPOR.....	19
2.1.1	<b>Sistema de refrigeração por compressão.....</b>	<b>19</b>
2.1.2	Máquina de absorção de simples efeito.....	21
2.1.3	Máquina de absorção de duplo efeito.....	23
2.1.4	Máquina de absorção de triplo efeito.....	24
2.1.5	Controle da capacidade do Sistema.....	29
2.1.6	Comparações entre o sistema de refrigeração por absorção e compressão.....	30
2.2	FLUIDOS REFRIGERANTES.....	32
2.3	SOLUÇÃO DE BROMETO DE LÍTIO E ÁGUA.....	34
2.3.1	Pressão e temperatura da solução brometo de lítio e água.....	34
2.3.2	Entalpia da solução brometo de lítio e água.....	35
2.3.3	Massa específica da solução brometo de lítio e água.....	35
2.3.4	Entropia.....	36
2.3.5	Cristalização.....	36
2.3.6	Corrosão.....	37
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>38</b>
3.1	ANÁLISE ENERGÉTICA.....	38
3.1.1	Hipóteses de dimensionamento.....	38
3.1.2	Evaporador.....	40
3.1.3	Absorvedor.....	41
3.1.4	Bomba.....	42
3.1.5	Regenerador.....	42
3.1.6	Gerador.....	43
3.1.7	Condensador.....	43
3.1.8	Coefficiente de desempenho (COP).....	43
3.2	ANÁLISE EXERGÉTICA.....	44
<b>4</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>48</b>
4.1	ANÁLISE TÉRMICA.....	48
4.2	ANÁLISE EXERGÉTICA.....	51
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>57</b>
	REFERÊNCIAS.....	59
	ANEXO.....	63

## 1 Introdução

Nas últimas décadas, o interesse em utilizar sistemas de refrigeração por absorção aumentou consideravelmente em função das possibilidades de se utilizar energia térmica de vapor, água quente ou gases de escape de sistemas de potência como insumo energético (MENNA, 2008). Somado a esses fatores, têm-se as inovações tecnológicas das fontes de energia solar, trocadores de calor e cogeração de sistemas que contribuem para redução de custo da energia e a preservação do meio ambiente.

Muitos processos industriais usam energia térmica da queima de combustível para produzir vapor ou calor útil. Essa energia, ao ser usada em um processo, não é completamente aproveitada. A parte que seria desperdiçada pode ser utilizada para acionar um sistema de refrigeração por absorção. De acordo com Lian et al. (2011), na China, até 67% do combustível consumido é desperdiçado na forma de calor não aproveitado e cerca de 60% da energia desperdiçada pode ser reaproveitada. Na Inglaterra, aproximadamente 4% da energia total consumida nos processos industriais poderia ser reaproveitada, o que pode representar centenas de toneladas de dióxido de carbono equivalente (LAW et al., 2016).

Em setores comerciais como, por exemplo, prédios comerciais, centros de compras, hospitais, hotéis, aeroportos e uma variedade de outros potenciais consumidores, há necessidade de consumo de energia térmica de refrigeração, calor útil ou energia elétrica. Nesses empreendimentos, pode-se aplicar uma central de geração ar condicionado, geração própria de eletricidade através de, por exemplo, turbinas a gás, e geração de água quente por cogeração. Nesse contexto, o sistema de refrigeração por absorção pode ser inserido por se tratar de uma máquina que pode ser acionada por queima direta de um combustível ou aproveitamento térmico de uma fonte de energia residual como, por exemplo, gás de escape de uma máquina ou água quente. Em 2014, o setor comercial dos EUA, demandou cerca de 19% de toda a energia consumida no país. Entretanto, estima-se que o consumo de energia nesse setor reduza 0,2% ao ano apesar do crescimento do setor. A principal razão para essa redução é a maior eficiência energética associada com a diminuição das perdas energéticas nos sistemas de geração de carga térmica (JOYBARY e HAGHIGHAT, 2016).

O reaproveitamento de energia térmica pode efetivamente reduzir o consumo de energia de origem fóssil, que possui estreita relação com a emissão de dióxido de carbono. Há diversos métodos para reaproveitar a energia térmica dos gases de exaustão de um motor ou de outro fluido quente de um processo industrial, dentre eles encontram-se trocadores de calor de casco-tubo ou aletas, bombas de calor, utilização de energia térmica de gases de escape

para acionar ciclo Rankine. Para uma fonte de energia térmica na faixa de 100 a 300 °C, um sistema de refrigeração por absorção é o mais indicado para receber essa carga térmica (HAMMOND e NORMAN, 2014).

Os sistemas de refrigeração frequentemente utilizados são os de compressão de vapor e o sistema de refrigeração por absorção. A principal diferença entre esses dois sistemas consiste na forma de se realizar o aumento de pressão no ciclo. No sistema de refrigeração por compressão, um compressor é utilizado para aumentar a pressão do fluido refrigerante. No sistema de refrigeração por absorção, o aumento de pressão é efetuado por uma bomba.

O sistema de refrigeração por absorção tem sido amplamente estudado nas últimas décadas, pois possuem várias vantagens em relação ao sistema de refrigeração por compressão. Algumas delas podem-se citar (OLIVEIRA et al., 2004), (JOYBARI e HAGHIGHAT, 2016) e (CANTARUTTI, 2011).

- Menor consumo de energia elétrica do que os sistemas de compressão de vapor;
- Baixa emissão sonora, o que permite ambiente de trabalho mais apropriado e seguro para os trabalhadores;
- Baixa vibração
- Menor demanda de manutenção e maior disponibilidade;

Justifica-se, normalmente, a aplicação do sistema de refrigeração por absorção em centrais de cogeração através da recuperação de energia térmica. Na literatura, nota-se que alguns autores, ao calcular a carga térmica de acionamento ou de refrigeração da máquina de absorção, negligenciam o efeito da temperatura do fluido quente que aciona o gerador e a temperatura da água gelada produzida no coeficiente de desempenho da máquina de absorção. Aplica-se simplesmente a definição de coeficiente de desempenho e análise da Primeira Lei da Termodinâmica. Em situações operacionais em que há necessidade de variações de carga térmica de refrigeração ou flutuações da temperatura ambiente, a análise da influência da temperatura do gerador no ciclo auxilia a economia de energia e redução dos custos operacionais.

De acordo com Harold e Radermacher (2016), a temperatura do gerador e do evaporador influenciam o coeficiente de desempenho e a eficiência exérgica do ciclo. A principal limitação da análise energética convencional baseada da Primeira Lei da Termodinâmica é não considerar a qualidade da energia. A análise exérgica não apenas

permite analisar o desempenho do sistema de refrigeração de absorção, como também proporciona identificar qual a magnitude e localização das perdas exergéticas (KERME et.al, 2017).

Nesta dissertação de mestrado realizam-se análise térmica da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para estudar a influência da temperatura da água quente que entra no gerador e a temperatura da água gelada obtida no coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito. Efetua-se o cálculo da distribuição exergética em cada componente do sistema. O estudo está dividido em 5 capítulos.

No capítulo 1 apresenta-se uma breve introdução do contexto, importância, justificativa e objetivos dessa dissertação de mestrado.

No capítulo 2, a revisão bibliográfica, analisam-se trabalhos relacionados aos objetivos propostos. Apresenta-se o princípio de funcionamento das máquinas de absorção de simples, duplo e triplo efeito, as formas de controle da capacidade do sistema, os principais fluidos utilizados em máquinas de absorção. Os problemas eventuais de cristalização e corrosão na máquina de absorção.

No capítulo 3, apresenta-se a metodologia utilizando os conceitos da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para modelagem do ciclo de absorção em termos energéticos e exergéticos. Apresentam-se os principais componentes do sistema e a definição de coeficiente de desempenho. Organizaram-se as etapas de cálculo em um fluxograma que contém as variáveis termodinâmicas entrada e saída e equações utilizadas.

No capítulo 4, analisam-se os gráficos de coeficiente de desempenho, vazão mássica de fluido refrigerante, calor transferido, eficiência exergética e distribuição da exergia em cada componente do sistema de refrigeração por absorção para diferentes temperaturas da água quente que entra no gerador e água gelada obtida no evaporador.

No capítulo 5, apresentam-se as conclusões de acordo com os estudos realizados.

## 1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho é realizar um estudo da influência da temperatura da água quente que entra no gerador e temperatura da água gelada obtida no evaporador no COP e exergia no Sistema de Refrigeração por Absorção de LiBr/Água. Os objetivos específicos são:

- Efetuar modelagem termodinâmica do sistema;
- Analisar a influência da variação da temperatura da água quente que entra no gerador na carga térmica do absorvedor, condensador, regenerador, gerador e evaporador.
- Realizar variação da temperatura da água quente que entra no gerador e sua influência no COP e exergia no sistema;
- Analisar a influência da variação da temperatura da água gelada no COP e exergia do sistema;
- Efetuar distribuição de exérgica nos principais componentes do sistema;
- Identificar qual a faixa de temperatura que se obtêm a máxima eficiência exérgica e COP;

## 2 Sistema de refrigeração e fluidos refrigerantes

Herold e Radermacher (2016) apresentam o fundamento de refrigeração por absorção, propriedades de fluidos, problemas de cristalização e corrosão, o princípio de funcionamento de máquinas de simples e duplo efeito enfatizando os fluidos LiBr/Água e Amônia/Água. Na análise termodinâmica do ciclo de simples e duplo efeito, há descrição das hipóteses básicas para modelagem dos ciclos, efeitos da temperatura do gerador sobre os demais componentes do sistema e coeficiente de desempenho Stoecker e Jabardo (2002) descrevem sistemas de ar condicionado com ênfase nas aplicações de ar condicionado em edifícios, residências e veículos, assim como psicrometria, cálculo de carga térmica, dimensionamento de dutos e modelagem do sistema de refrigeração por compressão. Há um capítulo dedicado ao SRA no qual o autor apresenta, sucintamente, o funcionamento do ciclo, coeficiente de desempenho, análise térmica e controle da capacidade.

Nota-se que nesses livros os autores limitam-se aos fundamentos da termodinâmica da refrigeração e análises energéticas sem utilizar programas computacionais de cálculos. O desenvolvimento de programas computacionais requer uma validação dos dados modelados em softwares comparados com dados experimentais. Somers et al. (2011) validou a metodologia de modelagem usando o *software* ASPEN para ciclos de absorção de simples e duplo efeito de água / brometo de lítio. Comparando com dados da literatura, a discrepância foi de 3% e 5% para o ciclo de absorção de simples e duplo efeito, respectivamente. Indicando assim, que o modelo proporciona resultados com precisão satisfatória. Martínez et al. (2016) desenvolveu um modelo de simulação no *software* EES para um chiller de 17,6 kW da Yazaki WFC-SC5 de simples efeito usando energia térmica dos gases de exaustão e coeficientes de cada trocador de calor, a vazão de refrigerante e as propriedades da água / brometo de lítio foram consideradas. Uma vez criado o modelo, dados reais foram usados para validar os resultados, comprovando a correlação entre os dados reais e simulados.

A tendência dos países é desenvolver novas tecnologias e estudos para reduzir as emissões de CO<sub>2</sub> e tornar as suas indústrias mais competitivas através do aumento da eficiência energética do parque industrial. Alguns países estão começando a quantificar os resíduos térmicos industriais (MIRÓ et al., 2015). Nota-se a importância de se reutilizar energia, a fim de aperfeiçoar processos e reduzir custos. Salmi et al. (2017) efetuaram modelagem termodinâmica para ciclo de refrigeração por absorção com LiBr/Água e Amônia/Água aplicado para embarcações. O coeficiente de desempenho foi analisado com diferentes temperaturas no gerador e evaporador. Examinou-se o sistema de absorção

acionado por gases de exaustão e água quente da camisa do cilindro. Através da análise dos resultados, os autores concluíram que se pode economizar até 70% de eletricidade usada em relação ao sistema por compressão. Estima-se que a economia de combustível pode ser de até 95 toneladas por ano. O sistema de absorção com LiBr/Água tem potencial de prover até 4 vezes mais potência de refrigeração do que o requerido, dependendo das condições de operação do motor.

A análise do ciclo de refrigeração por absorção aplicando os conceitos da primeira lei da termodinâmica constitui um método amplamente difundido e aplicado por diversos autores para otimizar e analisar o sistema. Oluleye et al. (2016) utilizou um modelo matemático com o simulador *Aspen HYSYS, Aspen Plus e Engineering Equation solver* para desenvolver uma metodologia para identificar o potencial de energia que pode ser reutilizada em sistemas de refrigeração e bombas de calor de absorção. Após fazer um estudo de caso em uma refinaria de médio porte, os autores concluíram que a eficiência da planta aumentou 10% como resultado da reutilização da energia em alguns processos estudados. Caso a reutilização energética fosse feita em todos os processos, a eficiência energética da planta aumentaria em 33%. Novella et al. (2017) modelaram e efetuaram um experimento usando ciclo de refrigeração por absorção de amônia para refrigerar o ar de admissão do motor. O potencial de aumento da eficiência do motor de combustão interna foi analisado teoricamente e experimentalmente. Os autores concluíram que a eficiência aumentou em mais de 4% no experimento, valor condizente com os resultados teóricos.

Entretanto, a análise energética, baseada na primeira lei da termodinâmica, não permite avaliar e quantificar as perdas exergéticas em cada componente e a influência no coeficiente de desempenho (COP). A segunda lei da termodinâmica permite analisar as perdas de exergia causadas pelas irreversibilidades.

A análise do sistema utilizando os conceitos da segunda lei da termodinâmica foi realizada por outros autores. Gong e Boulama (2014) estudou o sistema de refrigeração por absorção de brometo de lítio e água em termos exergéticos. Para cada componente da máquina a irreversibilidade foi quantificada e classificada como evitável ou inevitável. O autor concluiu que as maiores e inevitáveis irreversibilidades ocorrem no gerador e absorvedor.

Nesses trabalhos, porém, poucos têm como objetivo indicar uma faixa de temperatura para se obter o melhor COP e eficiência exergética. Gomri (2010) concluiu que o COP diminui a pequenas taxas após uma determinada temperatura do gerador e a eficiência exergética reduz a taxas maiores.

Na indústria há uma grande variedade de processos que disponibilizam fontes de energia térmica a diferentes temperaturas. Existem também diversas demandas de carga de refrigeração a diferentes temperaturas. Assim, faz-se necessário a determinação de uma faixa de temperatura de fonte quente de modo que a máquina de absorção opere na melhor eficiência exergética e maior COP.

## 2.1 Máquinas de absorção e de compressão de vapor

O ciclo termodinâmico das máquinas de absorção de simples efeito está esquematizado na Figura 1. A fonte de energia é fornecida ao gerador na forma de água quente, vapor, queimadores de combustíveis ou gases de escape de ciclos de potência. No evaporador, pode-se usar uma serpentina para se obter água gelada. Apesar do ciclo de refrigeração por absorção possuir valor do COP menor do que o ciclo por compressão (no máximo 1,8 para o de absorção e de até 6,0 para o de compressão) o COP das máquinas de absorção é definido de maneira diferente do sistema de compressão. O COP do ciclo de compressão é a relação da taxa de refrigeração pela potência de eixo fornecida ao compressor, enquanto que o COP do sistema de absorção é definido pela relação entre a carga de refrigeração pela potência térmica na forma de calor. Essa potência, que é na forma de trabalho, geralmente possui custo mais elevado que a energia na forma de calor.

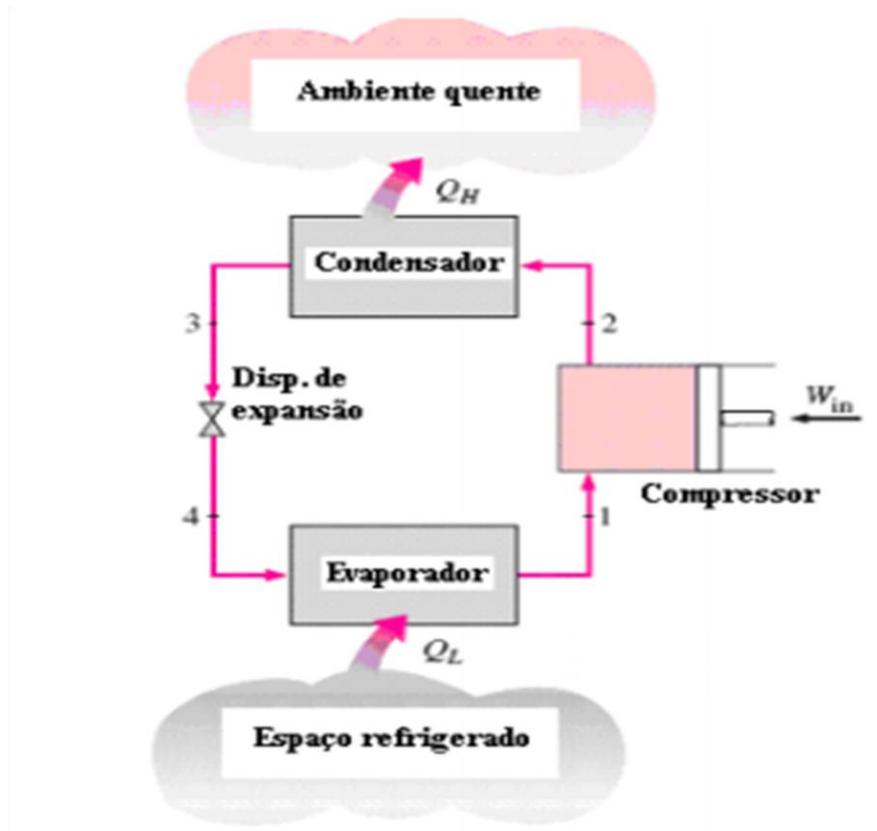
### 2.1.1 Sistema de refrigeração por compressão

O sistema de refrigeração por compressão é amplamente utilizado em ambientes industriais e domésticos. O ciclo de refrigeração por compressão possui quatro componentes básicos: um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador.

A Figura 1 representa, esquematicamente, o ciclo de refrigeração por compressão. Nessa figura podem-se observar os elementos básicos do sistema assim como o trabalho de compressão adicionado ao ciclo e o calor  $Q_H$  e  $Q_L$  que são trocados com o meio do ambiente quente ( $Q_H$ ) no condensador e espaço refrigerado ( $Q_L$ ) pelo refrigerador. O sistema de refrigeração por compressão funciona da seguinte forma: o fluido na forma de vapor superaquecido é comprimido (processo 1-2) e passa por um condensador até aproximadamente a condição de líquido saturado (processo 2-3). Ao passar pela válvula de expansão ocorre uma queda brusca da pressão em um processo isoentálpico (processo 3-4). O

fluido refrigerante na forma líquida é evaporado a pressão constante ao trocar calor com uma fonte a uma temperatura inferior (processo 4-1).

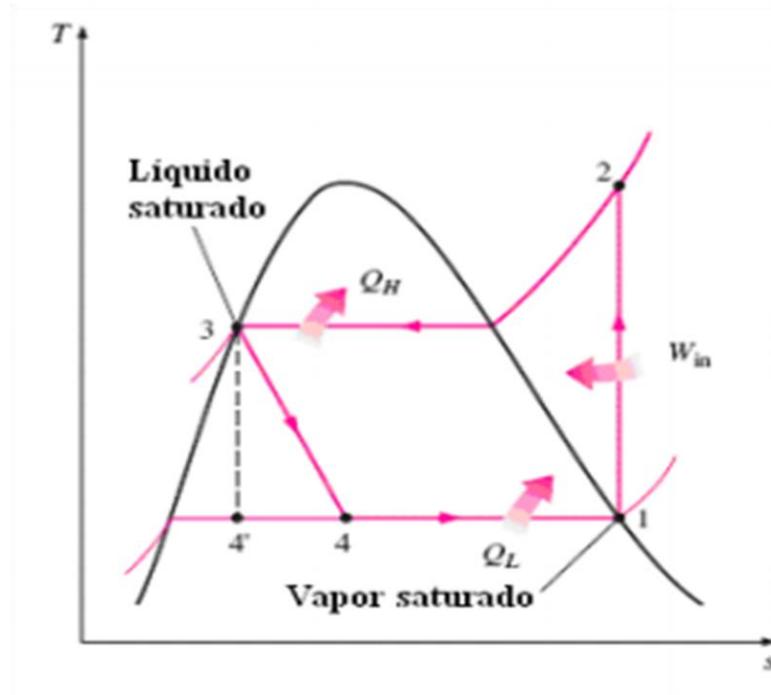
Figura 1: Ciclo de refrigeração por compressão



Fonte: Çengel e Boles (2013).

A Figura 2 representa o diagrama temperatura-entropia do ciclo termodinâmico do ciclo de refrigeração por compressão. Na condição de ciclo ideal, o processo 1-2 representa a compressão isentrópica. Nesse processo, aumenta-se a temperatura e pressão do fluido de trabalho que passa a condição de vapor superaquecido. Na fase 2-3, ocorre redução da temperatura e entropia transformando-o em estado líquido saturado. Nessa etapa, há troca de calor com o meio. O processo 3-4 é um estrangulamento adiabático que ocorre na válvula de expansão e provoca a redução da temperatura. No processo 4-1, o fluido passa para estado de vapor saturado ao trocar calor com o meio e aumenta a entropia.

Figura 2: Diagrama Temperatura-entropia do ciclo de refrigeração por compressão



Fonte: Çengel e Boles (2013).

### 2.1.2 Máquina de absorção de simples efeito

Para exemplificar o funcionamento de um ciclo termodinâmico de uma máquina de absorção será considerado um ciclo em que o fluido de trabalho é a solução de LiBr/Água que está esquematizado na Figura 3.

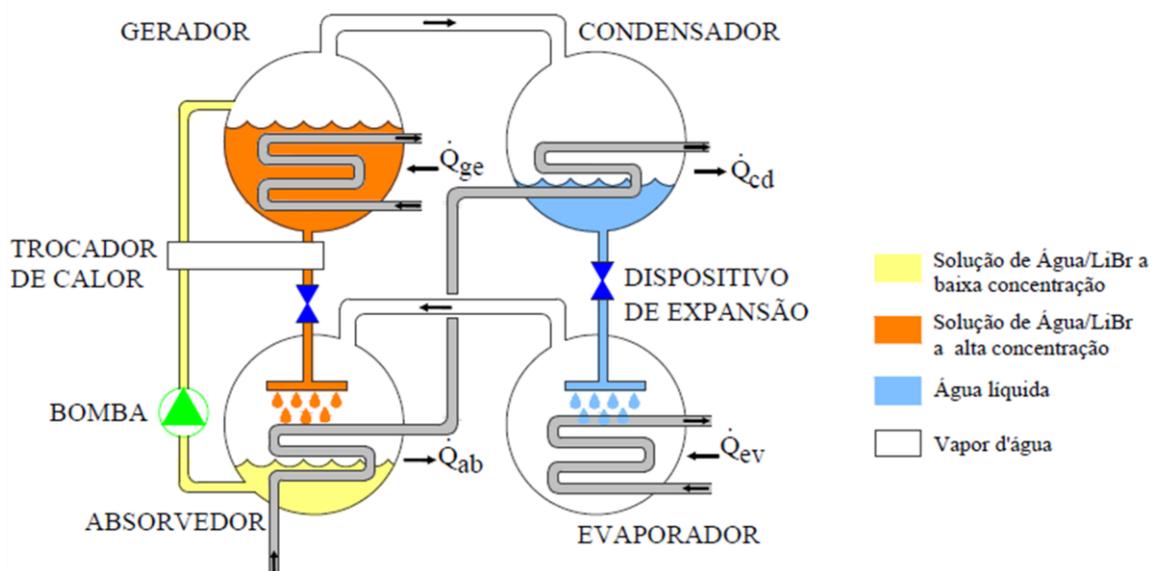
O sistema é composto por Gerador, Condensador, Válvula de Expansão, Evaporador, Absorvedor, Bomba, Válvula de Solução e Trocador de Calor. No ciclo de absorção, o vapor de água a baixa pressão é absorvido pela solução de LiBr/Água e a solução líquida é bombeada a uma pressão elevada. O fato de um líquido ser bombeado e não um vapor é uma vantagem em relação ao processo de compressão de vapor, pois o trabalho requerido é menor, uma vez que o volume específico do líquido é menor do que o do vapor.

A solução líquida fraca de LiBr/Água no absorvedor absorve a água de baixa pressão que sai do evaporador e é bombeada para o gerador. A solução fraca de LiBr/Água troca calor com a solução forte de LiBr/Água que sai do gerador. A solução de LiBr/Água no gerador é aquecida por uma fonte de calor (fornecida pelos gases de escape de máquinas de potência, vapor de água, queimadores ou água quente). O vapor de água que sai do gerador é

direcionado então para um condensador, onde libera calor para o meio. No estado líquido, a água passa por uma válvula de expansão e entra no evaporador onde absorve energia do meio onde se deseja resfriar (WYLEN et al., 2003).

O consumo de energia térmica que deve ser inserida no gerador representa um dos maiores custos de operação do sistema. A remoção de calor do absorvedor, por conta da reação exotérmica de absorção, também demanda custo. Para aperfeiçoar a troca de calor e, assim, reduzir o consumo térmico, pode-se adicionar um trocador de calor conforme a esquematização da Figura 3 para aquecer a solução que entra no gerador e esfriar a solução que sai do gerador e entra no absorvedor. A alta temperatura do fluido que supre o gerador para causar a evaporação do fluido refrigerante e o calor rejeitado para o meio no condensador e evaporador causam irreversibilidades no sistema e prejudicam o desempenho (COP) da máquina. O trocador de calor também auxilia na redução dessas irreversibilidades. Esse trocador de calor permite que a solução do absorvedor seja preaquecida antes de entrar no gerador ao usar a solução rica aquecida que deixa o gerador. Estudos experimentais concluem que o COP pode ter um aumento de cerca de 60 % com o uso de trocadores de calor adequados (SRIKHIRIN et al., 2001).

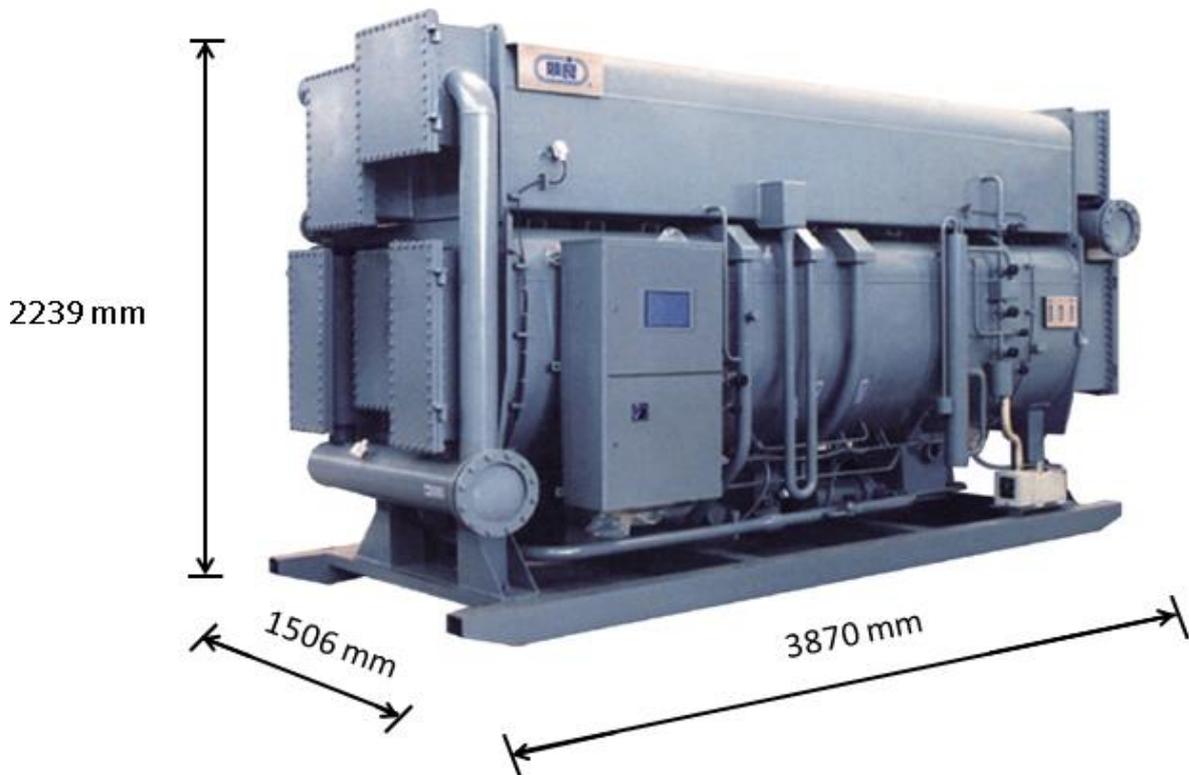
Figura 3: Ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito.



Fonte: Carvalho (2003).

A Figura 4 proporciona a vista em termos de dimensões de uma máquina de absorção de simples efeito com fluido Libr/Água Shuangliang modelo 99H2, 350 kW de potência térmica de geração de água gelada. De acordo com o catálogo do fabricante no Anexo A, esta máquina é acionada por água quente, possui capacidade de geração de água gelada de 60 m<sup>3</sup>/h com consumo de água quente a 95 °C de 37 ton/h.

Figura 4: Máquina de absorção Shuangliang



Fonte: Shuangliang (2017)

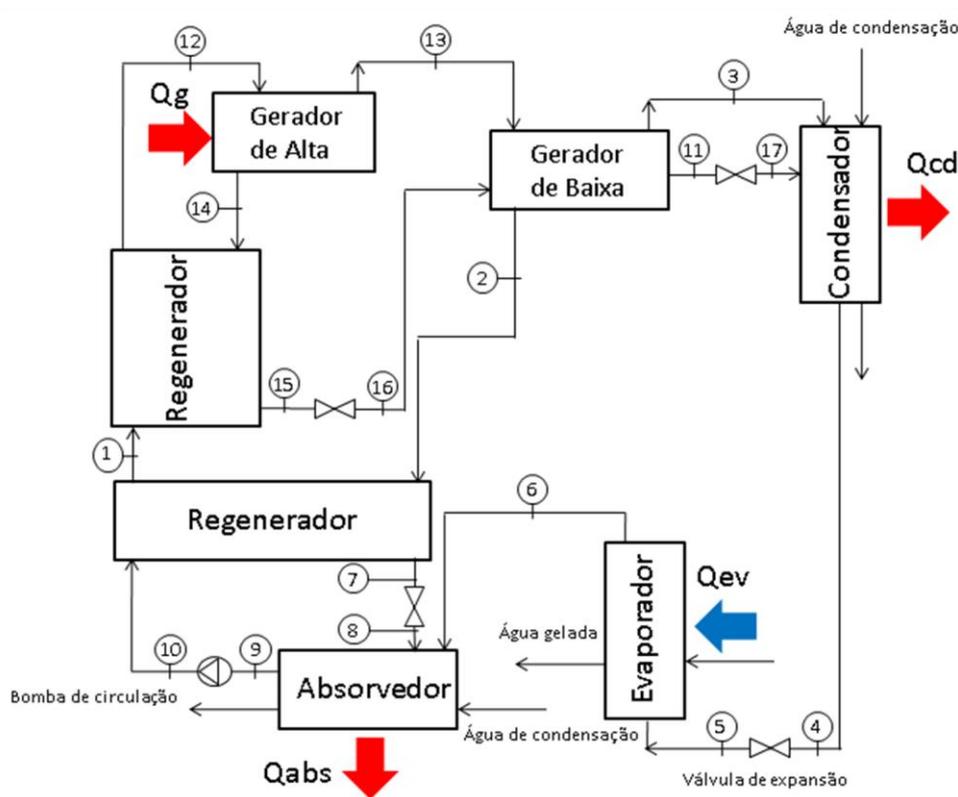
### 2.1.3 Máquina de absorção de duplo efeito

A Figura 5 representa a esquematização de uma máquina de absorção de duplo efeito. O ciclo de duplo efeito possui dois geradores, um de alta pressão e outro de baixa pressão. O funcionamento do ciclo de absorção de duplo efeito é semelhante ao de simples efeito. Após a saída do refrigerante no evaporador, a água é absorvida pela solução de LiBr-Água no absorvedor. Nesse processo, ocorre uma reação química exotérmica sendo necessário, portanto, remover calor da solução através de passagem de água. A solução diluída no absorvedor é bombeada e passa por trocadores de calor onde troca calor com a solução forte que sai do gerador de alta antes de entrar no gerador. O vapor segue então para ser

condensado no gerador a baixa, assim uma quantidade maior de refrigerante é evaporada. A utilização do gerador de baixa contribui para melhorar o aproveitamento térmico (RABAH, 2017; GOMRI, 2009).

No ciclo de absorção de duplo efeito são necessárias temperaturas maiores do que no de simples efeito. A vantagem do sistema de duplo efeito consiste em melhores valores de COP que pode ser obtido em relação ao sistema de simples efeito. Na literatura, encontram-se valores de 0,8 – 1,2 e 0,5 – 0,8 para sistemas de duplo e simples efeito, respectivamente (SIDDIQUI e SAID, 2014; THERMAX, 2017).

Figura 5: Ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito.



Fonte: Produção do próprio Autor

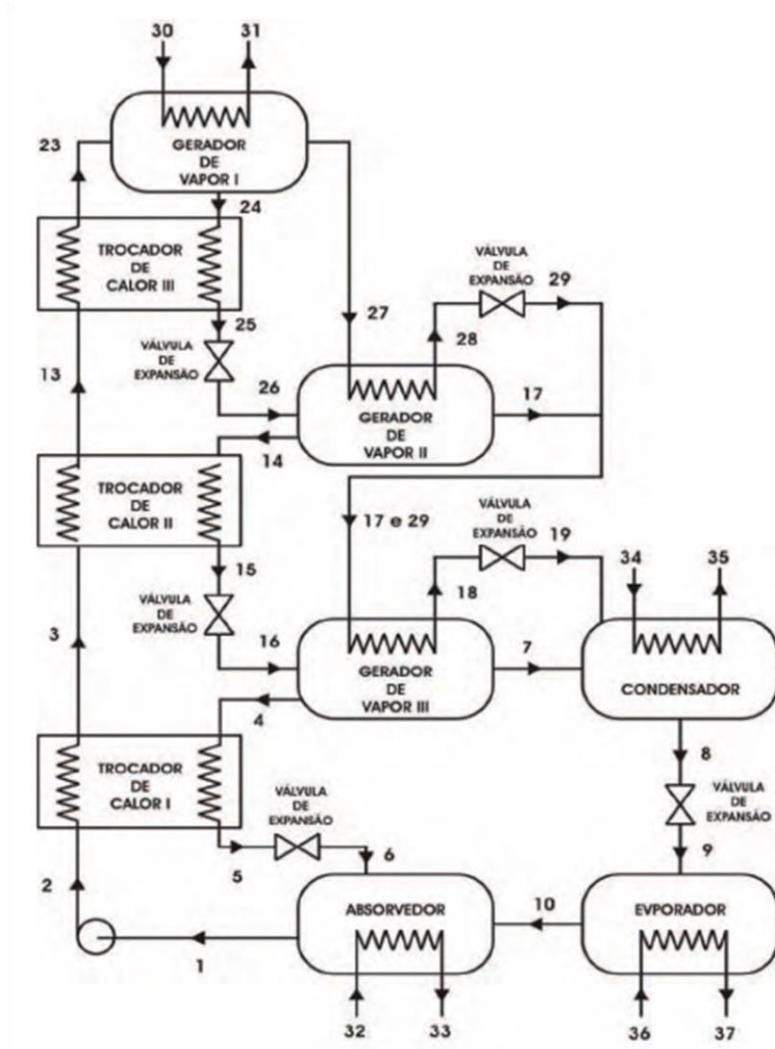
#### 2.1.4 Máquina de absorção de triplo efeito

Nos tópicos 2.1.2 e 2.1.3 foram apresentados, respectivamente, os sistemas de simples e duplo efeito. Esses sistemas são amplamente produzidos e utilizados nas mais diversas aplicações. Em 2014, a empresa fabricante de sistemas de refrigeração por absorção Thermax, começou a vender máquinas absorção de triplo efeito. De acordo com o fabricante, esse sistema pode atingir COP de 1,8. O principal desafio técnico desse sistema consiste, de modo

geral, em reduzir os efeitos da corrosão causada pelas altas temperaturas demandadas no gerador. Estes sistemas são complexos em termos de controle e apresentam grande manutenção por corrosão devido às altas temperaturas de operação. A Figura 6 contém a esquematização do ciclo de triplo efeito. O sistema de absorção de triplo efeito consiste em um evaporador, um absorvedor, um condensador, assim como o sistema de simples e duplo efeito, e três geradores, três trocadores de calor, três válvulas de expansão e três válvulas de redução. Notam-se na Figura 4 que o vapor refrigerante (água) é gerado três vezes. O gerador de vapor I é denominado de alta pressão e é alimentado por uma fonte quente (água líquida ou vapor) a alta pressão e temperatura. O gerador de vapor II recebe vapor a média pressão do gerador I e o gerador III recebe vapor do gerador II a baixa pressão. O sistema de triplo efeito gera mais vapor do que o de simples e duplo, essa está relacionado com o número de geradores usados. O evaporador e absorvedor operam a baixa pressão.

Nesse ciclo a solução fraca de LiBr/água é bombeada para o gerador de vapor I passando pelos três trocadores de calor. No gerador de vapor I ocorre a troca de calor com o fluido da fonte quente, o aumento de temperatura provoca a evaporação do fluido refrigerante (água) que segue para o gerador de vapor II. A solução forte passa pelos trocadores de calor I, II e III e pelos geradores de vapor II e III alternadamente até entrar no absorvedor. Esse processo deve ser feito para melhor aproveitamento térmico do ciclo. Ao entrar no gerador de vapor II, o vapor de água proveniente do gerador I é aquecido novamente através da troca de calor com a solução forte e segue para o gerador III onde troca calor novamente com a solução forte. No condensador, o vapor de água condensa através da troca de calor com a água de resfriamento e segue para a válvula de expansão e evaporador onde a água condensada troca calor com o fluido a ser resfriado. A água entra no absorvedor onde é absorvida pela solução forte que sai do gerador III. Completa-se, assim, o ciclo (MARYAMI e DEGHAN, 2017 e GOMRI, 2009).

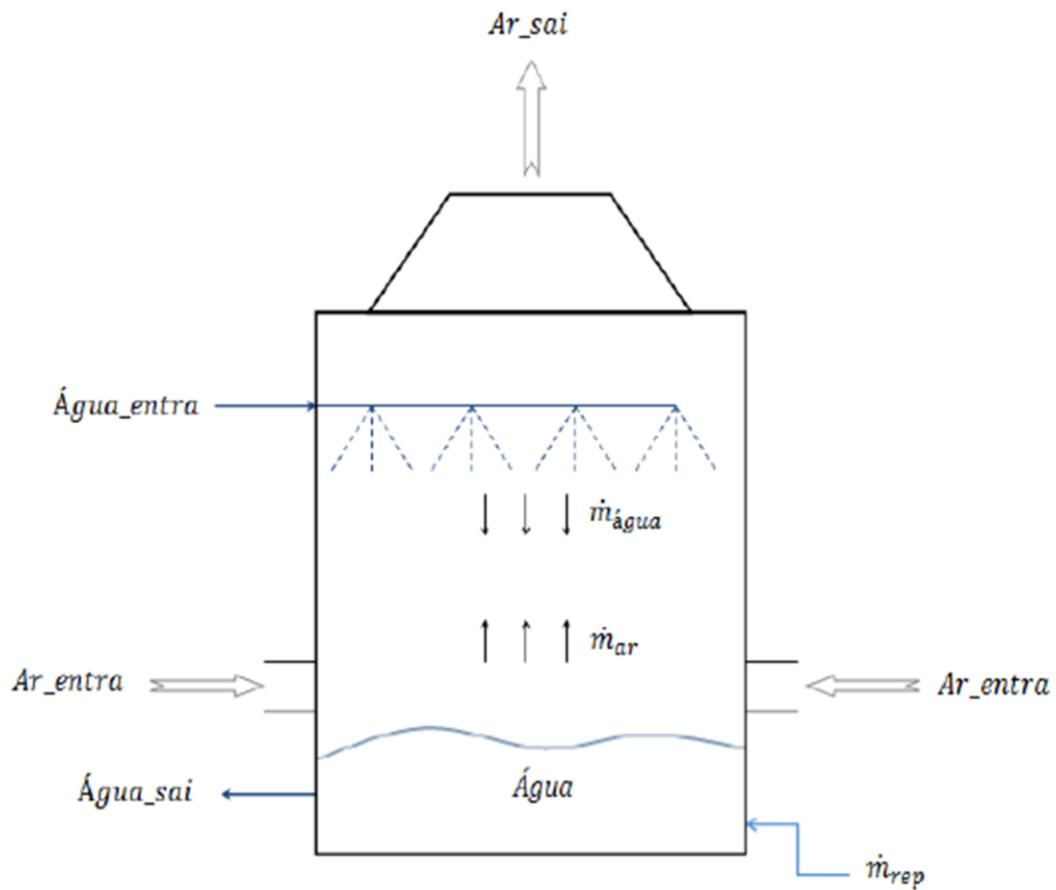
Figura 6: Ciclo de refrigeração por absorção de triplo efeito



Fonte: Rocha (2010).

Nota-se nas Figuras 3, 5 e 6 que no condensador e no absorvedor a carga térmica deve ser removida para que haja um circuito fechado de água de resfriamento. Isso pode ser fornecido por uma torre de resfriamento conforme esquematizado na Figura 7. Este equipamento pode ser do tipo ventilação forçada com a utilização de um motor e ventilador ou resfriamento natural. A troca de calor ocorre entre a massa de ar que circula por dentro da torre e a massa de água que entra torre. Apesar de funcionar como um sistema fechado há perdas de massa de água que deve ser repostas ao sistema.

Figura 7: Torre de resfriamento



Fonte: Villa (2010).

A tabela 1 apresenta uma visão geral das características de diferentes sistemas de refrigeração por absorção. Ao se analisar essa tabela, nota-se que a temperatura mínima de operação para a fonte quente é de cerca de 80 °C e a capacidade máxima de refrigeração ultrapassa 1000 TR. Utilizando par refrigerante água/NH<sub>3</sub> é possível atingir temperaturas abaixo de zero grau Celsius. As temperaturas de operação da fonte quente e de refrigeração possuem um intervalo no qual o sistema funciona adequadamente e influenciam no coeficiente de desempenho da máquina. Pode-se observar que a temperatura da fonte quente possui um valor mínimo para os sistemas de refrigeração por absorção que está relacionado à capacidade de geração de vapor a partir de uma solução de par de refrigerante/absorvente no gerador.

Tabela 1: Comparação entre sistemas de refrigeração por absorção

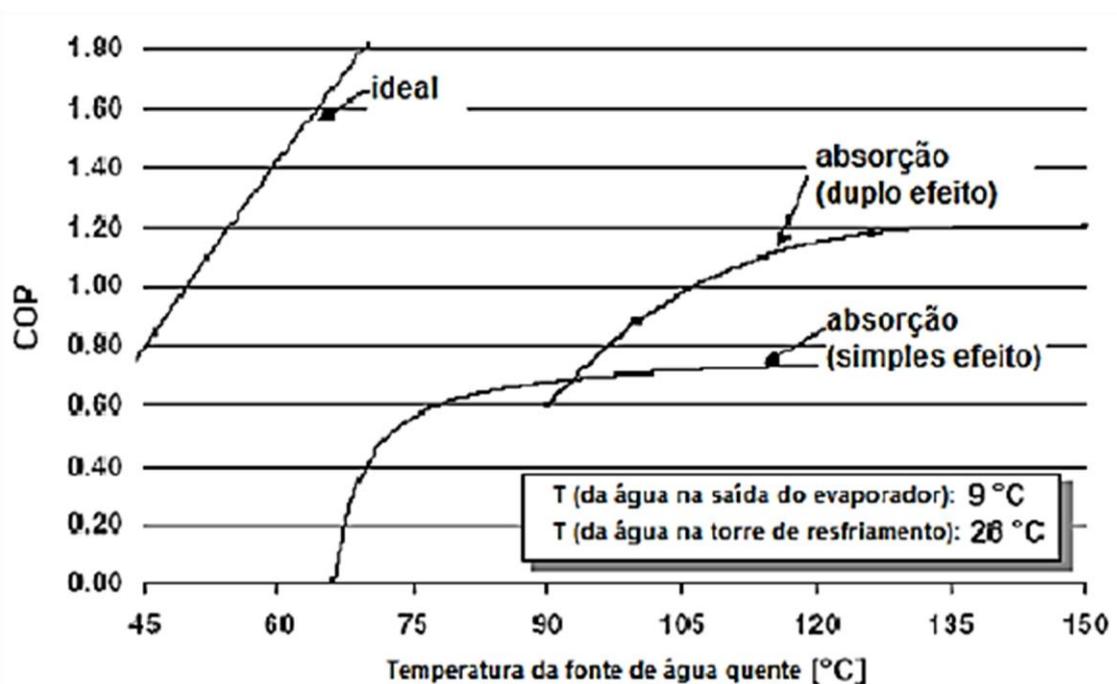
Sistema	Temperatura de operação (°C)	Par refrigerante /absorvente	Capacidade de refrigeração (TR)	COP	Status	
	Fonte quente	Refrigeração				
Simple efeito	80-110	5-10	LiBr/água	10-100	0,5-0,8	Comercial
	120-150	<0	Água/NH <sub>3</sub>	3-25	0,5	
Duplo efeito	120-150	5-10	LiBr/água	>1000	0,8-1,2	Comercial
		<0	Água/NH <sub>3</sub>			
Triplo efeito	190-225	5-10	LiBr/água	100-1000	1,8	Comercial THERMA X (2017)

Fonte: Adaptado Siddiqui e Said (2014).

A Figura 8 representa a comparação entre a temperatura da fonte quente e o coeficiente de desempenho do sistema de absorção considerado ideal, de simples e de duplo efeito a temperatura de 9 °C da água na saída do evaporador e de 26 °C da água na torre de resfriamento. No ciclo termodinâmico de refrigeração por absorção considerado ideal não ocorre irreversibilidades, ou seja, não possui perdas de pressão devido ao escoamento viscoso e variação da quantidade de movimento nos componentes e tubulações. Os processos são adiabáticos e a válvula de expansão ocorre um processo isoentálpico. O fator irreversibilidade influencia diretamente o desempenho do ciclo termodinâmico de refrigeração por absorção. Na Figura 8 nota-se que no ciclo termodinâmico considerado ideal a variação do coeficiente de desempenho com a temperatura do gerador é linear, crescente e é maior do que o ciclo de

simples e duplo efeito real. Esses efeitos são devidos às irreversibilidades que atuam principalmente na troca térmica dos componentes com o meio HEROLD e RADERMACHER (2016). O ciclo de absorção de duplo efeito possui dois geradores e dessa forma pode-se obter maior vantagem em termos de otimização energética e redução da irreversibilidade quando há maior temperatura na fonte quente em relação ao sistema de absorção de simples efeito.

Figura 8: Comparação da variação da temperatura e COP entre o ciclo ideal e real



Fonte: Mendonça (2010).

### 2.1.5 Controle da capacidade do sistema

A necessidade de controle da capacidade do sistema consiste, principalmente, em reduzir a carga de refrigeração, pois sem o controle de capacidade, a máquina produz a carga máxima. A maioria dos sistemas de controle visa regular a temperatura da água gelada que sai do evaporador. Dos métodos existentes para se conseguir essa redução, o efeito final de todos eles é reduzir a vazão da água refrigerante nos pontos 3, 4 e 5 na Figura 12 (página 43). De acordo com Stoecker e Jabardo (2002) os três principais métodos para reduzir a vazão de água refrigerante são:

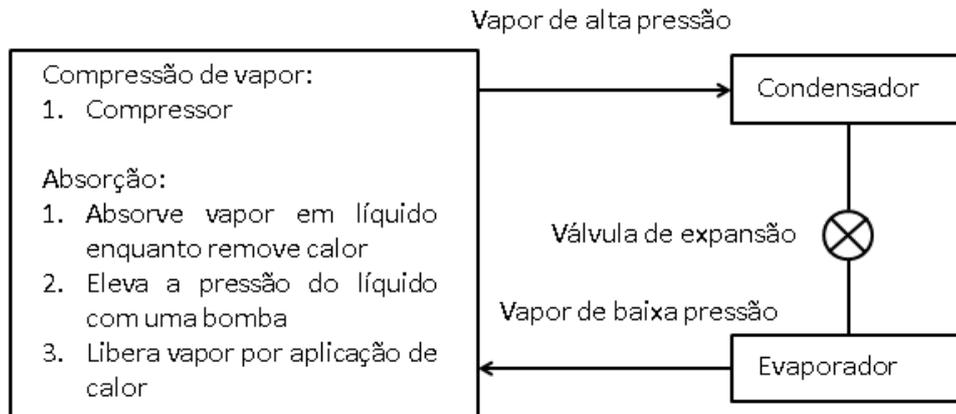
1. Reduzir a vazão através da bomba: Este método é eficiente se houver redução de adição de calor ao gerador na mesma proporção. A simples redução da vazão através da bomba pode aumentar a concentração da solução que deixa o gerador, o que poderia provocar cristalização. Alguns fabricantes de máquinas de absorção ajustam a vazão para controlar a capacidade do sistema, mas esse artifício é combinado com os outros dois métodos.
2. Reduzir a temperatura no gerador: A redução da temperatura no gerador pode ser obtida pela redução da energia que entra no gerador. Ao se reduzir a temperatura no gerador, haverá menos água refrigerante passando pelo condensador e evaporador. Isso provocará redução da temperatura de condensação e aumento da temperatura no evaporador. Essas mudanças afetam as pressões de baixa e de alta, respectivamente, e as concentrações na saída do absorvedor e gerador.
3. Aumentar a temperatura de condensação: O aumento da temperatura de condensação do refrigerante pode ser obtido através da redução da vazão ou aumento da temperatura da água de condensação. Essa manobra reduz a vazão de água refrigerante condensada.

### **2.1.6 Comparações entre o sistema de refrigeração por absorção e compressão**

A principal diferença entre os ciclos de absorção e compressão consiste na forma com que o vapor de baixa pressão transforma-se em vapor a alta pressão. Nos ciclos de refrigeração por compressão, precisa-se de trabalho mecânico para acionar um compressor. Na Figura 9 observa-se a esquematização geral do ciclo de refrigeração e as diversas formas de compressão de vapor.

Nos ciclos de absorção, pode-se dividir o processo de aumento de pressão em etapas. Na primeira etapa o sistema de absorção há ocorrência de absorção de vapor a baixa pressão através de uma solução de LiBr/Água no absorvedor a uma determinada concentração. Nesse processo há liberação de energia devido à dissolução da solução e condensação de vapor. Na segunda etapa, o líquido resultante desse processo passa por uma bomba e posteriormente troca calor com a solução forte que sai do gerador. Na terceira etapa, o vapor é liberado no gerador a uma pressão alta pela troca de calor com a fonte quente.

Figura 9: Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração

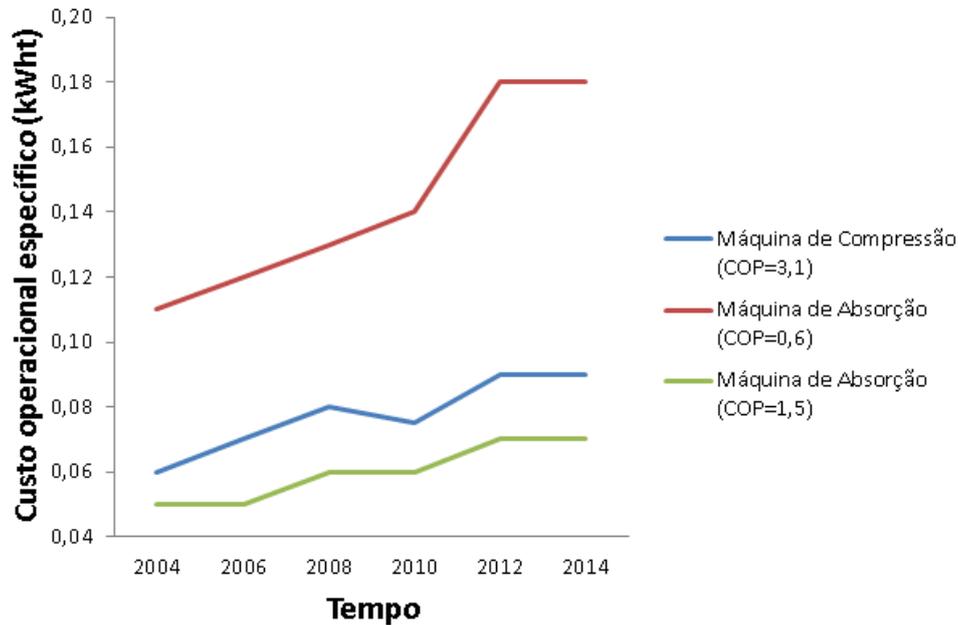


Fonte: Adaptado Stoecker e Jabardo (2002).

Apesar de as máquinas de refrigeração por absorção demandarem trabalho mecânico para acionamento, esse trabalho requerido representa uma parcela pequena se comparado ao trabalho mecânico demandado pelas máquinas de refrigeração por compressão. Normalmente o trabalho requerido pela bomba e compressor provém de um motor elétrico. Portanto, a maior parte dos custos operacionais do sistema de refrigeração por compressão refere-se à energia elétrica que é considerada uma energia de maior custo em relação à energia térmica demandada nas máquinas de absorção (ORTIGOSA, 2007).

A Figura 10 relaciona a diferença de custo operacional em reais por energia térmica de refrigeração entre máquina de refrigeração por absorção de queima direta com gás natural e máquina de refrigeração por compressão para diferentes coeficientes de desempenho no período de 2004 e 2014. No custo operacional contabilizam-se os valores do gás natural e energia elétrica. Ao analisar a Figura 10, nota-se que o custo operacional da máquina de absorção com COP=1,5 é menor em relação à máquina de compressão. Máquinas com menor coeficiente de desempenho como, por exemplo, com COP=0,6 apresentam maiores custos operacionais pelo fato de haver maior consumo de gás natural. O aumento do preço do gás natural foi de 75% e o da energia elétrica no setor industrial foi de 23% no período considerado (AGUILAR, 2015). Embora o aumento do preço do gás natural tenha sido maior em relação ao aumento do custo da eletricidade, o ganho econômico ao se utilizar a máquina de absorção pode ser maior a depender do coeficiente de desempenho da máquina de absorção selecionada.

Figura 10: Custo operacional comparativo



Fonte: Adaptado de Aguilar (2015).

## 2.2 Fluidos refrigerantes

No ciclo de refrigeração por absorção, o compressor é substituído por um conjunto gerador-absorvedor e o par refrigerante-absorvente. Assim, estes sistemas utilizam pares de fluidos pelo fato de alguns fluidos refrigerantes terem grande afinidade química com absorventes formando uma solução líquida. O desempenho de um sistema de refrigeração por absorção reversível independe das propriedades do fluido de trabalho, entretanto, para o sistema real, esses parâmetros dependem fortemente das propriedades químicas e termodinâmicas do fluido de trabalho (HEROLD e RADERMACHER, 2016). Os principais requisitos do par refrigerante-absorvente são:

- Na fase líquida, possuir solubilidade na margem de temperatura que o sistema opera;
- A mistura deve ser quimicamente estável;
- Alto calor latente;
- O fluido não pode ser tóxico e nem explosivo;
- Não ser corrosivo;
- Ter baixo custo e não causar poluição ao meio ambiente;

Existem vários pares de refrigerantes e absorventes. Alguns destes são mostrados na Tabela 2.

Tabela 2: Pares de absorvente/refrigerante

ABSORVENTE	Refrigerante
Água	Amônia
Solução de cloreto de lítio e metanol	Metanol
Solução de água e brometo de lítio	Água
Ácido sulfúrico	Água
Nitrato de lítio	Amônia
Tetracloroetano	Cloreto de etila
Hodróxido de sódio ou potássio ou misturas	Água

Fonte: Martinelli (2008).

Dentre vários fluidos refrigerantes, os mais usados são os pares água/amônia e brometo de lítio/água.

O par água/amônia é altamente estável para uma ampla faixa de temperatura e pressão. A amônia possui alto calor latente de vaporização, que é necessário para um desempenho eficiente do sistema e pode ser usada para atingir temperaturas abaixo de zero grau Celsius. Existem algumas desvantagens em se usar o par água/amônia como, por exemplo: toxicidade ao ser humano e ataque corrosivo do cobre e suas ligas. Apesar disto, a água/amônia não agride o meio ambiente e seu custo é baixo (SRIKHIRIN et al., 2011).

O par brometo de lítio/água possui como principais aspectos a baixa volatilidade, possuir alto calor de vaporização da água, ser inibidor de corrosão (quando não cristalizado), não causar danos à camada de ozônio e não ser tóxico ao ser humano. Entretanto, o par brometo de lítio/água possui propriedades que podem não ser desejáveis, como sua limitação a sistemas que operam a temperaturas acima de zero grau Celsius e a possibilidade da formação de cristais que promove a corrosão. Adicionalmente a essas desvantagens, o par brometo de lítio/água possui um custo mais alto se comparado ao par amônia/água (SRIKHIRIN et al., 2011).

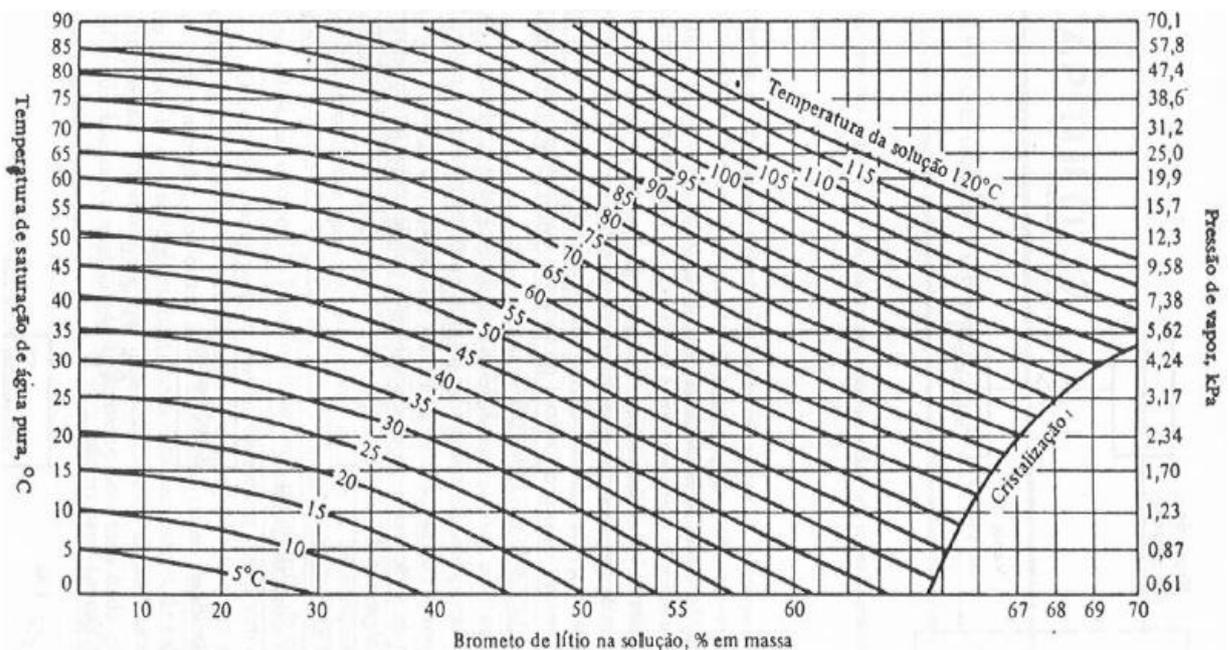
## 2.3 Solução de brometo de lítio e de água

Nesta dissertação de mestrado será analisado o ciclo termodinâmico do sistema de refrigeração por absorção com a solução de brometo de lítio e água pelo fato de esse fluido de trabalho apresentar baixa toxicidade e ampla utilização nas máquinas comercializadas. As propriedades termodinâmicas da mistura LiBr/Água são calculadas de acordo com o modelo de McNeely (1979). Essas propriedades são funções da concentração mássica de LiBr ( $X$ , em %) e da temperatura da solução.

### 2.3.1 Pressão e temperatura da solução brometo de lítio e água

O brometo de lítio é um sal sólido cristalino que, na presença de vapor de água, absorve o vapor e transforma-se em uma solução líquida. A solução exerce uma pressão de vapor de água que é função da temperatura e da concentração da solução. O diagrama da Figura 11 contém valores de temperatura, pressão e concentração para soluções de LiBr-Água. Aplica-se a carta em soluções saturadas e que estejam em equilíbrio com o vapor de água.

Figura 11: Diagrama de Temperatura-Concentração-Pressão H<sub>2</sub>O-LiBr



Fonte: Stoecker e Jabardo (2002).

### 2.3.2 Entalpia da solução brometo de lítio e água

Para efetuar os cálculos térmicos do sistema de refrigeração por absorção, precisam-se conhecer os valores de entalpia da solução de brometo de lítio. No condensador e evaporador há presença de água na forma de vapor ou líquida, as entalpias necessárias para cálculo nessas partes do ciclo podem ser obtidas das tabelas termodinâmicas de água. A solução de LiBr-Água está presente no gerador e absorvedor. A entalpia dessa solução é função da concentração e temperatura. Utilizando a equação (4), proposta por ASHRAE (1997), pode-se determinar a entalpia da solução. As equações (1), (2) e (3) são os coeficientes que compõem a equação (4).

$$\Sigma A = A_0 + A_1 X^1 + A_2 X^2 + A_3 X^3 + A_4 X^4 \quad (1)$$

$$\Sigma B = B_0 + B_1 X^1 + B_2 X^2 + B_3 X^3 + B_4 X^4 \quad (2)$$

$$\Sigma C = C_0 + C_1 X^1 + C_2 X^2 + C_3 X^3 + C_4 X^4 \quad (3)$$

$$h = \Sigma A + T \Sigma B + T^2 \Sigma C \quad (4)$$

Em que:

h é a entalpia da solução em kJ/kg

$$A_0 = -2024,33; A_1 = 163,309; A_2 = -4,88161; A_3 = 630,2948 \cdot 10^{-4}; A_4 = -291,3704 \cdot 10^{-6}$$

$$B_0 = 18,2829; B_1 = -1,1691757; B_2 = 324,8041 \cdot 10^{-4}; B_3 = -403,4184 \cdot 10^{-6};$$

$$B_4 = 185,20569 \cdot 10^{-6}$$

$$C_0 = -370,08214 \cdot 10^{-4}; C_1 = 288,77666 \cdot 10^{-5}; C_2 = -813,13015 \cdot 10^{-7}; C_3 = 991,16628 \cdot 10^{-9};$$

$$C_4 = -444,41207 \cdot 10^{-11}$$

T é a temperatura da solução em °C, no intervalo  $15^\circ < T < 165^\circ \text{C}$

X é a concentração da solução em %, no intervalo  $40 < X < 70 \%$

### 2.3.3 Massa específica da solução brometo de lítio e água

McNeely (1979) propõe que a massa específica da solução de LiBr-Água pode ser obtida aplicando-se a equação (5).

$$\rho = 1145,36 + 470,84 X_0 + 1374,79 X_0^2 - (0,333393 + 0,571749 X_0) (273 + T) \quad (5)$$

Em que:

$\rho$  é a massa específica em  $\text{kg/m}^3$

$X_0 = X/100$  ,  $X$  é a concentração da solução em %

$T$  é a temperatura da solução em °C , no intervalo  $0 < T < 200$

### 2.3.4 Entropia

A entropia pode ser calculada pela equação (6) e possui o estado de referência ( entropia zero ) que são as mesmas condições para o cálculo da entalpia.

$$s = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 B_{ij} X^j T^i \quad (6)$$

Em que:

$s$  é entropia da solução em kJ/kg

$B_{00}= 512,755 \cdot 10^{-3}$  ;  $B_{01}= -139,3954 \cdot 10^{-4}$  ;  $B_{02}= 292,4145 \cdot 10^{-7}$  ;  $B_{03}= 903,5697 \cdot 10^{-9}$

$B_{10}= 122,678 \cdot 10^{-4}$  ;  $B_{11}= -915,682 \cdot 10^{-7}$  ;  $B_{12}= 182,0453 \cdot 10^{-10}$ ;  $B_{13}= -799,1806 \cdot 10^{-12}$

$B_{20}=-136,4895 \cdot 10^{-7}$  ;  $B_{21}=106,8904 \cdot 10^{-9}$  ;  $B_{22}=-138,1109 \cdot 10^{-11}$ ;

$B_{23}= 152,9784 \cdot 10^{-13}$

$B_{30}= 102,1501 \cdot 10^{-10}$ ;  $B_{31}=0$  ;  $B_{32}=0$  ;  $B_{33}=0$

### 2.3.5 Cristalização

Uma solução aquosa de LiBr cristaliza quando a fração mássica de sal excede o limite de solubilidade. Esse limite está intimamente associado a fração mássica do sal, temperatura e, em menor intensidade, a pressão. A nucleação de cristais de sal necessita de locais para ocorrer. Na ausência desses sítios, há supersaturação, o que significa que a concentração de sal é superior a do limite de solubilidade. Uma vez que a cristalização se inicia, os próprios cristais formados servem como sítios de nucleação, prosseguindo assim, o processo de cristalização. O fenômeno da cristalização pode ser observado preparando-se uma solução aquosa de LiBr de 0,7 em fração mássica a temperatura de 100 °C. À medida que a temperatura da solução diminui naturalmente até a temperatura ambiente, flocos brancos do sal começarão a aparecer (HEROLD, 2016). Na Figura 4, pode-se observar a linha de cristalização que representa os valores de temperatura, concentração e pressão que deve ser evitados no ciclo do SRA.

A cristalização pode ocorrer por baixa temperatura de condensação devido a problemas no trocador de calor ou torre de resfriamento. Os cristais ou lama de sal formada pode bloquear o escoamento nos tubos e interromper o funcionamento do sistema. Com o intuito de reduzir ou eliminar a cristalização, fabricantes utilizam inibidores de cristalização que consistem em misturas de LiBr-Água com etileno glicol, hidróxidos e sais (MARTINELLI, 2008). Uma bomba com defeito, falha ou até mesmo a falta de energia elétrica para acionamento da bomba de circulação da solução pode provocar cristalização da solução. O desligamento adequado da máquina permite que a concentração da solução se aproxime de uma condição homogênea nas tubulações da máquina o que permite que a temperatura da máquina se equalize com a temperatura ambiente sem que a solução entre na condição de cristalização (FLORIDES, 2003).

### **2.3.6 Corrosão**

Na presença de oxigênio dissolvido, a solução aquosa de LiBr é altamente agressiva à diversos metais como, por exemplo, aço carbono e cobre. Esses materiais são os mais utilizados em máquinas de simples efeito por suportarem satisfatoriamente as temperaturas de trabalho típicas desse sistema. No ambiente dentro da máquina de absorção, que contém pouco oxigênio, a taxa de corrosão reduz-se consideravelmente. Mesmo com uma taxa de corrosão pequena, deseja-se que a vida destes equipamentos seja estendida ao máximo. Para minimizar os efeitos de corrosão, os mecanismos principais a serem avaliados contra a corrosão são: controle de PH e inibidores de corrosão como, por exemplo, ácido brômico, cromato de lítio e nitrato de lítio.

### 3 Metodologia

#### 3.1 Análise energética

##### 3.1.1 Hipóteses de dimensionamento

A modelagem termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção requer suposições básicas. De acordo com Herold (2016), as suposições básicas são:

- O ciclo opera em regime permanente;
- O fluido refrigerante é água pura;
- A bomba é isentrópica;
- Não há troca de calor entre as tubulações e o meio;
- As válvulas são consideradas adiabáticas;
- Não há mudanças de pressão com exceção nas válvulas de expansão e bomba;

As tabelas 3 e 4 contêm os valores assumidos e estados termodinâmicos de cada ponto do ciclo do sistema de refrigeração por absorção esquematizado na Figura 12. Esses valores foram tomados como referência de acordo com os autores Herold e Radermacher (2016), Siddique e Said (2014), Monteiro (2011), Florides (2002), Wang et al. (2017) e Thermax (2017).

Tabela 3: Dados para modelagem inicial do Sistema de Refrigeração de simples efeito LiBr-H<sub>2</sub>O

T <sub>1</sub>	60 °C	Temperatura da solução na saída do regenerador	Florides (2002)
T <sub>4</sub>	30 °C	Temperatura de condensação	Monteiro (2011)
T <sub>5</sub> =T <sub>6</sub>	5 °C	Temperatura de evaporação	Wang e Wang (2017)
T <sub>9</sub>	32 °C	Temperatura da saída do absorvedor	Thermax (2017)
T <sub>13</sub> =T <sub>15</sub>	25 °C	Temperatura de entrada da água de condensação	Thermax (2017)
T <sub>14</sub> =T <sub>16</sub>	37 °C	Temperatura de saída da água de condensação	Thermax (2017)
X <sub>1</sub>	53 %	Concentração de LiBr ( Solução pobre )	Monteiro (2011)
X <sub>2</sub>	60 %	Concentração de LiBr ( Solução rica )	Monteiro (2011)
T <sub>11</sub>	T <sub>12</sub> -10°C	Temperatura na saída de água quente do gerador	Wang e Wang (2017)
ε <sub>r</sub>	64%	Eficiência do regenerador	Harold (2016)

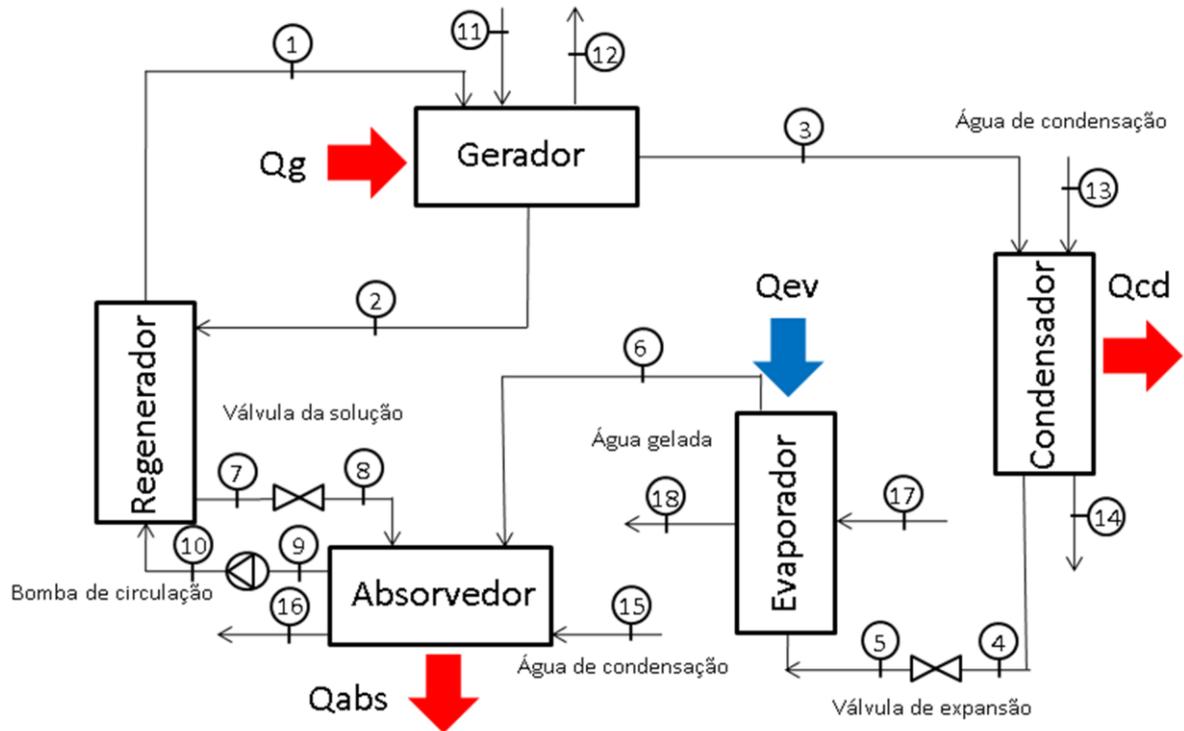
Tabela 4: Estado termodinâmico em cada ponto do ciclo.

Ponto	Estado
1	Solução de líquido subresfriado
2	Solução de líquido saturado
3	Vapor de água superaquecida
4	Água líquida saturada
5	Água no estado líquido-vapor
6	Vapor de água saturada
7	Solução de líquido subresfriado
8	Solução no estado líquido-vapor
9	Solução de líquido saturado
10	Solução de líquido subresfriado
11	Água líquida
12	Água líquida
13	Água líquida
14	Água líquida
15	Água líquida
16	Água líquida
17	Água líquida
18	Água líquida

Fonte: Produção do próprio autor

A Figura 12 representa o ciclo de absorção básico proposto de simples efeito. A água de condensação representada pelos pontos 13 e 14 (condensador) e 15 e 16 (absorvedor) trocam calor com esses componentes e seguem para a torre de resfriamento no caso de se adotar um circuito fechado.

Figura 12: Pontos de estudo no Sistema de refrigeração de simples efeito LiBr-H<sub>2</sub>O.



Fonte: Produção do próprio autor

### 3.1.2 Evaporador

Os pontos temperatura  $T_4$  e  $T_6$  são dados de entrada e estão, respectivamente, na condição de líquido saturado e vapor saturado, assim, podem-se determinar os valores de pressão e entalpia. A entalpia no ponto 5 é igual a do ponto 4, pois há um processo de estrangulamento isoentálpico na válvula de expansão. Para se obter o valor de  $\dot{m}_4$  é preciso conhecer o valor da carga de refrigeração  $\dot{Q}_{ev}$ . Utilizando-se o balanço de energia e de massa, obtêm-se as equações (7) e (8).

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_{ev} = \dot{m}_6 h_6 \quad (7)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (8)$$

O balanço de energia no evaporador para água gelada é dado pela equação (9).

$$\dot{m}_{17} h_{17} = \dot{m}_{17} h_{18} + \dot{Q}_{ev} \quad (9)$$

### 3.1.3 Absorvedor

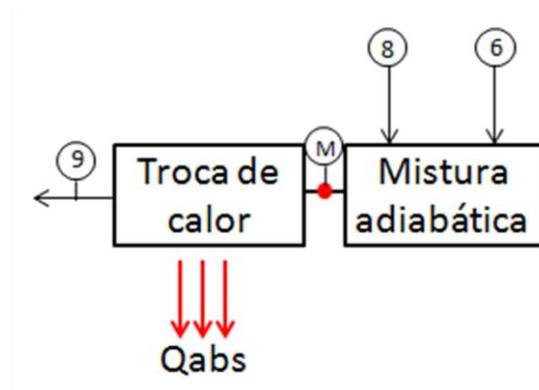
Como o valor de  $\dot{m}_6$  é conhecido, o balanço de massa no absorvedor é calculado com as equações (10) e (11). As concentrações  $X_1$  e  $X_2$  são dados de entrada, logo  $\dot{m}_7$  e  $\dot{m}_9$  podem ser calculados.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_7 + \dot{m}_6 \quad (10)$$

$$\dot{m}_9 X_1 = \dot{m}_7 X_2 \quad (11)$$

A absorção envolve troca de calor e mistura de solução de LiBr rica com água. Nesta etapa, pode-se considerar a troca de calor e mistura como sendo processos separados (MONTEIRO, 2011). Para melhor entendimento, essa consideração foi representada na Figura 13.

Figura 13: Representação do absorvedor como trocador de calor e mistura



Fonte: Produção do próprio autor

Com base na Figura 13, utilizou-se as equações (12), (13) e (14) para o cálculo de balanço de massa e energia no absorvedor. A temperatura  $T_7$  é um dado de entrada. A entalpia no ponto 7 pode ser calculada através da equação (12) que leva em consideração a temperatura e concentração da solução.

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_9 h_m \quad (12)$$

A entalpia no ponto 9 é calculado com a equação (13)

$$\dot{m}_9 h_m = \dot{Q}_{abs} + \dot{m}_9 h_9 \quad (13)$$

Ao substituir o termo  $\dot{m}_9 \cdot h_m$  da equação (12) na equação (13), obtêm-se a equação (14)

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_{abs} = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 \quad (14)$$

Para a água de condensação, utiliza-se a equação (15). A água que sai do condensador entra no absorvedor.

$$\dot{m}_{15} h_{15} + \dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{15} h_{16} \quad (15)$$

### 3.1.4 Bomba

A solução de LiBr é bombeada por uma bomba considerada isoentrópica.  $P_a$  e  $P_b$  é considerado pressão de alta e de baixa, respectivamente. Calcula-se o trabalho da bomba através da equação (16).

$$W = \dot{m}_9 v_9 (P_a - P_b) \quad (16)$$

Sendo,  $v_9 = 1/\rho$   $\rho$ , é a massa específica calculada através da equação (5)

### 3.1.5 Regenerador

O regenerador é utilizado para troca de calor entre a solução rica que deixa o gerador e a solução pobre que é bombeada do absorvedor para o gerador. Essa troca de calor contribui para elevação do COP do ciclo. As equações (17) e (18) foram utilizadas para o cálculo do balanço de massa e energia. A eficiência do regenerador considerada foi de 0,64 (MARTINELLI, 2008).

$$\dot{m}_1 h_{10} + \dot{Q}_r = \dot{m}_1 h_1 \quad (17)$$

$$\dot{m}_2 h_7 + \dot{Q}_r = \dot{m}_2 h_2 \quad (18)$$

$$\epsilon_r = \frac{T_2 - T_7}{T_2 - T_{10}} \quad (19)$$

### 3.1.6 Gerador

No gerador é onde ocorre a transferência de calor para aquecimento da solução de H<sub>2</sub>O-LiBr, é neste componente do ciclo em que parte da água da solução, que é o refrigerante, é evaporada e transferida ao condensador. A equação (20) representa o balanço de massa de fluido. A equação (21) indica o balanço de massa da solução salina de LiBr/Água através da concentração salina.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (20)$$

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_2 X_2 \quad (21)$$

O balando de energia pode ser efetuado utilizando as equações (22) e (23).

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_g = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (22)$$

$$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{Q}_g = \dot{m}_{11} h_{11} \quad (23)$$

### 3.1.7 Condensador

No condensador há rejeição de calor para a água de condensação. O vapor de água produzido no gerador entra no condensador e sai como líquido saturado. O balanço de energia e de massa é calculado com as equações (24), (25) e (26).

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (24)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_{cd} = \dot{m}_3 h_4 \quad (25)$$

$$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{13} h_{14} \quad (26)$$

### 3.1.8 Coeficiente de desempenho (COP)

O COP do sistema de refrigeração por absorção é definido como:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_g + W_b} \quad (27)$$

### 3.2 Análise exergetica

A análise do sistema pela da Primeira Lei da Termodinâmica é comumente usada para avaliar o desempenho e otimização de parâmetros operacionais. Entretanto, essa análise limita-se a conservação de energia e não permite avaliar onde estão as irreversibilidades do sistema que causam a degradação do COP.

A análise exergetica é baseada na Segunda Lei da Termodinâmica e permite avaliar as perdas de exergia em termos qualitativos. O termo exergia remete às parcelas de energia que se pode efetivamente ser transformadas em trabalho. Quando um sistema está em equilíbrio com o meio, a pressão, temperatura, equilíbrio químico também estão e a velocidade cinética é zero e energia potencial mínima. A eficiência exergetica representa a relação da variação da exergia do produto com a variação da exergia dos insumos. De acordo com Moran e Shapiro (2013), Wang e Wang (2016), Joybari e Haghghat (2016) e Modi (2017), o cálculo da exergia e eficiência exergetica para o sistema proposto pode ser calculado pelas equações (28) e (29).

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (28)$$

$$\epsilon_{ex} = \frac{\text{Exergia água gelada obtida}}{\text{Exergia fornecida para o gerador}} \quad (29)$$

Em cada componente do Sistema de Refrigeração por absorção calculou-se a irreversibilidade e eficiência exergetica.

O gerador é alimentado por água quente a 0,8 MPa, calcula-se a irreversibilidade e eficiência exergetica nesse componente com as equações (30) e (31).

$$I_g = \dot{m}_{11} (ex_{11} - ex_{12}) + \dot{m}_1 ex_1 - \dot{m}_3 ex_3 - \dot{m}_2 ex_2 \quad (30)$$

$$\epsilon_{exg} = \frac{\dot{m}_2 ex_2 + \dot{m}_3 ex_3 - \dot{m}_1 ex_1}{\dot{m}_{11} (ex_{11} - ex_{12})} \quad (31)$$

No evaporador a irreversibilidade é calculada utilizando-se as equações (32) e (33).

$$I_{ev} = \dot{m}_5 (ex_5 - ex_6) + \dot{m}_{17} (ex_{17} - ex_{18}) \quad (32)$$

$$\mathcal{E}_{exev} = \frac{\dot{m}_{17} (ex_{17} - ex_{18})}{\dot{m}_5 (ex_6 - ex_5)} \quad (33)$$

No regenerador utilizam-se as equações (34) e (35).

$$I_r = \dot{m}_2 (ex_2 - ex_7) + \dot{m}_{10} (ex_{10} - ex_1) \quad (34)$$

$$\mathcal{E}_{extr} = \frac{\dot{m}_{10} (ex_1 - ex_{10})}{\dot{m}_2 (ex_2 - ex_7)} \quad (35)$$

A equação (36) apresenta a irreversibilidade no absorvedor e a equação (37) a eficiência exergética

$$I_{abs} = \dot{m}_6 ex_6 + \dot{m}_8 ex_8 - \dot{m}_9 ex_9 + \dot{m}_{15} (ex_{15} - \dot{m}_{16}) \quad (36)$$

$$\mathcal{E}_{exabs} = \frac{\dot{m}_{15} (ex_{16} - ex_{15})}{\dot{m}_6 ex_6 + \dot{m}_8 ex_8 + \dot{m}_9 ex_9} \quad (37)$$

Da mesma maneira aplica-se a equação (38) e (39) no Condensador.

$$I_{cd} = \dot{m}_4 (ex_3 - ex_4) + \dot{m}_{14} (ex_{13} - ex_{14}) \quad (38)$$

$$\mathcal{E}_{excd} = \frac{\dot{m}_{14} (ex_{14} - ex_{13})}{\dot{m}_3 (ex_3 - ex_4)} \quad (39)$$

As irreversibilidades e eficiências exergéticas do Sistema de Refrigeração por Absorção são menores na bomba, válvula de solução e válvula de expansão. Esses parâmetros em cada um desses componentes podem ser calculados de acordo com as equações (40), (41), (42), (43), (44), (45) e (46).

Na bomba

$$\mathcal{E}_{\text{exB}} = \frac{\dot{m}_{10} (\text{ex}_{10} - \text{ex}_9)}{W_b} \quad (41)$$

$$I_B = W_b - \dot{m}_9 (\text{ex}_{10} - \text{ex}_9) \quad (42)$$

Na válvula de Expansão

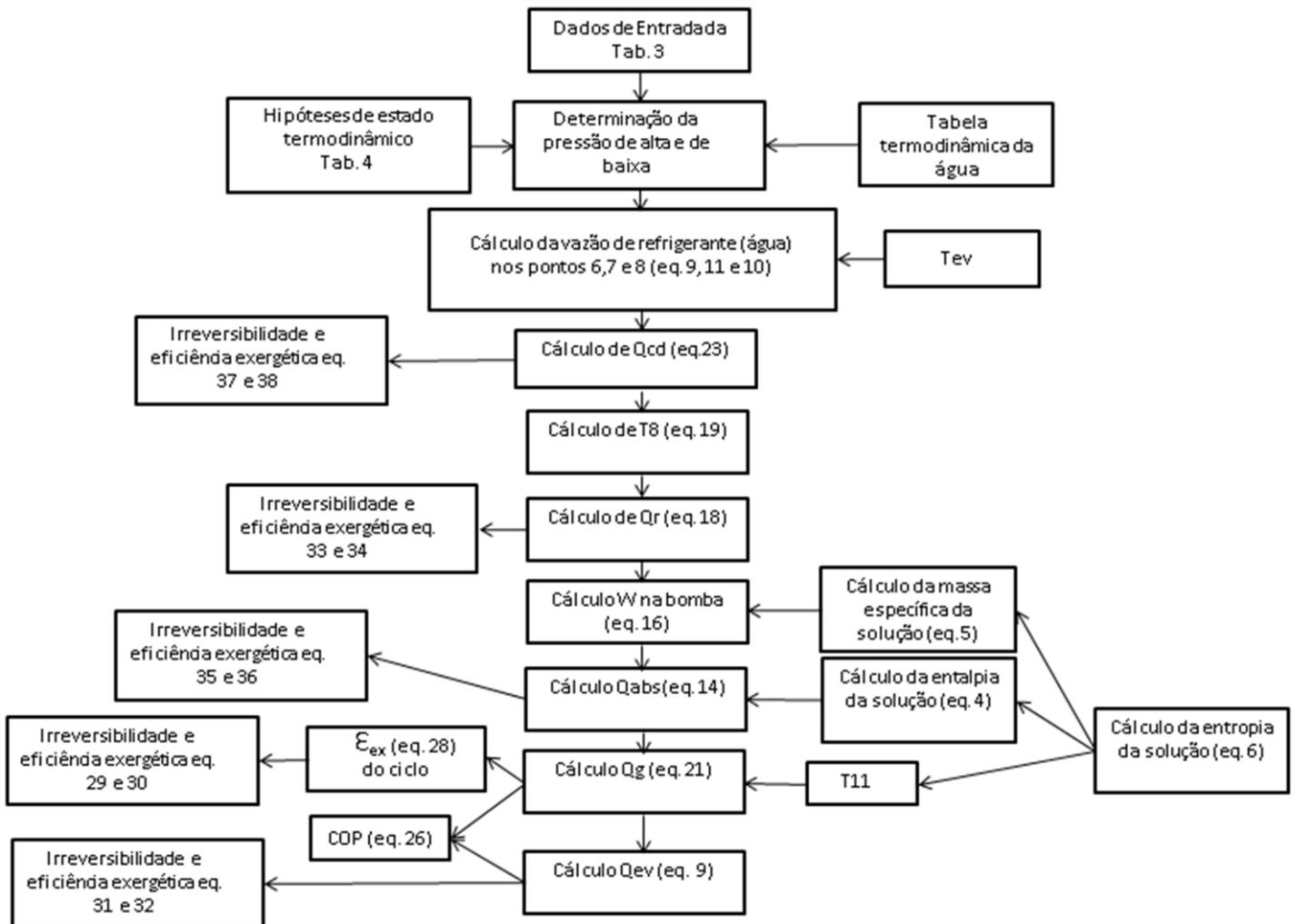
$$I_{\text{vex}} = \dot{m}_4 (\text{ex}_4 - \text{ex}_5) \quad (43)$$

$$\mathcal{E}_{\text{exvex}} = \frac{\dot{m}_4 \text{ex}_5}{\dot{m}_4 \text{ex}_4} \quad (44)$$

Na operação de uma máquina de absorção, uma mudança em qualquer variável provoca alterações em todas as outras variáveis dependentes. Quando se altera uma variável de entrada como, por exemplo, a temperatura de água quente T11, todo o ciclo reage de forma a atingir um novo equilíbrio da nova condição operacional. O modelo proposto não exhibe esse tipo de complexidade. De acordo com Harold e Radermacher (2016), a modelagem termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção aproxima-se aceitavelmente do comportamento real.

A Figura 14 proporciona compreensão da sequência do cálculo para análise energética e exérgica. O processo de cálculo inicia-se com os dados de entrada, hipóteses e tabela termodinâmica da água. Ao se utilizar esses dados de entrada, hipóteses, definir a temperatura inicial do evaporador, a temperatura da água da fonte quente e a carga térmica do evaporador, pode-se determinar a vazão mássica de refrigerante, a carga térmica e a irreversibilidade de cada componente. A entalpia e entropia da solução de LiBr/água foi determinada e utilizada para o cálculo da potência da bomba, carga térmica do absorvedor e gerador. Com base nesses dados, pode-se calcular a eficiência exérgica total e em cada componente e o COP. Para cada temperatura do evaporador e de água da fonte quente, repetem-se os cálculos.

Figura 14: Sequência de cálculo para análise energética e exérgica



Fonte: Produção do próprio autor

## 4 Resultados

Os cálculos de dimensionamento foram feitos com o auxílio de uma planilha eletrônica utilizando as hipóteses e equações descritas no capítulo 3.

Os resultados foram validados por comparações com trabalhos de outros autores, Herold e Radermacher (2016), Martinelli (2008) e Florides (2002). A tabela 5 contém os valores obtidos por esses autores com os calculados com o auxílio de uma planilha eletrônica. Nota-se, comparativamente, que os cálculos de balanço de massa e energia do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito estão coerentes com os obtidos por outros autores. De acordo com Srihirin et al. (2001), pode-se adotar para cada componente do sistema uma faixa adequada de temperatura e concentração da solução LiBr/Água. As pequenas diferenças nos valores devem-se às diferentes temperaturas adotadas em cada componente do ciclo e a concentração da solução de LiBr/Água (HEROLD e RADERMACHER (2016).

Tabela 5: Comparativo de cálculo de parâmetros com os da literatura

Parâmetro kW	Herold (2016) kW	Calculado kW	Martinelli (2008) kW	Calculado kW	Florides (2002) kW	Calculado kW
$\dot{Q}_{ev}$	10,6	10,6	18,7	18,7	10,0	10,0
$\dot{Q}_{abs}$	14,0	12,6	24,2	22,3	13,4	11,9
$\dot{Q}_{cd}$	11,2	11,4	20,0	20,0	10,8	10,7
$\dot{Q}_g$	14,7	14,7	26,9	26,0	14,2	13,9
COP	0,72	0,72	0,69	0,72	0,70	0,72

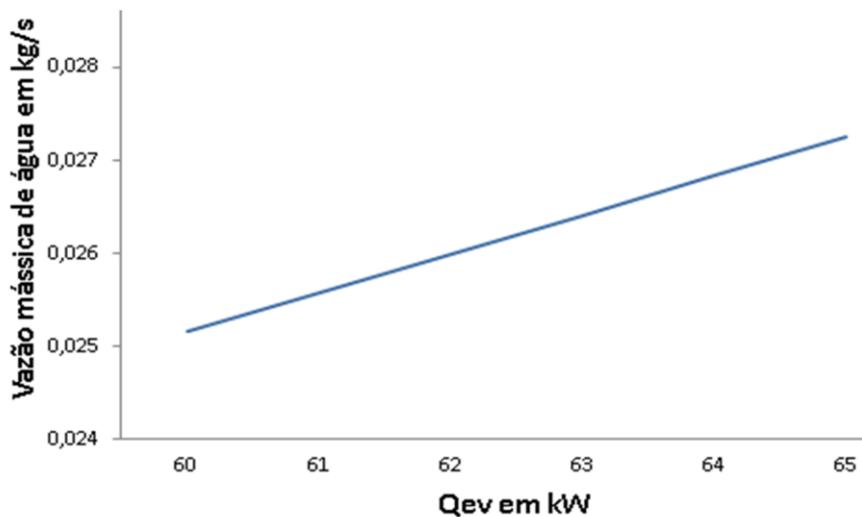
Fonte: Produção do próprio autor

### 4.1 Análise térmica

A análise térmica do SRA permite avaliar o comportamento do sistema ao se alterar uma determinada variável mantendo-se as demais constantes. Ao analisar a Figura 15, nota-se que o aumento da vazão de refrigerante provoca aumento da carga térmica de refrigeração. Para se obter um aumento de vazão mássica de fluido refrigerante, aumenta-se a temperatura T11 da água quente que entra no gerador. Dessa forma, a evaporação de água da solução de LiBr/Água torna-se cada vez maior, o que provoca maior carga térmica de refrigeração ( $\dot{Q}_{ev}$ ) e de calor ( $\dot{Q}_g$ ) o que pode ser observado na Figura 15. Na Figura 15, as cargas térmicas  $\dot{Q}_g$  e

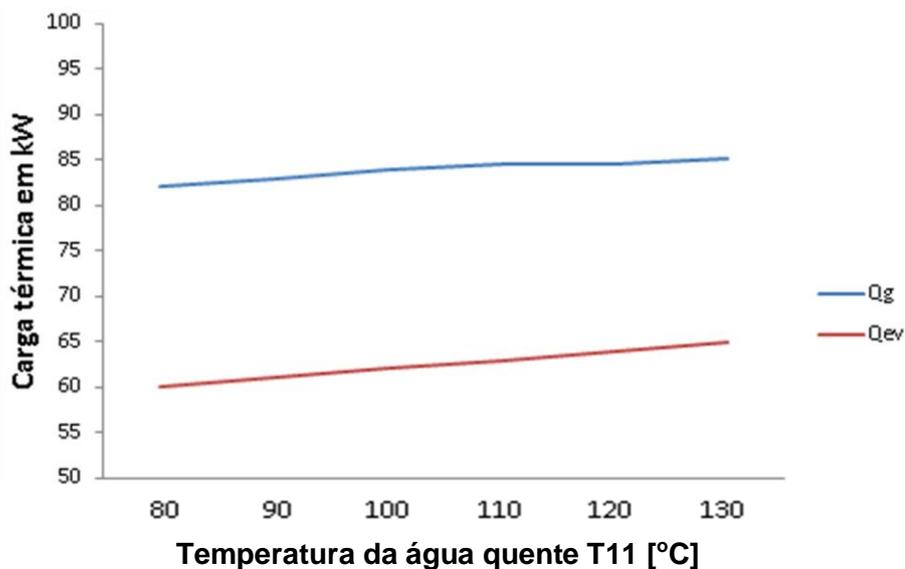
$Q_{ev}$  aumentam de forma praticamente linear conforme a temperatura  $T_{11}$  aumenta. Pode-se observar também que a taxa de crescimento de  $Q_{ev}$  é discretamente superior à taxa de crescimento de  $Q_g$ . Essas observações estão de acordo com as análises efetuadas por outros autores (HAROLD e RADERMACHER, 2016), (MODI, 2017).

Figura 15: Variação da vazão de refrigerante (água) e  $Q_{ev}$  para  $T_5 = 5\text{ °C}$



Fonte: Produção do próprio autor

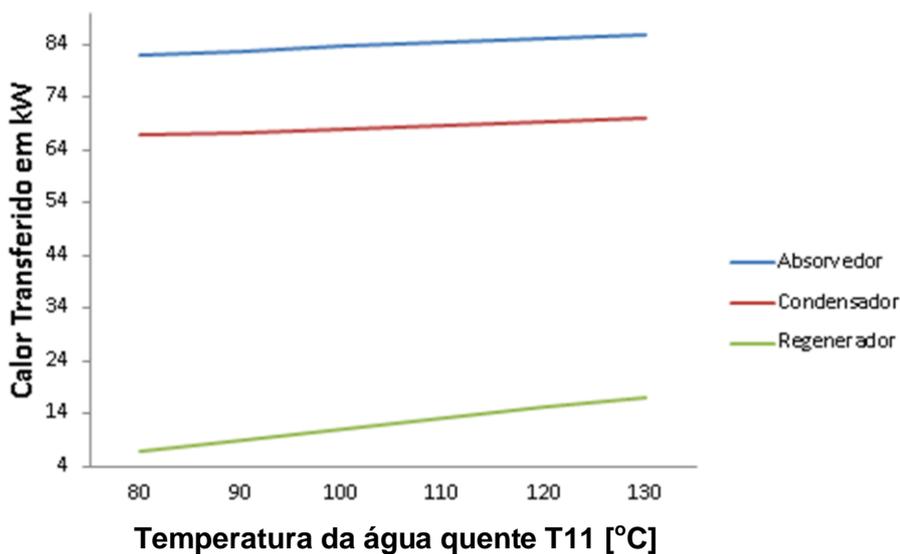
Figura 16 - Variação da carga térmica  $Q_g$  e  $Q_{ev}$  para  $T_5 = 5\text{ °C}$



Fonte: Produção do próprio autor

A Figura 17 contém o calor transferido nos componentes Absorvedor, Condensador e Regenerador para diferentes temperaturas  $T_{11}$ . Nota-se que o maior calor trocado está no absorvedor, o que se deve ao fato de, nesse equipamento, ocorrer dissolução exotérmica de solução de LiBr em água e de haver variações na temperatura da solução forte ( $T_8$ ) que sai do regenerador (MARTINELLI, 2008) e (WANG et al., 2017). No regenerador a troca de calor é pequena se comparado a do absorvedor e condensador. A principal função desse equipamento na máquina de absorção é pré-aquecer a solução que sai do absorvedor com o intuito de reduzir a carga térmica demandada pelo gerador.

Figura 17: Variação da carga térmica  $Q_{abs}$ ,  $Q_{cd}$  e  $Q_r$  para  $T_5 = 5\text{ °C}$

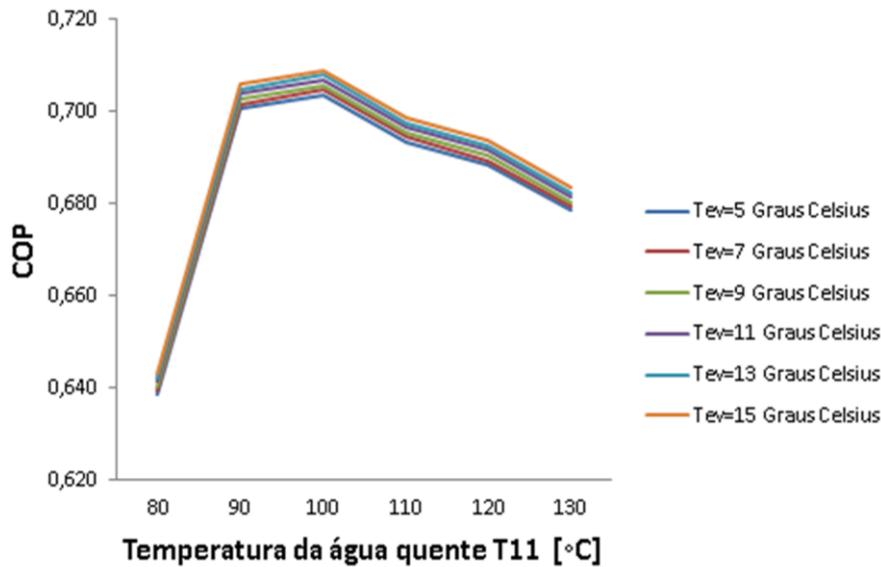


Fonte: Produção do próprio autor

Ao analisar a Figura 18 nota-se que ao variar a  $T_{11}$  obtêm-se um aumento do COP até a temperatura  $T_{11} = 100\text{ °C}$  e posteriormente redução do valor do COP. O fato do comportamento do COP exibir um valor máximo indica que o aumento a temperatura  $T_{11}$  provoca maior vazão de fluido refrigerante e conseqüentemente maior carga térmica de refrigeração Maryami e Dehghan (2017). O progressivo aumento da temperatura  $T_{11}$  acima de  $110\text{ °C}$  e conseqüente aumento da carga térmica no gerador provoca redução do COP, pois, o aumento da carga térmica no gerador passa a ser maior do que a carga térmica de refrigeração.

Há, entretanto, uma pequena variação do COP com o aumento da  $T_{ev}$ , pois a variação da entalpia entre as temperaturas  $T_{17}$  e  $T_{18}$  é pequena. O maior COP obtido foi para a temperatura de  $T_{ev} = 15\text{ °C}$  e o menor para a temperatura  $T_{ev} = 5\text{ °C}$ .

Figura 18: Efeito da temperatura T<sub>11</sub> no COP para T<sub>ev</sub> = 5 °C

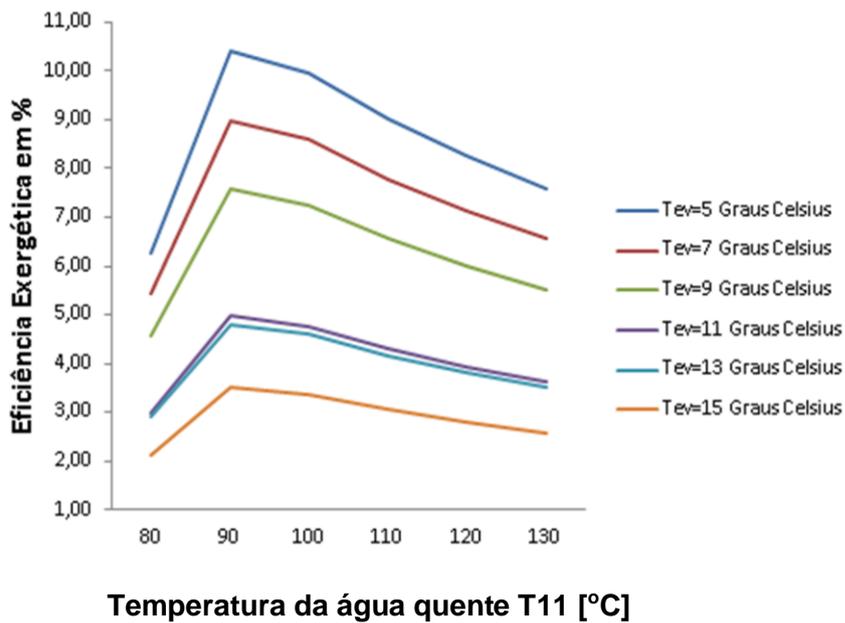


Fonte: Produção do próprio autor

#### 4.2 Análise exergetica

A Figura 19 representa a variação da eficiência exergetica em função da temperatura da água quente T<sub>11</sub> e vários valores de T<sub>ev</sub>. Ao analisar essa Figura 19 nota-se que para uma temperatura T<sub>11</sub> de 80 a 90 °C há crescimento acentuado da eficiência exergetica e após esse crescimento, ocorre redução gradual e praticamente linear da eficiência exergetica por conta das irreversibilidades no gerador. Observa-se que a maior eficiência exergetica foi obtida para T<sub>ev</sub> de 5 °C e a menor para T<sub>ev</sub> de 15 °C. O aumento da temperatura T<sub>11</sub>, para uma dada temperatura T<sub>ev</sub>, gera mais vapor refrigerante resultando em irreversibilidades cada vez maiores no gerador, evaporador, condensador e absorvedor. O progressivo da temperatura T<sub>11</sub> e conseqüente aumento da vazão mássica de fluido refrigerante contribuem para o aumento das perdas exergeticas no gerador superar as perdas exergeticas evaporador, que passam a ser predominante, o que faz diminuir a eficiência exergetica. O aumento da temperatura T<sub>11</sub> e T<sub>ev</sub> aumentam as perdas exergeticas totais do sistema, pois a diferença entre a temperatura T<sub>11</sub> e a temperatura padrão T<sub>0</sub> torna-se cada vez maior.

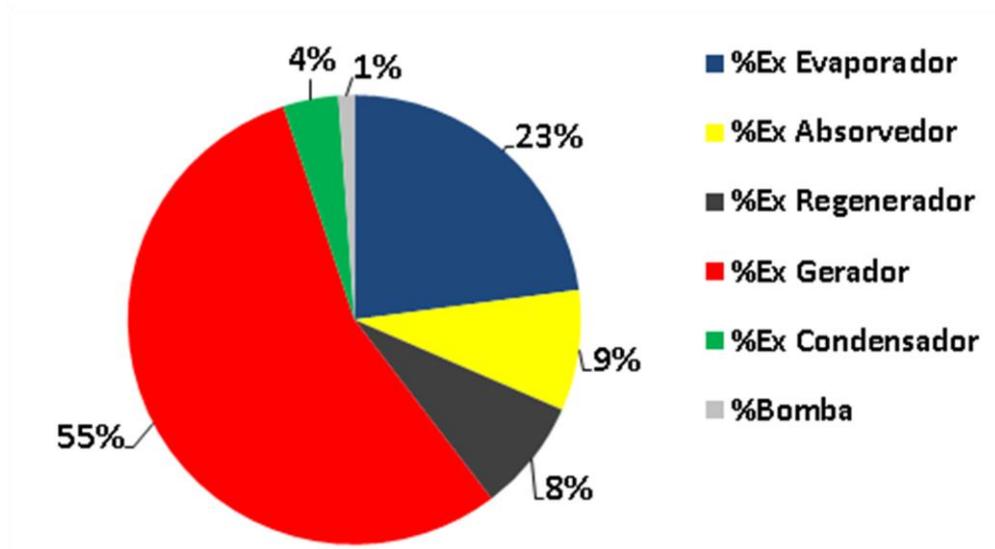
Figura 19: Variação da eficiência exergética, T11 e Tev



Fonte: Produção do próprio autor

A Figura 20 representa a distribuição em percentual da exergia destruída nos principais componentes do SRA. Ao analisar a Figura 20, observa-se que o maior percentual de exergia ocorre no gerador seguido pelo absorvedor e as menores perdas estão no evaporador. As perdas exergéticas individuais na bomba, válvula de expansão e válvula de solução são muito pequenas se comparadas as do gerador e por isso foram somadas. O absorvedor e condensador são componentes do sistema que rejeitam energia térmica para o ambiente e por isso devem trocar calor com a água de condensação (pontos 15 e 13, respectivamente, da Figura 12). No absorvedor ocorre dissipação de calor por conta da mistura exotérmica de soluções de LiBr/Água com diferentes concentrações. No condensador, o vapor da água que sai do gerador deve ser condensado antes de entrar na válvula de expansão. Esse processo de resfriamento provoca variações na exergia no fluido refrigerante.

Figura 20: Distribuição de exergia para os componentes do SRA  $T_5 = 5 \text{ °C}$  ;  $T_{11} = 90 \text{ °C}$



Fonte: Produção do próprio autor

A tabela 6 contém os valores de calor trocado, porcentagem de destruição de exergia destruída e eficiência exergética dos principais componentes do sistema para as temperaturas do evaporador de 5 e 15 °C. Manteve-se a temperatura  $T_{11}$  e vazão de água aquecida constante.

Nota-se que o aumento da temperatura da água gelada resulta em aumento da exergia nos componentes do sistema e redução da eficiência exergética. A maior redução da eficiência exergética e aumento da exergia devem-se ao evaporador ocasionado principalmente pela diferença de temperatura ambiente e a temperatura de evaporação da água (refrigerante).

A maior destruição de exergia deve-se ao gerador, evaporador e absorvedor. Essa observação também foi realizada por Modi (2017), de acordo com o autor, isso se deve à alta temperatura da solução e troca de calor com o meio.

Tabela 6: Tabela de parâmetros em cada componente para  $T_{11} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ 

Componente do sistema	Tev $^\circ\text{C}$	% de Destruição de Exergia kW	Irreversibilidade kW	Eficiência Exergética $\epsilon$
Gerador	5	55,2	5,86	58,7
	15	47,3	5,86	58,7
Condensador	5	3,9	0,42	65,9
	15	3,4	0,42	65,9
Absorvedor	5	8,6	0,92	50,6
	15	27,4	3,4	21,5
Regenerador	5	8,1	0,86	62,5
	15	6,9	0,86	62,5
Evaporador	5	22,9	2,42	47,7
	15	13,9	1,74	22,6
Bomba	5	1,13	0,12	75
	15	0,96	0,12	75
Total	-	-	-	-

Fonte: Produção do próprio autor

A tabela 7 contém os valores de propriedades físicas e termodinâmicas dos pontos de estudo (Figura 12 da página 43) para a situação de melhor eficiência exergética com temperatura de entrada da água quente a  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  e temperatura da água gelada a  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Ao analisar essa tabela, observa-se que os maiores valores de exergia e vazão encontram-se no gerador e a menor no evaporador. No gerador ocorrem variações significativas de temperatura e nesse componente há efetiva alimentação térmica do ciclo provocando grandes irreversibilidades. No evaporador, as temperaturas e entalpias estão abaixo do padrão ( $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $P_0 = 101,3 \text{ kPa}$ ), a exergia no evaporador torna-se negativa. Nesse componente, a redução da temperatura contribui para aumentar a eficiência exergética.

A tabela 8 possui as condições de cada ponto do sistema descrito na Figura 12 da página 43 para a temperatura da água quente a  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  e temperatura da água gelada obtida  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  de melhor coeficiente de desempenho do sistema. Ao observar essas tabelas, nota-se que a temperatura da água gelada influencia na pressão de operação do sistema, pois, na condição inicial estimada supôs-se manter a temperatura de condensação a  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ . A alteração da temperatura do gerador provoca mudanças na temperatura do absorvedor e da solução salina que retorna ao gerador após passar pelo regenerador. A troca térmica no regenerador promove

melhoria do coeficiente de desempenho, entretanto, há um limite para o aproveitamento da energia térmica. O absorvedor também contribui para o melhor aproveitamento da energia térmica por receber a solução concentrada do gerador. A dissolução de sal presente no absorvedor caracteriza-se por liberação de energia que contribui para redução do coeficiente de desempenho do ciclo.

Tabela 7: Tabela de pontos de estudo para condição de melhor eficiência exergética

Ponto do Sistema	T °C	P kPa	Entalpia kJ/kg	Vazão kg/s	Exergia kJ/kg
1	56,0	4,25	135,0	0,227	18,9
2	70,0	4,25	175,0	0,200	57,2
3	70,0	4,25	2631,0	0,027	45,8
4	30,0	4,25	125,8	0,027	0,05
5	5,0	0,87	125,8	0,027	-4,72
6	5,0	0,87	2510,0	0,027	-176,9
7	44,0	4,25	120,0	0,200	45,7
8	44,0	0,87	120,0	0,200	45,7
9	30,0	0,87	60,0	0,227	11,1
10	31,0	4,25	61,0	0,227	12,6
11	90,0	100	376,9	2,00	26,0
12	80,0	100	334,9	2,00	18,9
13	25,0	100	105,0	0,975	0,0
14	37,0	100	155,0	0,975	0,8
15	25,0	100	105,0	1,120	0,0
16	37,0	100	155,0	1,120	0,8
17	25,0	100	105,0	0,767	0,0
18	5,0	100	21,1	0,767	2,9

Fonte: Produção do próprio autor

Tabela 8: Tabela de pontos de estudo para condição de melhor coeficiente de desempenho

Ponto do Sistema	T °C	P kPa	Entalpia kJ/kg	Vazão kg/s	Exergia kJ/kg
1	56,0	4,25	135,0	0,227	18,9
2	70,0	4,25	175,0	0,200	57,2
3	70,0	4,25	2631,0	0,027	45,8
4	30,0	4,25	125,8	0,027	0,05
5	15,0	1,70	125,8	0,027	-1,6
6	15,0	1,70	2529,0	0,027	-84,8
7	44,0	4,25	120,0	0,200	45,7
8	44,0	1,70	120,0	0,200	45,7
9	30,0	1,70	60,0	0,227	11,1
10	31,0	4,25	61,0	0,227	12,6
11	90,0	100	376,9	2,00	26,0
12	80,0	100	334,9	2,00	18,9
13	25,0	100	105,0	0,975	0,00
14	37,0	100	155,0	0,975	0,84
15	25,0	100	105,0	1,120	0,00
16	37,0	100	155,0	1,120	0,84
17	25,0	100	105,0	0,767	0,00
18	15,0	100	62,9	0,767	0,6

Fonte: Produção do próprio autor

## 5 Conclusões

Realizou-se uma modelagem termodinâmica do Sistema de Refrigeração de absorção com fluido de trabalho de LiBr/Água e analisou-se a performance do sistema em termos energéticos e exergéticos. Calculou-se o coeficiente de desempenho, a carga térmica em cada componente do sistema, a eficiência exergética total e percentual de perda exergética em cada componente. As temperaturas do gerador, evaporador e carga térmica de refrigeração foram usadas para simular e calcular as variações energéticas e exergéticas do ciclo. A temperatura do gerador ( $T_{11}$ ) foi variada de 80-110 °C. Ao analisar os resultados, pode-se concluir que o aumento da temperatura no gerador e no evaporador provoca aumento do COP até 100 °C . Após essa temperatura, o COP reduz pelo fato de que com o aumento da vazão de fluido refrigerante as perdas energéticas no ciclo superam a capacidade de geração de carga térmica de refrigeração. Pode-se notar que as principais perdas de energia estão no gerador e absorvedor, pois nesses componentes ocorrem trocas térmicas com o meio e dissolução exotérmica da solução de LiBr/Água. Ao analisar os resultados da eficiência exergética, conclui-se que a temperatura  $T_{11} = 90$  °C obtêm-se a eficiência exergética máxima. A eficiência exergética alcançou os melhores resultados para as temperaturas menores no evaporador. As principais irreversibilidades do sistema estão no gerador, evaporador e absorvedor.

Com isso pode-se inferir que, para os parâmetros propostos nesse sistema, a faixa temperatura  $T_{11}$  ótima de trabalho é 90 a 100 °C. Para valores maiores ou menores de temperatura, há redução do COP ou de eficiência exergética. O aumento da temperatura no gerador após uma determinada temperatura ótima não proporcionará maior eficiência energética e exergética, portanto, faz-se necessário analisar qual a temperatura da fonte de calor disponível de modo a atender a demanda térmica de refrigeração com economia de insumos energéticos.

Como sugestão de futuros trabalhos, propõem-se:

- Efetuar testes empíricos com máquinas acionadas por diversas fontes de calor contribui para a validação dos cálculos e análises efetuados neste trabalho.

- A análise de custo utilizando diferentes configurações e sistemas de acionamento do sistema de refrigeração por absorção pode indicar a temperatura em que as máquinas de absorção devem operar de modo que o custo por quilowatt hora da carga térmica de refrigeração seja otimizado.

- Fontes de energia renováveis podem ser associadas ao sistema de refrigeração por absorção como auxílio à carga térmica no gerador, como também a ação direta como fonte térmica de calor. O estudo energético e exergético dessa configuração contribuirão para proporcionar aprimoramento dos sistemas em termos de economia de combustíveis de origem fóssil e redução da emissão de dióxido de carbono.

- Efetuar análise da influência de carga térmica de refrigeração, influência da temperatura do gerador no coeficiente de desempenho e eficiência exergética em um sistema em que o condensador do ciclo de refrigeração por compressão está associado ao gerador de uma máquina de absorção.

## Referências

ASHRAE. **Handbook of Fundamentals**, ASHRAE, Atlanta, 2017.

AGUILAR, Z. **Estudo experimental de um destilador por filme descendente para um ciclo de refrigeração por absorção de amônia-água em um banco de tubos horizontais**. 2015. 197 f. Tese (Doutorado em Ciências) – Programa de Pós Graduação em Energia – Instituto de Energia e Ambiente da Universidade de São Paulo, 2015.

CANTARUTTI, B. R. **Análise teórico-experimental de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr**. 2011. 116 f. Dissertação (Mestrado em Conversão de Energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2011.

CARVALHO, E. N. **Modelagem e simulação de unidades resfriadoras de líquidos por absorção H<sub>2</sub>O-LiBr de simples e duplo efeito, incluindo o efeito de aditivos e clima local**. 2007. 109 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, 2007.

ÇENGEL, YUNUS A.; BOLES, MICHAEL, A. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2013, 1048 p.

FLORIDES, G. A. Design and construction of a LiBr-water absorption machine. **Energy Conversion and Management**, Nicosia, v. 44, p. 2483-2508, 2002.

GOMRI, R. Second law comparison of single effect and double effect vapour Absorption refrigeration System. **Energy Conversion and Management**. Constantine, v. 50, p. 1279-1287, 2009.

GONG, S.; BOULAMA K. Parametric study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis. **Energy**, Waterloo, v. 76, p. 453-467, 2014.

HAMMOND, G. P.; NORMAN, J. B. Heat recovery opportunities in UK industry. **Applied Energy**, Bath, v. 116, p. 387-397, 2014.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R. **Absorption Chillers and Heat Pumps**, 2. ed. Florida: **CRC Press**. 2016. 392 p.

JOYBARI, M. M; HAGHIGHAT F. Exergy analysis of single effect absorption refrigeration system: The heat exchange aspect. **Energy Conversion and Management**, Montreal, v. 126, p. 799-810, 2016.

KERME, E. D.; CHAFIDZ, A.; AGBOOLA, O. P.; ORFI, J.; FAKEEHA, A. H.; FATESH. A. S. Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromide-water cooling system, **Journal of Cleaner Production**, Riyadh, v. 151, p. 60-73, 2017.

LAW, R.; HARVEY A.; REAY, D. A. knowledge-based system for low-grade waste heat recovery in the process industries. **Applied Thermal Engineering**, Newcastle-upon-Tyne, v. 94, p. 590-599, 2016.

LIAN, H.; Li, Y.; GU, C. An overview of domestic technologies for waste heat utilization. **Energy Conservation Technology**, Tsinghua, v. 29, p. 123, 2011.

MARTINELLI JÚNIOR, L. C. **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus**. Guaratinguetá, 2008. 192 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia – Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, 2008.

MARTÍNEZ, J. C.; MARTINEZ, P. J.; BUJEDO, L. A. Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17,6 kW LiBr-water absorption chiller. **Renewable Energy**, Alicante, v. 86. p. 473-482, set. 2015.

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

MCNEELY, L. A. Thermodynamic properties aqueous solutions of lithium bromide, **ASHRAE Transactions**, Osaka, v. 86, p. 413-434, 1979.

MENNA, M. R. **Modelagem e análise de custos de sistemas de refrigeração por absorção**. 2008. 124 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Centro de Engenharias e Ciências Exatas, Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Toledo, 2008.

MENDONÇA, A. L. Z. L. G. **Ar condicionado solar: modelagem e simulação**. 2010. 133 f. Trabalho de Formatura (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

MIRÓ, L.; BRUECKNER S.; CABEZA L. Mapping and discussing industrial waste heat (IWH) potentials for different countries. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Lleida, v. 51. p. 847-855, 2015.

MODI, B. Energy and exergy investigation of small capacity single effect lithium bromide absorption refrigeration system. **Energy Procedia**, Gujarat v. 109, p. 203-210, 2017.

MONTEIRO, L.G. **Modelagem e construção de protótipo de refrigerador por absorção de vapor de baixa potência operando com o par água-brometo de lítio e utilizando fontes térmicas de baixa temperatura**. 2011. 159 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Universidade Federal de São João Del-Rei, São João Del-Rei, 2011.

MORAN M. J.; SHAPIRO H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. LTC, 7. ed., 2013.

NOVELLA, R.; DOLZ, V.; MARTÍN, J.; PASCUAL R.L. Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system used to cool down the intake air in an Internal Combustion Engine. **Applied Thermal Engineering**, Valencia, v. 111, p. 257-270, 2017.

OLIVEIRA JÚNIOR, S.; TRIBESS, A.; HERNANDEZ NETO, A., FIORELLI, F. A. S. **Sistemas de refrigeração por absorção**. São Paulo: USP / Escola Politécnica, 2004. 33p. Disponível em: <[http://www.lete.poli.usp.br/PME2517\\_files/sistRefrigeracaoAbsorcao.pdf](http://www.lete.poli.usp.br/PME2517_files/sistRefrigeracaoAbsorcao.pdf)> Acesso em: 09 jan. 2016.

OLULEYE, G.; JOBSON, M.; SMITH, R.; PERRY, S. J. Evaluating the potencial of process sites for waste heat recovery. **Applied Energy, Manchester**, v.161, p. 627-646, jul. 2015.

ORTIGOSA, A. S. P. **Modelagem, simulação e otimização de um ciclo comercial de produção de água gelada por absorção de amônia**. 2007. 78 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

RABAH, G. Investigation of the potencial of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems, **Constantine**, v. 51. p 1629-1636, fev. 2010.

ROCHA, M. A. **Estudo teórico-experimental de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série usando o par água/Brometo de lítio**. 2010. 106 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, 2010.

SALMI, W.; VANTTOLA J., ELG, M.; KUOSA, M.; LAHDELMA, R. Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, Aalto v. 115. p. 501-516, jan. 2017.

SIDDIQUI, M. U.; SAID S. A. M. A review of solar powered absorption systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Dhahran, v. 42. p. 93-115, oct. 2014.

SOMERS, C.; MORTAZAVI, A.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.; RODGERS, P.; AL-HASHIMI, S. Modeling water lithium bromide absorption chillers in Aspen Plus. **Applied Energy**, Park, v. 88. p. 4197-4205, jun. 2011.

SHUANGLIANG. **Product catalogues**. Disponível em: <<http://www.climanet.ch/wp-content/uploads/SL-Product-Catalogues-2009-6-5.pdf>> Acesso em: 07 jul. 2017.

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

STOECKER, W. F.; JABARDO, S. J. **Refrigeração e ar condicionado**, 1. ed. brasileira. Edgard Blücher Ltda. 2002. 384 p.

THERMAX. **Absorption cooling system**. Disponível em: <<http://www.thermaxglobal.com/thermax-absorption-cooling-systems/vapour-absorption-machines/triple-effect-chillers/>>. Acesso em: 07 jul. 2017.

VILLA, A. A. O. **Análise exergoeconômica de um chiller de absorção de 10 TR integrado a um sistema de microrregião com microturbina a gás de 30 kW**. 2010. 129 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, 2010.

WYLEN, V. G. J.; SONTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. 6. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda. 2003. 589 p.

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.

## Anexo

Catálogo de especificações técnicas de máquinas de refrigeração de absorção de simples efeito acionada por água quente com solução de LiBr/Água.

### Technical Specifications

HSA(95/85)-		99H2	165H2	265H2	331H2	413H2	496H2	579H2	664H2	744H2	827H2	992H2	1157H2	1323H2	
Cooling capacity	KW	350	580	930	1160	1450	1740	2040	2330	2620	2910	3490	4070	4650	
	10%kcal/h	30	50	80	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400	
	USRt	99	165	265	331	413	496	579	661	744	827	992	1157	1323	
Chilled water	Inlet/outlet temp.	°C	15→10												
	Flow	m <sup>3</sup> /h	60	100	160	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800
	Pressure drop	mH <sub>2</sub> O	6	6	9	9	11	11	6	7	7	8	8	8	11
	Piping dia. (DN)	mm	100	125	150	150	200	200	200	250	250	250	300	300	350
Cooling water	Inlet/outlet temp.	°C	32→38												
	Flow	m <sup>3</sup> /h	112	187	298	373	466	560	653	746	839	933	1119	1306	1492
	Pressure drop	mH <sub>2</sub> O	6	10	5	5	6	6	7	8	8	11	11	11	13
	Piping dia. (DN)	mm	125	150	200	250	250	250	300	300	300	350	400	400	400
Hot water	Inlet/outlet temp.	°C	95→85												
	Consumption	ton/h	37	61.7	98.8	123.5	154.3	185.2	216.1	246.9	277.8	308.7	370.4	432.1	493.8
	Pressure drop	mH <sub>2</sub> O	6	5	6	6	7	7	5	6	6	7	7	7	8
	Piping dia. (DN)	mm	80	100	125	150	150	200	200	200	200	200	250	250	250
Electrical data	Electric modulating valve dia. (DN)	mm	65	80	125	125	150	150	150	200	200	200	250	250	250
	Power supply		3Φ-380VAC-50Hz												
	Total current	A	8	10	20.3	20.8	21.8	22.8	22.8	22.8	28.6	28.6	33	36.6	37.6
Electric power	KW	3.8	4.1	6.8	7	7.2	7.5	7.5	7.5	9.0	9.0	9.5	12	12.5	
Overall dimensions	Length	mm	3870	3858	4420	4535	5078	5080	5545	5945	5945	6656	6815	6815	7445
	Width		1506	1668	1784	1983	2098	2126	2326	2392	2482	2515	2780	3063	3134
	Height		2239	2541	2701	2860	2860	3080	3195	3315	3470	3510	3700	4005	4005
Shipping weight			6.4	7.8	10.4	11.6	13.4	14.8	17.4	19.5	22.6	26.5	30.8	35.6	41.5
Operating weight			7.6	9.7	13.9	15.8	18	20.3	24.2	27.9	31.8	35.3	41.6	49	59

#### Note

- (1) Chilled water outlet temperature minimum value of 5°C.
- (2) Cooling capacity can be adjusted in the range of 20-100%, and chilled water in the range of 60-120%.
- (3) On the chilled/hot and cooling water side scale factor will be 0.086m<sup>3</sup>·K/kW/0.0001m<sup>3</sup>·h·°C/kcal.
- (4) Hot, chilled and cooling water box has the maximum pressure bearing capacity: 0.8MPa for standard type, and 1.6MPa for high pressure type.
- (5) The chiller is transported with rack of 180mm in height for chiller less than units HSA496H2, and additional height of rack of 60mm for the units HSA579H2 and above.
- (6) Shipping weight of chiller is the weight, including the weight of rack, but not the weight of solution, The solution needed for the chiller is charged, if the chiller had been test run in the company. The chiller should be handled with care for the 60% of charged solution is still left in it, though part of solution is discharged. The chiller should be kept balanced during handling.

Fonte: Catálogo Shuangliang (2017).