



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO OESTE DO PARÁ  
INSTITUTO DE ENGENHARIA E GEOCIÊNCIAS  
PROGRAMA DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA  
BACHARELADO INTERDISCIPLINAR EM CIÊNCIA E TECNOLOGIA**

**LUCAS FIGUEIREDO VINENTE**

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO O PAR AMÔNIA-ÁGUA**

**SANTARÉM-PARÁ**

**2022**

**LUCAS FIGUEIREDO VINENTE**

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO O PAR AMÔNIA-ÁGUA**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao programa de Ciência e  
Tecnologia para a obtenção do grau de  
Bacharel em Ciência e Tecnologia;  
Universidade Federal do Oeste do Pará;  
Instituto de Engenharia e Geociências.  
Orientador: Vicente Moreira Rodrigues

**SANTARÉM-PARÁ**

**2022**

## ERRATA

Folha	Linha	Onde se lê	Leia-se

**LUCAS FIGUEIREDO VINENTE**

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO O PAR AMÔNIA-ÁGUA**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao programa de Ciência e  
Tecnologia para a obtenção do grau de  
Bacharel em Ciência e Tecnologia;  
Universidade Federal do Oeste do Pará;  
Instituto de Engenharia e Geociências.  
Orientador: Vicente Moreira Rodrigues

Conceito:

Data de aprovação: \_\_/\_\_/\_\_\_\_

---

Msc. Vicente Moreira Rodrigues -Orientador  
Universidade Federal do Oeste do Pará

---

Dr. Carlos Celio da Souza Cruz  
Universidade Federal do Oeste do Pará

---

Msc. Gilson Fernandes Braga Junior  
Universidade Federal do Oeste do Pará

A DEUS, aos meus pais e irmãos, e colegas.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente a DEUS pela Sua presença, pelo dom da vida e por ter dado minha amada família, a JESUS o qual com seu amor é forte abrigo e aconchego nas horas de alegria e de agonia a qualquer um que O recorra, ao Divino Espírito Santo pelo sustento e pelo dom da ciência a todos, a Vânia e Haroldo por serem os melhores pais do mundo, ao meu irmão Arivan pelo suporte e companheirismo nos momentos difíceis, ao meu irmão Haroldo por sempre estar junto e aconselhando todos, e a minha irmã Viviane por sempre compreender e ajudar em grandes decisões.

Ao orientador pela paciência, compreensão e oportunidade dada a mim, a Universidade Federal do Oeste do Pará pela oportunidade, aos familiares, professores e colegas.

“Seja qual for vosso trabalho, fazei-o de boa vontade,  
como para o Senhor, e não para os homens, cientes de que  
recebereis a herança como recompensa... O  
Senhor é Cristo” (Col 3,23-24)

## RESUMO

Neste trabalho é apresentado a análise e estudo de viabilidade de um sistema de refrigeração por absorção alimentado por gases quentes da exaustão de moto geradores cuja finalidade é a produção autônoma de gelo por pescadores. O sistema atinge temperaturas negativas o que acena para essa possibilidade, pois calor é liberado em muitos processos como a combustão do diesel e pode gerar problemas para o ambiente por meio de emissões. Uma análise termodinâmica é feita para ciclo de refrigeração por absorção baseado no par amônia-água, embora esta tecnologia seja anterior aos sistemas de compressão de vapor foi deixado de lado graças ao advento de eletricidade, porém voltou a ser proposto em razão do uso mais racional, eficiente dos recursos e a associação de mudanças na dinâmica do planeta as emissões, buscando aumentar eficiência de processos e diminuir danos ao ambiente a refrigeração por absorção é proposta.

**Palavras-chave:** Eficiência, Impactos ambientais, Sistema de Absorção, Gelo.



## **ABSTRACT**

This work presents the analysis and feasibility study of an absorption refrigeration system powered by hot exhaust gases from motor generators whose purpose is the autonomous production of ice by fishermen. The system reaches negative temperatures which beckons this possibility, as heat is released in many processes such as diesel combustion and can cause problems for the environment through emissions. A thermodynamic analysis is made for the absorption refrigeration cycle based on the ammonia-water pair, although this technology, which is prior to vapor compression systems, was left out due to the advent of electricity, but was proposed again due to more rational use, resource efficiency and the association of changes in the planet's dynamics with emissions, seeking to increase process efficiency and reduce damage to the environment, absorption cooling is proposed.

**Keywords:** Efficiency, Environmental impacts, Absorption system, Ice

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1-Matriz Energética mundial e nacional em 2020 e 2019, respectivamente .....	17
Figura 2 - Matriz elétrica mundial e brasileira em 2018 e 2019, respectivamente .....	18
Figura 3- Participação setorial no consumo de eletricidade em 2020.....	19
Figura 4- Funcionamento de sistema de compressão a vapor .....	22
Figura 5- Ciclo de compressão de vapor ideal .....	23
Figura 6- Processo de absorção LiBr-H <sub>2</sub> O.....	29
Figura 7-Estados da mistura de amônia e água .....	30
Figura 8- Gráfico temperatura versus concentração.....	31
Figura 9- Para diferentes pressões .....	31
Figura 10- Mistura adiabática e representação .....	32
Figura 11- Mistura com troca de calor e representação .....	32
Figura 12- Diagrama Entalpia-Concentração .....	34
Figura 13- Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito .....	35
Figura 14-Efeitos da presença de vapor absorvente .....	37
Figura 15-Válvula para sistemas de refrigeração .....	39
Figura 16- Gerador e Analisador ou Coluna Exaustora .....	40
Figura 17- Arranjo do gerador com deflagrantador.....	40
Figura 18- Evaporador tipo serpentina utilizado para produção de gelo.....	41
Figura 19-Evaporador Carcaça e tubos.....	42
Figura 20- Condensador resfriado a ar .....	42
Figura 21- Bomba de engrenagens usada em circulação de fluidos com engrenagem exterior .....	43
Figura 22- Recuperador de calor de gás de escape da empresa Bowman®...	44
Figura 23- Gerador diesel da empresa Caterpillar® escolhido para simulação	45
Figura 24- Peixe sendo comercializada após pesca .....	46
Figura 25- Sistema de refrigeração por absorção proposto.....	48
Figura 26- Linha Operacional.....	54
Figura 27-“Print screen” dos resultados no Excel para a matriz .....	56
Figura 28-Uma das "unidades" de gelo da região .....	58

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1-Trocador de calor de gás de exaustão da Bowman® .....	44
Tabela 2 - Diesel Generator sets CAT® C1.1 .....	45
Tabela 3-Dados da simulação.....	49
Tabela 4-Resultados dos balanços de energia.....	57

## LISTA DE SIGLAS

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

BEN	Balanço Energético Nacional
COP	Coefficiente de Performance Máximo
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
GEE	Gases de Efeito estufa
IBGE	Instituto brasileiro de geografia e Estatística
IEA	Agência Internacional de Energia
ODP	Potencial de destruição da camada de ozônio
OIEE	Oferta interna de energia elétrica

## LISTA DE ABREVIATURA

CDE	Coeficiente de Eficácia do Refrigerante
CFCs	Clorofluorcarbonetos
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
EES	Equation Solver Engineering
EUA	Estados Unidos da América
J	Joule
LiBr-H <sub>2</sub> O	Brometo de Lítio-Água
MWh	Mega Watts hora
MWM	Motoren Werke Mannheim
NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	Amônia-Água
R12	Refrigerante 12
RPM	Rotação por minuto
SRA	Sistemas de Refrigeração por Absorção
SRCV	Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor
TR	Tonelada de Refrigeração
VC	Volume de Controle
V	Volts

## LISTA DE SÍMBOLOS

$c$	Calor específico [kJ/kg.]
$h$	Entalpia [kJ/kg]
$p$	pressão [kpa]
$t$	temperatura [°C]
$\xi$	Concentração de amônia [kg de NH <sub>3</sub> /kg de solução]
$\frac{dE}{dt}$	Taxa temporal de transferência de energia [kW]
$\dot{Q}_{VC}$	Taxa de transferência de calor em um volume de controle [kW]
$\dot{W}_{VC}$	Taxa de transferência de trabalho em um volume de controle [kW]
$\dot{m}_{LS}$	Vazão mássica de solução forte [kg/s]
$\dot{m}_{LW}$	Vazão mássica de solução fraca [kg/s]
$S$	Entropia [kJ/k]

T	Tempo [s]
x	Título de vapor

## Sumário

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>17</b>
<b>2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO .....</b>	<b>20</b>
<b>2.1 Sistema de refrigeração por compressão de vapor.....</b>	<b>21</b>
<b>2.2 Fluidos refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração.....</b>	<b>24</b>
<b>3 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....</b>	<b>25</b>
<b>3.1 Histórico dos Sistemas de Refrigeração por absorção.....</b>	<b>27</b>
<b>3.2 O processo de absorção .....</b>	<b>28</b>
<b>3.3 Propriedades de soluções binárias de água e amônia.....</b>	<b>29</b>
3.3.1 Processos de mistura no ciclo.....	31
<b>3.4 Gráfico Entalpia h x Concentração <math>\xi</math> para misturas amônia-água.....</b>	<b>33</b>
<b>3. 5 Pares refrigerante-absorvente .....</b>	<b>34</b>
<b>3.6 Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.....</b>	<b>35</b>
<b>3.7 Presença de absorvente junto com vapor de refrigerante.....</b>	<b>36</b>
<b>3.8 Dispositivos.....</b>	<b>37</b>
3.8.1 Gerador.....	38
3.8.2 Absorvedor.....	38
3.8.3 Dispositivos de estrangulamento/expansão .....	38
3.8.4 Retificador.....	39
3.8.5 Analisador ou Coluna Retificação (Destilação).....	39
3.8.6 Deflagmentator.....	40
3.8.7 Evaporador .....	41
3.8.8 Condensador.....	42

3.8.9 Bomba.....	42
3.8.10 Recuperador de Calor .....	43
3.8.11 Diesel Gerador .....	44
<b>3.9 Proposta do Sistema de Refrigeração por Absorção .....</b>	<b>45</b>
<b>4 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO.....</b>	<b>47</b>
<b>4.1 Balanços de Massa, Concentrações e Energia.....</b>	<b>49</b>
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>57</b>
<b>6 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>58</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>60</b>
<b>APENDICE A – PRINT SCREAM DA TELA DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO NO EES.....</b>	<b>64</b>

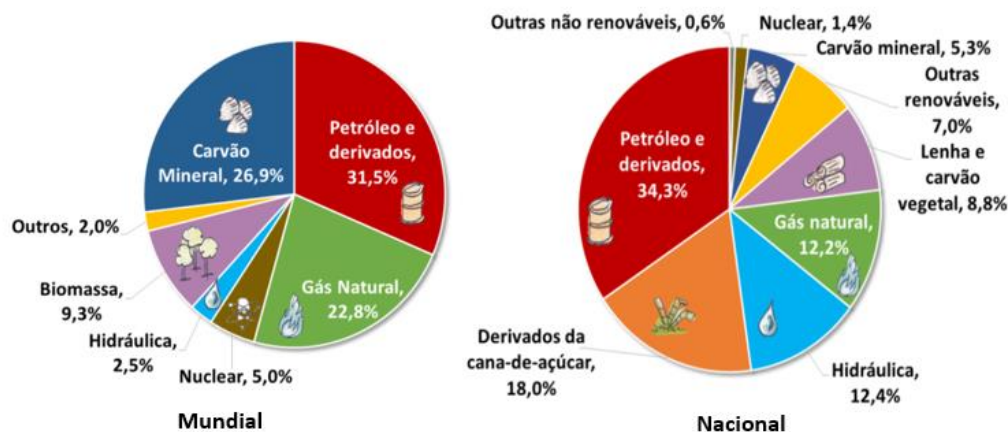




## 1 INTRODUÇÃO

A exploração dos recursos naturais pôs a humanidade um de seus maiores desafios: conciliar a crescente demanda e escassez sem causar tantos impactos ao planeta, essa questão é melhor avaliada com a matriz energética mundial, figura 1 (lado esquerdo) que representa o conjunto das fontes energéticas utilizados para suprir a demanda mundial, como as matérias primas para combustíveis automobilísticos, do gás de cozinha, das fontes utilizadas para produzir eletricidade (corpos da água, combustíveis para queima, etc) (EPE, 2020), nela é mostrado a grande dependência de fontes não renováveis (petróleo e derivados, carvão e gás natural) responsáveis por mais de 80%, essas fontes são consideradas prejudiciais ao meio ambiente e associadas ao quadro de emissões de poluentes para a atmosfera, principalmente no que se refere a derivados de petróleo, utilizados como matéria prima de combustíveis para o setor de transporte, responsável de acordo com Júnior (2008) por mais da metade das emissões mundiais.

Figura 1-Matriz Energética mundial e nacional em 2020 e 2019, respectivamente



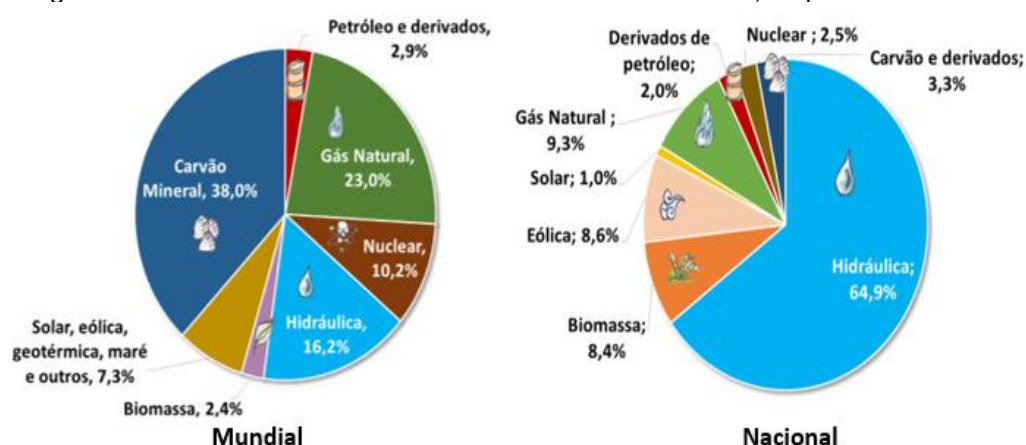
Fonte: Adaptado de IEA (2020) e BEN (2020)

O lado direito da figura 1 apresenta a matriz energética brasileira na qual a participação de fontes renováveis é expressiva com mais de 30% enquanto na mundial somam cerca de 14%. Essa diferença coloca o país em uma posição de destaque frente aos demais principalmente se comparado àqueles de maior economia, segundo dados do relatório síntese do Balanço Energético Nacional (BEN) de 2020 ano base de 2019 é um dos que menos emitem gases de efeito estufa (GEE) por habitante, cada brasileiro consumindo e produzindo energia em

2019 emitiu em média 1/7 e 1/3 do que emitiu um americano e um europeu ou chinês em 2017, respectivamente, como aponta IEA (2017 apud BEN, 2020).

A figura 2 apresenta a matriz elétrica mundial e nacional cujas fontes têm por finalidade produzir somente eletricidade (EPE, 2020). Observa-se que a matriz nacional é predominantemente renovável destacando-se a fonte hídrica com 64,9% da oferta interna, que é o total de energia disponibilizado no país (BEN, 2020), seguida pela geração eólica que segundo dados da BEN em 2020 teve aumento na participação da oferta interna de energia elétrica (OIEE) de 15,5 % entre 2018 e 2019. No mesmo período a fonte não renovável gás natural teve aumento de 32,9% para 37,4% em 2019, o que pode ser associado ao uso em termoelétricas. O percentual de fontes não renováveis é bem inferior se comparado com a matriz elétrica mundial (lado esquerdo), no mundo o percentual é aproximadamente 75% (ano base 2018), segundo dados de EPE em 2020 o Brasil possui uma larga vantagem na produção, o país emitiu em média 90 kg de CO<sub>2</sub> para produzir 1 MWh, um índice consideravelmente baixo quando comparado a outros países segundo o Relatório síntese (ano base 2019).

Figura 2 - Matriz elétrica mundial e brasileira em 2018 e 2019, respectivamente



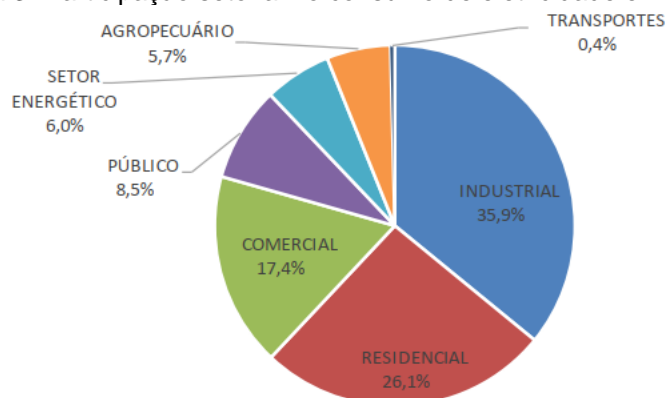
Fonte: Adaptado de IEA (2020) e BEN (2020)

Por ser a fonte hidroelétrica majoritária o país torna-se dependente e vulnerável dos regimes hídricos podendo ocorrer racionamento energético e elevação nos preços como em 2021 quando o Brasil sofreu a pior crise hídrica dos últimos 91 anos chegando a ativar usinas termelétricas (MACÁRIO, 2021) abrindo espaço para uma produção onde os principais insumos são combustíveis fósseis como carvão, óleo combustível ou gás natural.

Para diminuir a dependência elétrica do país por usinas hidrelétricas e contribuir com a redução de emissões propuseram-se alternativas renováveis (já existentes) como aproveitamento da biomassa, principalmente resíduos orgânicos (sobras de alimentos, dejetos, esgotos urbanos, etc), uso do movimento das massas de ar para acionar turbinas (geração eólica), sistemas de cogeração (uso do calor rejeitado em processos industriais, em escape de motores, vapores de processos, de caldeiras) e energia solar (painéis solares).

A figura 3 retirada do Balanço Energético Anual do Brasil mostra-nos o consumo elétrico por setor, nesta os principais consumidores são: industrial, residencial e comercial, juntos respondem por mais de 75%, esses três setores empregam sistemas de refrigeração, por exemplo, um supermercado e uma residência necessitam de refrigeradores para manter a qualidade dos alimentos, na indústria de criogenia temperatura baixíssimas são alcançadas graças a esses sistemas, dentre outros.

Figura 3- Participação setorial no consumo de eletricidade em 2020



Fonte: BEN (2020)

O uso para conforto térmico em edifícios residenciais é elevado como nos diz Zhou (2007 apud CANTARUTTI, 2011) em que estudos realizados estimam que de 37 a 60 % do total de energia consumida nestes são devidos a sistema de condicionamento de ar, e nas indústrias de alimentos os sistemas de refrigeração podem ser responsáveis por até 60 % da energia consumida de acordo com Muhle (2008 apud MENNA, 2008) e estes setores são os maiores consumidores do nosso país como mostra a figura 3.

Toda essa demanda por climatização artificial tem um grande impacto sobre o sistema elétrico do país, no período de 2005 a 2017 houve um crescimento de 61% somente no consumo de eletricidade do setor residencial,

cujo aumento foi influenciado pelo uso de aparelhos de ar-condicionado. Esse aumento pode estar relacionado com emissões de gases do efeito estufa pois países onde usinas termelétricas são usadas para suprir a demanda de eletricidade podem ter um aumento significativo das emissões de carbono (NOTA TÉCNICA, 2018)

Com o propósito de contribuir para a redução do consumo de energia elétrica e diminuir emissões de poluentes propuseram-se tecnologias alternativas em vários setores, na indústria de refrigeração podemos citar os sistemas de absorção que consomem quantidade ínfima de eletricidade quando comparados aos de compressão de vapor, embora tenha sido uma tecnologia anterior a esta, foi deixada de lado devido à complexidade e alto custo inicial quando comparada as demais, porém com a problemática ambiental mundial esta tecnologia voltou a ser discutida.

## **2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO**

A vida moderna seria impossível sem a tecnologia de refrigeração, foram eles a solução encontrada para conservar alimentos e uma das alternativas à uso de conservantes e enlatados, sendo estes relacionadas a riscos toxicológicos à saúde do consumidor, estudos apontam ainda para uma relação existente entre estes e o câncer de estômago no uso de conservantes a base de nitrato como nos informa Fai (2008 apud GIOIA, 2020).

Os sistemas de refrigeração são aplicados a conforto térmico, processos industriais de geração de “frio” tais como cadeia produtiva de bebidas, em produtos farmacêuticos, etc (NASCIMENTO, 2011). O uso para condicionamento de ar em regiões de clima quente é necessário, como na região norte do país onde as temperaturas médias anuais variam de 25 a 28 °C IBGE (2019 apud MANDÚ; GOMES; COUTINHO, 2020) com sensações térmicas bem maiores como na cidade de Santarém-Pa. Vemos que “Estão presentes em ar-condicionado domésticos, escritórios, hospitais, supermercados, farmácias, entre outros estabelecimentos, mostrando o quanto fazem parte do nosso cotidiano” (CAMPOS, 2017, p. 14). No momento, grandes servidores estão sendo resfriados por algum mecanismo de refrigeração, em se tratando de

pandemia insumos de vacinas requerem também algum grau de resfriamento que são ofertados por esses sistemas.

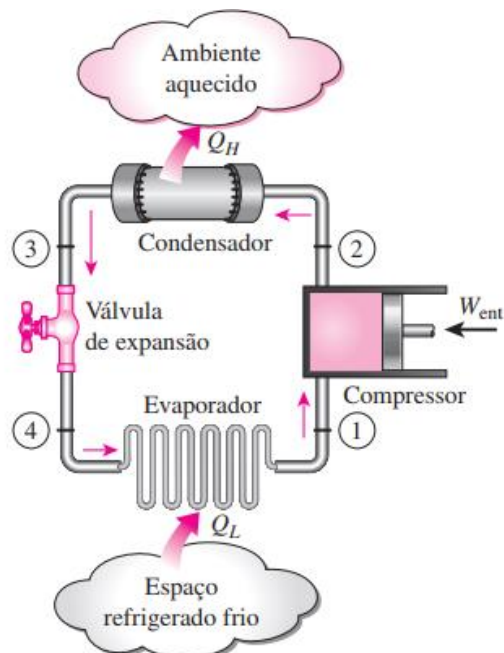
No entanto existem lugares em que a falta desses sistemas é um fator limitante, especificamente quando se trata de partes da região norte do país onde a disponibilidade de energia elétrica é reduzida e sendo os de compressão de vapor os mais utilizados na prática (STOECKER, 1985) a refrigeração se torna impraticável a não ser nas cidades, segundo Nascimento (2011) essa realidade é comum na maioria das comunidades ribeirinhas desde as mais longínquas até aquelas isoladas.

Os sistemas de refrigeração podem ser divididos em 3 categorias, de acordo com a capacidade de refrigeração chamada de Toneladas de Refrigeração (TR): pequena capacidade ( $< 2,5$  TR), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade ( $> 75$  TR) (VENTURINI; JOSÉ, 2005). Quanto a fonte de energia e mecanismo utilizado para realizar o efeito refrigerante podem ser classificados em: compressão de vapor, por absorção, a gás ou ar, termoelétrica e termomagnética (NASCIMENTO, 2011) e (BUEL, 2018).

## **2.1 Sistema de refrigeração por compressão de vapor**

A refrigeração por compressão de vapor é amplamente usada em indústrias, automóveis, residências e nos refrigeradores domésticos funcionando da seguinte forma: o fluido refrigerante entra no compressor no estado 1 da figura 4 como vapor saturado onde é comprimido através de trabalho mecânico  $W_{ent}$  acionado por energia elétrica, esse processo para fins ideais é considerado isentrópico, ou seja, a entropia constante, este termo é uma propriedade e está associado com a desigualdade de Clausius que não será tratada neste trabalho mas será abstraído que se calor é transferido de ou para um sistema a entropia assim será.

Figura 4- Funcionamento de sistema de compressão a vapor

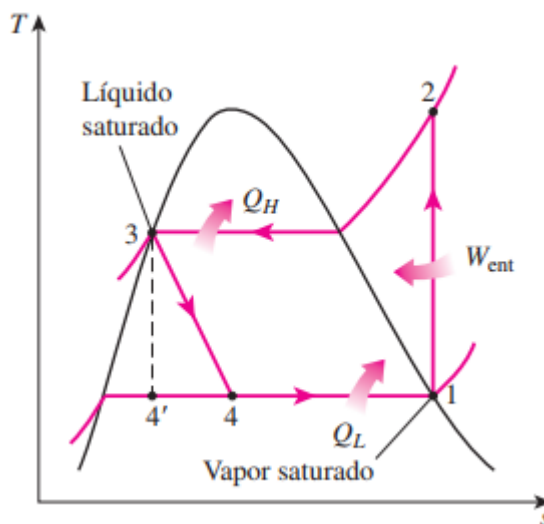


Fonte: Çengel e Boles (2013)

Após o aumento da pressão e temperatura o fluido segue para o condensador (por exemplo, o tubo em serpentina atrás dos refrigeradores) na forma de vapor superaquecido, estado 2, onde há transferência de calor  $Q_H$  para as vizinhanças saindo como líquido saturado a temperatura acima da vizinhança, estado 3, uma vez que existe uma diferença de pressão entre o condensador e evaporador usa-se uma válvula de expansão ou tubo capilar (processo 3-4) para redução da pressão, com isso a temperatura do refrigerante diminui abaixo do espaço a ser refrigerado. O refrigerante entra no evaporador no estado 4 como mistura saturada de líquido e vapor que vaporiza completamente após receber calor  $Q_L$  do espaço refrigerado, esse vapor saturado segue para o compressor e finaliza o ciclo (ÇENGEL e BOLES, 2013).

A figura 5 mostra um gráfico temperatura x entropia para o ciclo que foi descrito, conhecido como ciclo de compressão de vapor ideal, no processo de compressão 1-2 e expansão 3-4 temos processos adiabáticos (não há transferência de calor), e os processos 2-3 e 4-1, rejeição e absorção de calor, respectivamente, a pressão constante.

Figura 5- Ciclo de compressão de vapor ideal



Fonte: Çengel e Boles (2013)

Os ciclos práticos diferem deste por apresentarem mudanças de fase a temperatura e pressão não constante, expansões e compressões com transferência de calor, o compressor não opera apenas com vapor vindo do evaporador e sim com uma mistura de líquido e vapor, e há atrito do fluido com as tubulações, sendo essas irreversibilidades responsáveis pelo afastamento do ciclo ideal (SONTANG, BORGNAKKE E WYLEN, 1998).

A medida do desempenho de um sistema de refrigeração por compressão de vapor real é dada através do coeficiente de eficácia ou performance (COP) e representa do total de energia fornecido na forma de trabalho quanto foi convertido no efeito desejado (SONTANG, BORGNAKKE e WYLEN, 1998):

$$\beta = \frac{Q_L}{W_{ent}} \quad (1)$$

O COP refere-se principalmente a questão de desempenho relativos a sistemas ideais (o quanto mais próximo do ideal um sistema está, mais bem projetado ele é) e para comparação entre sistemas semelhantes. O ciclo ideal ou ciclo ideal reversível de Carnot parte da suposição de ausência de irreversibilidades internas nos processos, como a mudança de fase do refrigerante no evaporador e condensador (à pressão e temperatura constante), nos ciclos de compressão a vapor ideais um processo é considerado irreversível, o estrangulamento, sem essa consideração o refrigerante entraria no estado 4' da figura 5, o que distanciaria ainda mais do modelo real (ÇENGEL e BOLES, 2013). O coeficiente de eficácia máximo é dado pela seguinte equação:



$$COP_{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2)$$

Em que  $T_L$  e  $T_H$  são dadas em kelvins (K) e representam a temperatura do espaço refrigerado e do ambiente de rejeição de calor, respectivamente. Através desta equação os ciclos reais são avaliados possuindo um valor menor de COP que os ideais, sendo, portanto, menos eficientes (ÇENGEL e BOLES, 2013).

## 2.2 Fluidos refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração

Na indústria de refrigeração foram utilizados fluidos que apresentavam vantagens econômicas e de manuseio, época na qual as questões ambientais eram colocadas em segundo plano. A classe dos clorofluorcarbonos (CFCs) foi largamente utilizada na refrigeração por compressão de vapor, por conterem inúmeras vantagens como nos dizem Venturini e Pirani (2005): não são inflamáveis, corrosivos, não explosíveis e cumpriam de forma eficaz aos requisitos de refrigeração, porém por possuírem cloro e flúor em sua composição causavam severos impactos a camada de ozônio, dentre esses fluidos refrigerantes citam-se os refrigerantes 21 e 22 que tiveram seu uso abolido segundo Moran e Shapiro (2012) no início dos anos 90 através do acordo de Montreal em 1987, que estabelece também o fim da produção desses, ao qual o Brasil faz parte como nos lembra Makiyama (2008).

Segundo Althouse, Turnquist e Bracciano (2004) para controle foi estabelecido um valor numérico para cada refrigerante que é referido como seu potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) e potencial de aquecimento global, sendo esses valores parâmetros de risco a camada de ozônio e quanto contribuem para o aquecimento global. Nas décadas seguintes a proibição dos gases CFC a indústria de refrigeração procurou por fluidos que atendessem os requisitos de refrigeração e redução de impacto ao ozônio atmosférico, com isso a família dos hidrocarbonetos halogenados passaram a ser usadas (VENTURINI e PIRANI, 2005). Segundo Nascimento (2011) a escolha por componentes que possuam várias quantidades de hidrogênio se dá ao fato destes possuírem menor potencial de dano a camada de ozônio, quando comparado ao R12 o mais utilizado até então.

Um fluido bastante utilizado em sistemas de refrigeração é a amônia ou refrigerante 717, por ser oferecido no mercado a preços atrativos, e tendo um processo de obtenção fácil e conhecido é atraente para indústria (ZUKOWSKI, 1999), por essas vantagens ganhou espaço nas grandes instalações industriais como apontam Venturini e Pirani (2005) tendo seu uso restrito em refrigeradores domésticos devido sua toxicidade na ordem de concentrações de  $\frac{1}{2}$  a 1% numa exposição de  $\frac{1}{2}$  hora de exposição e considerada inflamável na ordem 16 a 25 % em volume de ar e alimentos exposto a períodos longos resultariam em impregnação de cheiro e gosto (STOECKER e JONES, 1985), outra grande vantagem é o uso tanto em sistemas de compressão de vapor como em sistemas de absorção.

Em termos de projeto as seguintes características químicas devem ser verificadas quanto ao uso de amônia como orienta Stoecker e Jones (1985) sendo que o projeto depende das propriedades do refrigerante escolhido (ASHRAE, 2013): reação com cobre, latão, ligas de cobre na presença de água, sendo suspensa sua utilização com esses compostos, como alternativas estão materiais compostos de ferro ou aço.

### **3 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

Na busca por alternativas a tecnologia de compressão de vapor, consumidora de energia elétrica e sendo esta do ponto de vista da termodinâmica uma forma nobre de trabalho que tem um alto custo econômico e ambiental propuseram-se sistemas acionados por outras formas de energia como o calor, cuja origem pode ser renovável (como energia solar) e de rejeitos de processos (escape de motores, vapores de caldeiras, turbinas a gás, dentre outros), nessa perspectiva os já existentes sistemas de refrigeração por absorção mostram-se como uma excelente tecnologia pois seu principal insumo energético é calor e utilizam de acordo com Campos (2017) pares absorvente-refrigerante como água-amônia que não impactam tanto o ozônio atmosférico.

Esses fatores merecem atenção pois calor é rejeitado em muitos processos daí a necessidade de estudos mais detalhados desses sistemas, Herold, Radermacher e Klein (2016) mostram aplicações do par amônia-água na indústria a base de calor podendo ser implantado e viável em regiões sem

eletricidade como informa Zukowski (1999), sendo que consumo reduzido de energia elétrica significa menos recursos naturais extraídos e processados para produzi-la e conseqüentemente, menos emissões de poluentes.

Os sistemas de refrigeração por absorção apresentam algumas características com os ciclos de compressão a vapor, Moran e Shapiro (2012, p. 461) nos dizem “[...] Em vez de comprimir o vapor entre o evaporador e condensador, o refrigerante de um sistema de absorção é absorvido por uma substância secundária, chamada absorvente, [...]”, logo a parte que envolve o absorvedor, a bomba, a válvula reguladora de pressão e o gerador equivalem ao compressor de um sistema de compressão a vapor (NAPOLEÃO, 2003). Nos sistemas de compressão a vapor há um aumento da pressão do fluido de trabalho enquanto nos sistemas de absorção primeiro absorve-se esse fluido a baixa pressão por uma solução absorvente (STOECKER, JONES, 1984) e (JUNIOR, 2008), mas adiante alerta-se para a segunda diferença:

A outra principal diferença entre sistemas de absorção e de compressão a vapor é que algum mecanismo deve ser introduzido nos sistemas de absorção para a retirada do vapor de refrigerante da solução líquida antes que o refrigerante entre no condensador. (MORAN e SHAPIRO, 2012, p.461)

Esse mecanismo de separação se dá por meio de calor, autores que estudaram os sistemas de refrigeração por absorção indicam-no como alternativa viável para a redução de emissões de poluentes no setor de transporte e menos impactos ambientais referentes a consumo de eletricidade, em (RANIERE, 2017, p.15) onde o enfoque é reaproveitamento de calor da exaustão de motores veiculares, se lê:

O sistema de condicionamento de ar por absorção, por não conter componentes de consumo de potência mecânica, exceto se necessitar de uma bomba para a circulação da solução, representará um consumo mecânico de aproximadamente 1% quando comparado ao consumo de potência de sistemas de compressão de vapor, que são atualmente utilizados em veículos automotores ao redor do mundo.

Outro aspecto atrativo é o fato de não necessitar de óleo lubrificante, como ocorre nos compressores de compressão de vapor, e possuir custo operacional baixo (MAKIYAMA, 2008). Onde ocorrer rejeito de calor de baixo custo, como queima de biomassa, de biogás, de escapes de motores, vapores expelidos, podemos utilizar a tecnologia de refrigeração por absorção (ZUKOWSKI, 1999).

Nascimento (2011) em seu estudo de sistemas de refrigeração por absorção propôs para os pescadores de comunidades distantes no estado do Amazonas em razão da alta incidência solar anual um SRA que utiliza energia solar, e destacou ainda as dificuldades enfrentadas pelos ribeirinhos para escoarem sua produção devido a conservação deles nos períodos de seca.

Campos (2017) em sua dissertação apresentou um sistema de refrigeração por absorção acionado por energia térmica solar utilizando o par brometo de lítio-água objetivando climatizar salas de uma universidade que se mostrou promissor e avaliou o efeito no COP da ausência e presença de trocadores de calor entre o gerador e absorvedor.

Cantarutti (2011) também utilizou o par brometo de lítio-água para comparar um chiller de absorção com sua simulação de modelo acionado por calor proveniente da exaustão de uma miniturbina a gás, avaliou os vários efeitos sobre o COP da temperatura da água de arrefecimento no condensador, bem como demais parâmetros. Brandão (2015) fez uma simulação de ciclo de absorção com o par amônia-água objetivando análise exegérgica e aplicações em ambientes na cidade do Rio de Janeiro.

Gramignia (2013) analisou, simulou e comparou sistemas de refrigeração por absorção acionados pelos dois pares mais utilizados para aplicações de pequeno porte, como fonte de calor utilizou um coletor solar de parábola.

### **3.1 Histórico dos Sistemas de Refrigeração por absorção**

Há indícios de estudos de sistemas de refrigeração por absorção no século 18, sendo a construção do primeiro refrigerador residencial atribuída a Ferdinand Carré em 1823 (MARQUES, 2010), anos mais tarde em 1859 também nos Estados Unidos Carré desenvolveu um sistema de refrigeração baseado no par amônia-água, sendo esta patente usada provavelmente para a produção de gelo no sul dos EUA durante a guerra civil (NAPOLEÃO, 2003), deste mesmo ano até 1862 foram registradas 14 patentes a base do par amônia-água (MARQUES, 2010) sendo esse par usado desde o final de 1800 o qual pode ter sido usado para produção de gelo antes da introdução da tecnologia de compressão de vapor (HEROLD, RADERMACHER e KLEIN, 2016), após esses acontecimentos houve um impulso a refrigeração por compressão de vapor que

substituiu quase que totalmente os baseados por absorção em razão as facilidades da eletricidade.

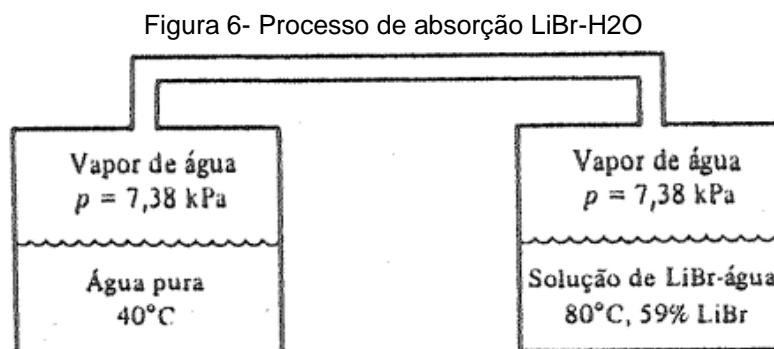
Foram utilizados novamente na primeira guerra mundial devido a carência de energia elétrica, as bases teóricas datam aproximadamente do mesmo período, dadas a autoria de Altenkirch, que firmou os alicerces termodinâmicos da tecnologia e através de seus estudos aproximou ao máximo os ciclos reais de um ciclo reversível (ZUKOWSKI, 1999). Os diagramas de estados da mistura foram desenvolvidos nos trabalhos de Merkel e Bosnjakovic em 1929 (NAPOLEÃO, 2003) nos quais temos o diagrama entalpia-concentração.

O sistema de refrigeração por absorção foi antecessor aos sistemas de refrigeração de compressão de vapor e os sistemas baseados em amônia e água eram amplamente utilizados em espaços industriais (MARQUES, 2010). Os sistemas com o par brometo de lítio-água foram comercializados na década de 40 e 50 (VARANI, 2001 apud MARQUES, 2010), empresas como a Electrolux produziram o primeiro refrigerador doméstico baseado neste ciclo na Suécia em 1920 (NAPOLEÃO, 2003). Várias são as frentes de estudo dos sistemas de refrigeração por absorção, dentre as principais conforme Menna (2008) encontra-se a obtenção de propriedades termodinâmicas das soluções, melhora de rendimentos e viabilidade econômica, sendo que as pesquisas se dividem em dois grandes ramos: trabalhos antigos utilizam soluções gráficas e os recentes aproveitam-se dos avanços tecnológicos da simulação numérica computacional.

### **3.2 O processo de absorção**

Para o funcionamento desses sistemas é necessário um par de substâncias, o absorvente e o refrigerante, os pares refrigerantes mais utilizados são água-amônia e brometo de lítio-água (ZUKOWSKI, 1999). De acordo com Dincer, Ratlamwala e Hussain (2016) o processo de absorção ocorre quando dois fluidos em estados diferentes interagem e liberam calor formando um composto em estado único, como um gás ou líquido. Esse princípio é utilizado nos sistemas de refrigeração por absorção onde a temperatura de saturação de um dos fluidos é baixa em relação a do outro (DINCER, RATLAMWALA e HUSSAIN, 2016), sendo o fluido com menor ponto de saturação escolhido como o refrigerante.

Nos sistemas que trabalham com absorção o funcionamento se dá principalmente pelo equilíbrio de pressão e diferenças de concentrações líquidas e misturas gasosas. Por exemplo, o processo de absorção de vapor d'água pelo sal brometo de lítio torna-se uma solução líquida, essa exerce uma pressão de vapor d'água em função da temperatura e da concentração da solução (STOECKER e JONES, 1985), na figura 6 temos dois vasos conectados com água pura e outro com brometo de lítio e água líquidos, em equilíbrio as pressões de vapor seriam iguais.



Fonte: Stoecker e Jones (1985)

Para a água nas condições mostrada na figura 6 (lado esquerdo) ela exerceria uma pressão de vapor de 7,38 kPa e receberia o mesmo valor de pressão da solução de LiBr-água do lado direito a uma temperatura de 80 °C e concentração de 0,59 de LiBr da massa de solução, chama a atenção que em misturas essa mesma pressão de vapor pode ser fornecida por diferentes combinações de temperatura e concentração de solução (STOECKER e JONES, 1985).

### 3.3 Propriedades de soluções binárias de água e amônia

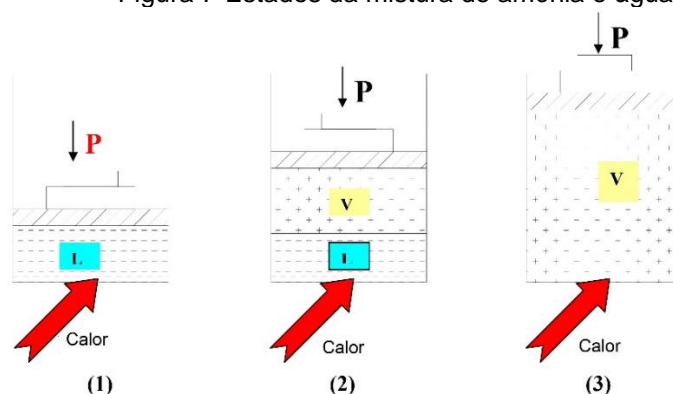
Para um sistema que trabalha com misturas torna-se necessária a propriedade concentração  $\xi$  em termos de amônia por massa de solução dada da seguinte forma:

$$\xi = \frac{m_{NH_3}}{m_{total}} \quad (3)$$

Em que  $m_{NH_3}$  e  $m_{total}$  representam a massa de amônia em solução e a massa total da mistura, respectivamente. Agora tomemos um cilindro mantido a pressão constante contendo uma mistura de água e amônia, começando pelo estado 1 arbitrário onde temos líquido comprimido ou sub-resfriado com uma

concentração  $\xi_1$  de amônia, figura 7 (1), fornecendo calor ao sistema há aumento da temperatura e formação da primeira bolha de vapor, figura 7 (2), a essa temperatura damos o nome de temperatura de bolha ( $T_{bolha}$ ) naquela pressão e concentração, prosseguindo com a adição de calor mais vapor se forma, quando a última gota de líquido evapora temos a temperatura de orvalho ( $T_{orvalho}$ ), aquecimento adicional resulta em um estado de vapor superaquecido, figura 7 (3).

Figura 7-Estados da mistura de amônia e água

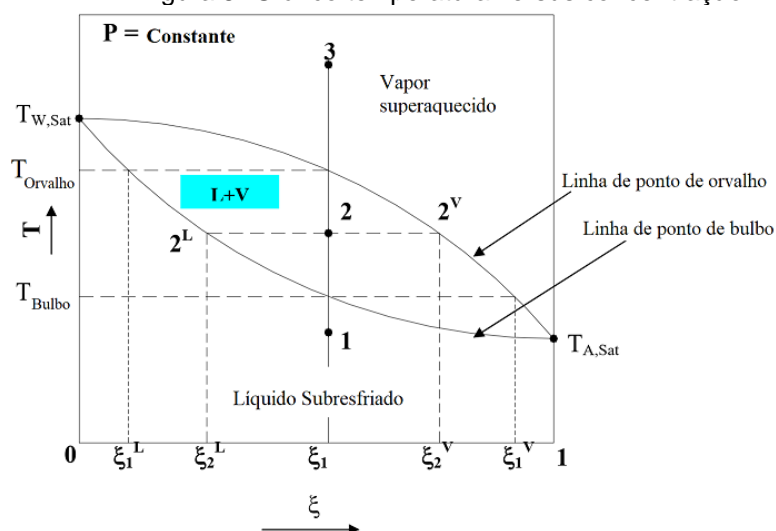


Fonte: Adaptado de Kharagpur (2008)

Se mudarmos a concentração  $\xi_1$  no intervalo de 0 a 1, água e amônia puras respectivamente, mantendo a pressão constante diferentes temperaturas de bolha e de orvalho são encontradas, plotando esses pontos e ligando-os através de linhas em um gráfico temperatura-concentração ( $T \times \xi$ ) teríamos as linhas de líquido e vapor saturado da mistura, a região delimitada pelas duas linhas é a região bifásica (onde líquido e vapor coexistem em equilíbrio), a região acima da linha de orvalho é de vapor superaquecido, figura 8.

Diferentemente de uma substância pura observamos duas situações com relação a temperatura da mistura, um aumento à medida que o líquido muda de fase (vaporização) e não há uma única temperatura de saturação para uma dada pressão. Concluimos que para determinar o estado de uma mistura binária precisamos de três propriedades independentes como temperatura, pressão e concentração (KUEHN, RAMSEY e THRELKELD, 1970).

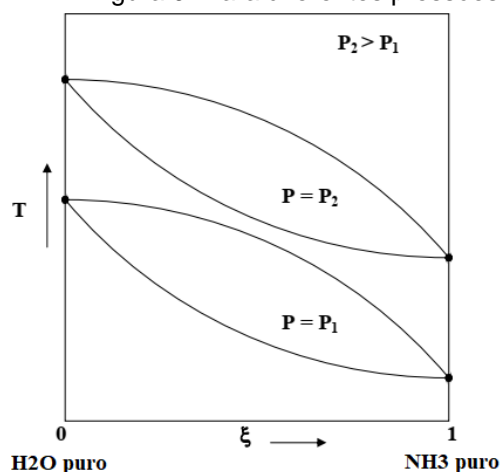
Figura 8- Gráfico temperatura versus concentração



Fonte: Adaptado de Kharagpur (2008)

Se variarmos a pressão diferentes pontos de bulha e de orvalho são obtidos (KHARAGPUR, 2008), figura 9.

Figura 9- Para diferentes pressões



Fonte: Adaptado de Kharagpur (2008)

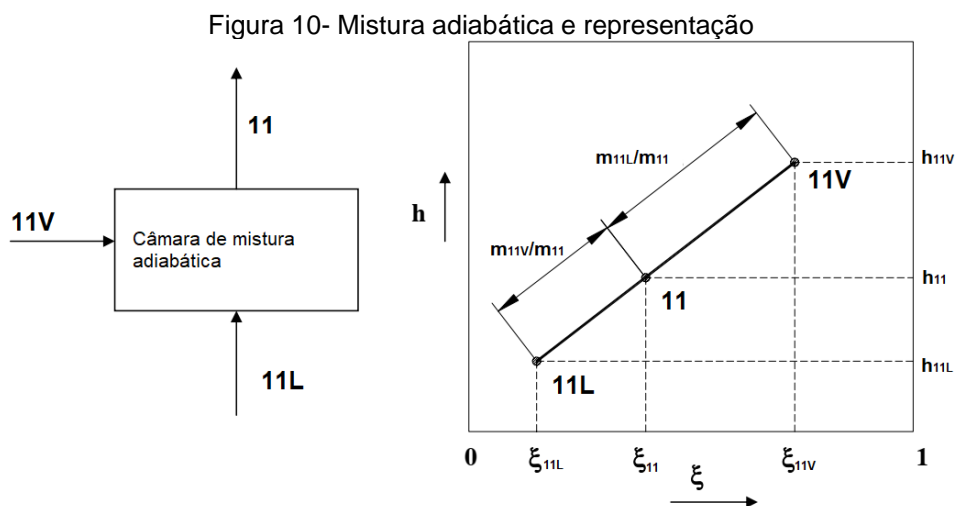
Se o experimento da figura 7 fosse feito no sentido oposto o mesmo resultado seria obtido, porém a temperatura de orvalho e bulha seriam invertidas, segundo Kuehn, Ramsey e Threlkeld (1970) se uma análise química for feita quando a mistura estiver no estado 2, figura 7 (2) as concentrações de líquido e vapor seriam diferentes da concentração inicial sendo a somas delas igual a  $\xi_1$ .

### 3.3.1 Processos de mistura no ciclo

A figura 10 ilustra uma câmara de mistura adiabática e a representação do processo no diagrama entalpia-concentração ( $h \times \xi$ ), as correntes em 1 e 2 estão na forma de líquido e vapor, respectivamente, o produto dessa mistura em



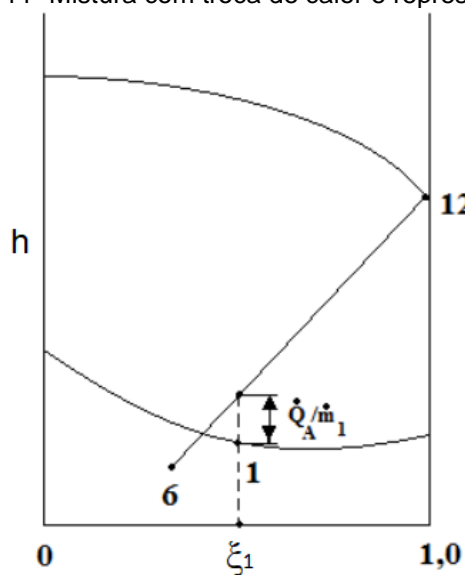
3 de acordo com o diagrama se encontra sobre uma reta que liga os pontos de estado 1 e 2 em equilíbrio. Essa representação é de suma importância pois a saída do evaporador comporta-se como essa mistura, aplicando os balanços e fazendo as devidas modificações chega-se a uma linha reta, sendo o estado resultante dependente das razões mássicas de entrada e saída (BRANDÃO, 2015).



Fonte: Adaptado de Kharagpur (2008)

Em um processo com troca de calor (como no Absorvedor), figura 11, a posição do estado final depende da razão  $\dot{Q}_A/\dot{m}_1$  que ficaria acima do ponto com transferência de calor ou abaixo caso calor seja removido.

Figura 11- Mistura com troca de calor e representação

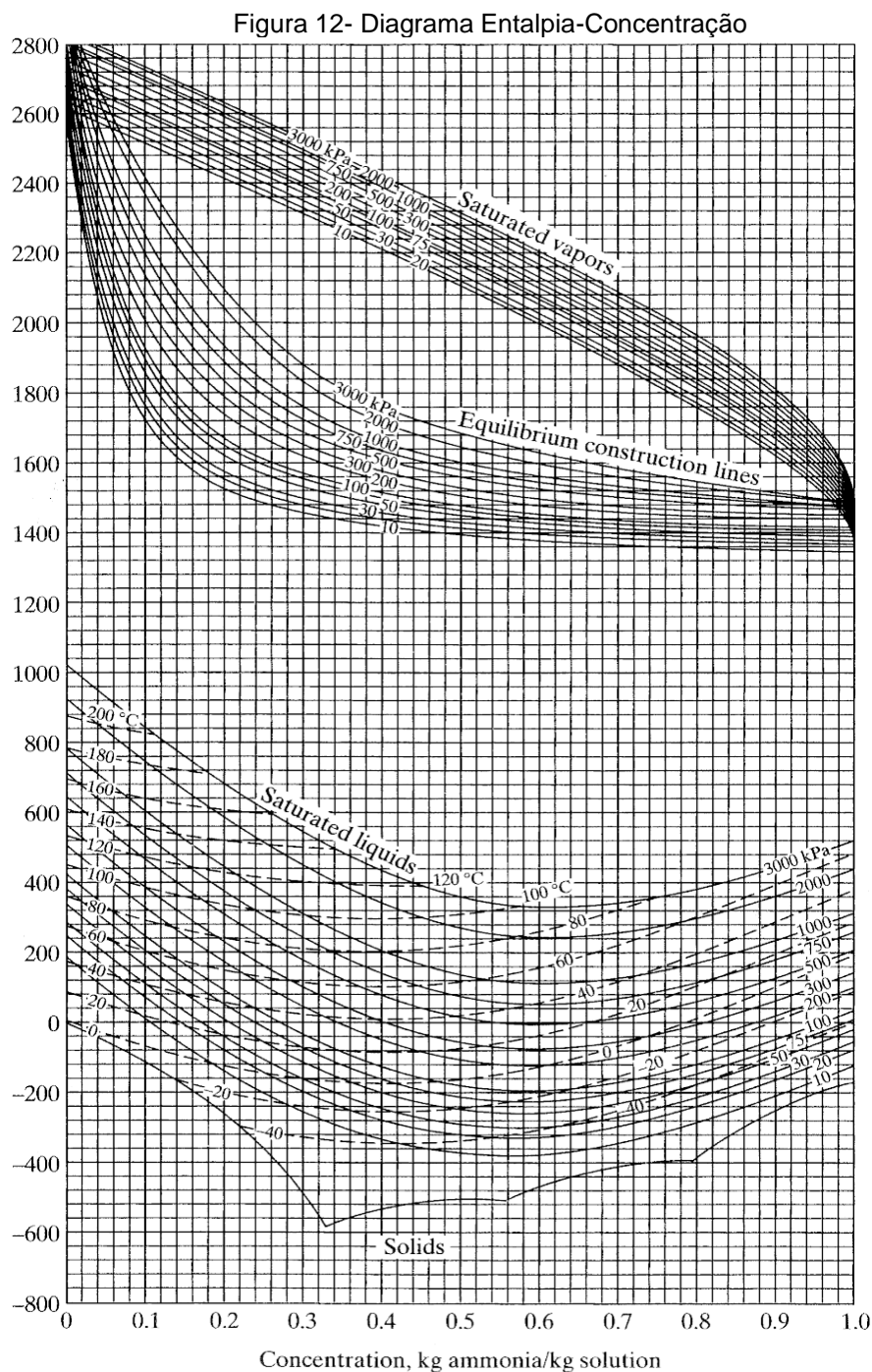


Fonte: Adaptado de Brandão (2015)

Esses dois processos ocorrem conjuntamente nos pratos do arranjo formado pelo Gerador-Coluna de Retificação-Deflagmentador.

### **3.4 Gráfico Entalpia $h$ x Concentração $\xi$ para misturas amônia-água**

Os gráficos mais utilizados de acordo com a literatura estudada são de entalpia-concentração de amônia e temperatura-concentração de amônia, sendo os dois adequados para representação dos estágios que a mistura passa nos dispositivos (CP ARORA, 2013). Esses gráficos são construídos a partir de correlações matemáticas e dados experimentais, a figura 12 mostra um desses gráficos cuja autoria é dada a Merkel-Bosnjakovic (MENNA, 2008), nesse gráfico temos as linhas auxiliares que servem para determinar o resultado da mistura de vapor e líquido em equilíbrio por exemplo, a compressão deste é de suma importância pois é o mais utilizado, em razão também de alguns processos que ocorrem no ciclo de absorção ganharem sentido quando mostrados nesses gráficos, dentre esses processos cita-se mistura com liberação de calor no absorvedor, a mistura de líquido e vapor que sai do evaporador, e o importante processo de purificação na coluna retificadora e deflagmentador.



Fonte: Kuehn, Ramsey e Threlkeld (1970)

### 3. 5 Pares refrigerante-absorvente

Existem basicamente dois tipos de pares refrigerante-absorvente: sólido e fluido (sal brometo de lítio-água) e fluido-fluido (água-amônia), é a partir dessas substâncias que são estabelecidas os parâmetros do ciclo de absorção. A amônia em par com água atinge temperaturas na ordem de  $-77\text{ }^{\circ}\text{C}$  devido baixo ponto de fusão em determinada pressão (CAMPOS, 2017). A desvantagem

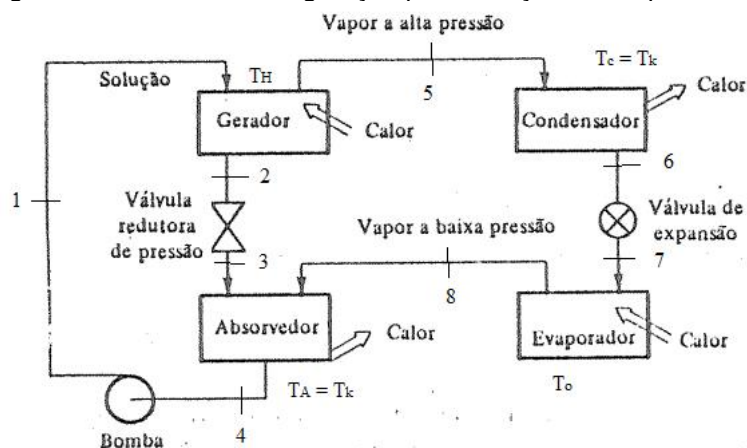
deste par é a necessidade de componentes extras como analisador e retificador, pois o vapor de amônia que deixa o gerador carrega consigo certa quantidade de vapor da água (MARQUES,2010).

Os sistemas que trabalham com o segundo par têm a limitação quanto a faixa de temperatura, exercendo somente valores positivos, uma vez que a qualquer temperatura negativa a água se solidificaria rompendo o funcionamento do sistema, sendo, portanto, indicado para sistemas de condicionamento de ar.

### 3.6 Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito

A figura 13 ilustra o funcionamento de um sistema de absorção de simples efeito baseado no par amônia-água.

Figura 13- Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jones (1985)

Inicialmente o refrigerante líquido encontra-se no evaporador, ao receber calor do espaço a ser refrigerado vaporiza e viaja para o absorvedor devido a diferença de pressões parciais (processo 7-8 na figura 13) onde é absorvido por uma substância líquida (absorvente) em uma reação exotérmica (8-4) cujo calor precisa ser removido pois a quantidade de  $\text{NH}_3$  a ser absorvida pela água tem relação inversamente proporcional com a temperatura devendo ser implementado no sistema algum mecanismo de arrefecimento (ÇENGEL e BOLES, 2013), a solução rica em refrigerante segue para a bomba onde a pressão é elevada para a do gerador (4-1), neste há transferência de calor de uma fonte quente para a solução rica separando o refrigerante devido diferença de ponto de ebulição dos constituintes (1-5), esses vapores seguem para o condensador onde há rejeição de calor para o ar circundante fazendo-o retornar

ao estado de líquido (5-6), por fim devido ao diferencial de pressão existente entre o condensador e o evaporador uma válvula de expansão é necessária (6-7), no gerador restou uma solução fraca em refrigerante que retorna ao absorvedor após passar por um estrangulador (2-3).

O COP máximo ( $COP_{\text{máx}}$ ) para esses ciclos é dado pela equação (4) usando o método de Bosnjakovic, essa equação nos mostra que ele é o produto do coeficiente de desempenho de um refrigerador de Carnot (reversível) pela eficiência de um motor térmico de Carnot (reversível), concluímos que o COP de um SRA não pode ser comparado diretamente com o COP de SRCV, a não ser que a entrada de trabalho por meio de eletricidade tenha sua origem especificada e levada em conta nos sistemas de compressão de vapor (KUEHN, RAMSEY e THRELKELD, 1970):

$$COP_{\text{máx}} = \frac{T_R(T_G - T_0)}{(T_0 - T_R)T_G} \quad (4)$$

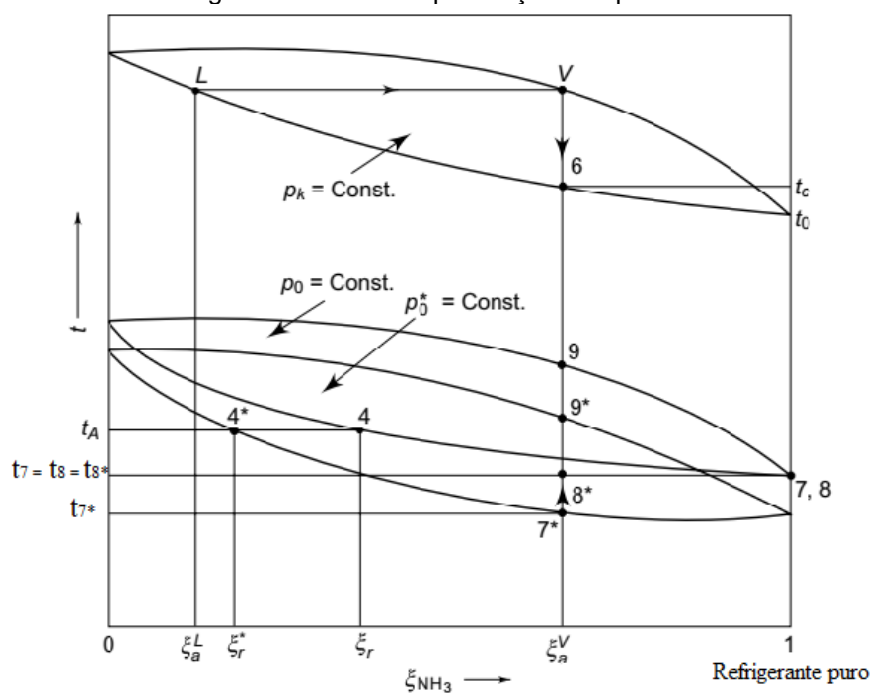
### 3.7 Presença de absorvente junto com vapor de refrigerante

O ciclo descrito anteriormente seria ideal uma vez que ocorreria separação total entre os vapores de amônia e água no gerador, os processos de condensação e evaporação ocorreriam a pressão constante,  $p_k$  e  $p_0$  respectivamente, a temperatura de condensação  $T_k$  ocorreria no ponto onde a concentração de amônia é 1 (amônia pura) na figura 14. A substância vinda do condensador evaporaria então numa temperatura uniforme nos pontos 7 e 8 das figuras 13 e 14, antes e depois do evaporador respectivamente, já que a evaporação ocorreria a pressão constante, e sendo uma mudança de fase, a temperatura seria igual a temperatura de saturação naquela pressão, o que corresponde a concentração 1 e pressão  $p_0$ , e dessa forma a temperatura de refrigeração  $T_7$  e  $T_8$  seriam iguais. Porém no ciclo real de simples efeito não há separação total dos vapores de amônia e água, o vapor que sai do gerador em V na figura 14 passa pelo condensador e chega à válvula de expansão, em 6 como uma mistura líquida de água e amônia com concentração  $\xi_a^V$ , com essa concentração a condensação não ocorreria a temperatura constante, ou seja,  $T_v$  é diferente de  $T_c$  ou  $T_6$  no ponto 6 na figura 13 e 14. Torna-se necessário a redução da pressão de  $p_0$  para  $p_0^*$  para que ao final da evaporação em 8\* a

temperatura  $T_{8^*}$  seja a temperatura limite  $T_8$ , a mesma na saída do evaporador, já que sendo mistura, a evaporação não ocorre a temperatura constante.

A mistura com concentração  $\xi_a^V$  só seria totalmente vapor se alcançasse o ponto 9 (arbitrário) a pressão  $p_0$  (ponto de orvalho), com uma temperatura  $T_9$  muito maior que a máxima  $T_8$  para o evaporador, ou seja, não teria efeito refrigerante esperado. O ponto  $8^*$  é uma mistura de líquido e vapor (evaporação incompleta) e o líquido não passando por uma mudança de fase é conduzido para o absorvedor sem realizar efeito refrigerante.

Figura 14-Efeitos da presença de vapor absorvente



Fonte: Adaptado de Arora (2013)

Podemos concluir de acordo com Arora (2013):

- A pressão do evaporador deve ser reduzida de  $p_0$  para  $p_0^*$  para atingir a temperatura de refrigeração necessária  $T_0 = T_{02}$ .
- A concentração de refrigerante da solução rica diminui de  $\xi_r$  para  $\xi_r^*$ , aumentando assim a circulação de solução rica e o trabalho da bomba, consequentemente reduzindo o COP.
- Evaporação não está completa e todo líquido não evapora.

### 3.8 Dispositivos

Os principais dispositivos de um sistema de refrigeração por absorção são apresentados a seguir, três desses são observados em compressão de vapor,

porém o gerador, bomba e absorvedor são características exclusivas deste ciclo, esses seis dispositivos são o suficiente para os ciclos que trabalham com o par água-brometo de lítio, porém o par amônia e água requer alguns componentes adicionais, como este trabalho tratara deste par esses dispositivos serão brevemente listados. Podemos modelar de acordo com Cantarutti (2011) o gerador, condensador, evaporador e absorvedor como trocadores de calor, a entrada de calor ou aporte térmico do ciclo virá do escape de um diesel gerador, porém como o calor dessa “fumaça” bruta precisa ser transferido de forma eficiente, utiliza-se um trocador de calor conhecido como recuperador, estes dois dispositivos serão descritos a seguir.

#### 3.8.1 Gerador

É a parte do sistema onde haverá a separação das substâncias absorvente e refrigerante através da transferência de calor de uma fonte de calor, deve-se atentar que neste dispositivo está a maior entrada de energia em um sistema de refrigeração por absorção, Gramignia (2013) lembra que as cargas de pressão internas devem ser estudadas com bastante atenção, devendo este possuir estruturas reforçadas a fim de resistir a essas forças.

#### 3.8.2 Absorvedor

Este dispositivo é responsável por comportar a substância absorvente e a solução rica após a mistura em um processo exotérmico devendo ter um mecanismo de arrefecimento. Segundo Menna (2008) a absorção de amônia é um processo à baixa pressão e este por estar ligado diretamente ao evaporador trabalha de acordo com a pressão de evaporação do refrigerante.

#### 3.8.3 Dispositivos de estrangulamento/expansão

São necessárias dois desses dispositivos, um para reduzir a diferença de pressão existente entre o condensador e evaporador, neste processo o refrigerante na fase de líquido saturado a uma pressão mais alta tem de reduzir sua pressão para entrar no evaporador, a figura 15 mostra um desses dispositivos. O segundo dispositivo é necessário logo após a separação do refrigerante do absorvente formando a solução fraca no gerador onde a pressão é a pressão do condensador e, portanto, maior que a do absorvedor sendo necessária a redução. Como nos lembra Menna (2008) a escolha desses

dispositivos leva em conta parâmetros como viscosidade e massa específica de um determinado fluido, neste caso, refrigerante e mistura.

Figura 15-Válvula para sistemas de refrigeração



Fonte: Eletrofrigor (2021)

#### 3.8.4 Retificador

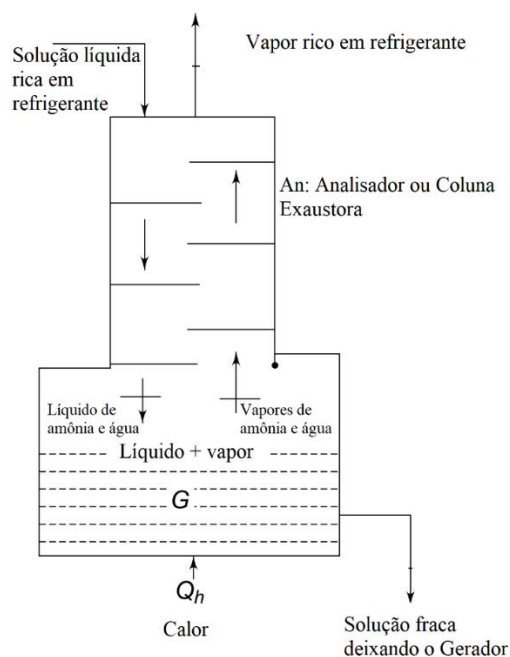
É necessário em sistemas que utilizem o par amônia-água sendo sua principal função obter a máxima quantidade de vapor de amônia. É o elemento onde vapor saturado ou superaquecido provindo do gerador é resfriado até o equilíbrio onde parte se condensa liberando calor, este condensado com maior concentração de água do que o vapor saindo é enviado para o gerador através de refluxo (SILVÉRIO, 1999).

#### 3.8.5 Analisador ou Coluna Retificação (Destilação)

É o dispositivo logo após o gerador, figura 16, neste o vapor ascendente contendo amônia e água é forçado a passar por “pratos”, estes tem a finalidade de fazer o contato entre a solução rica com os vapores, assumindo que o vapor ascendente esteja com uma temperatura superior ao do líquido ocorrerá transferência de calor para este, com isso a substância com menor temperatura de saturação ( $\text{NH}_3$ ) naquela pressão e em equilíbrio no líquido torna-se vapor, já o vapor vindo do gerador tem sua temperatura reduzida a medida que sobe os pratos, isso faz com que a substância com maior ponto de saturação ( $\text{H}_2\text{O}$ ) condense. De acordo com Aguilar (2010) apud Maranhão e Cavalvanti (2012) esse mecanismo é um dos mais críticos do SRA.



Figura 16- Gerador e Analisador ou Coluna Exaustora

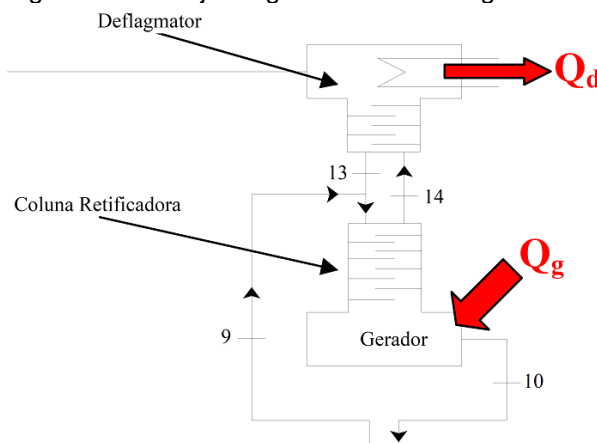


Fonte: Adaptado de Arora (1986)

### 3.8.6 Deflagmator

É um componente adicional que a depender do projeto pode ser utilizado junto com a coluna retificadora, semelhante ao que acontece na coluna a uma porção de pratos que põe em contato a solução forte em refrigerante e o vapor ascendente constituído de amônia e água, com a diferença de que juntamente com a transferência de calor entre as duas partes há um mecanismo de arrefecimento, responsável por retirar calor e conseqüentemente reduzir a temperatura, ver arranjo da figura 17.

Figura 17- Arranjo do gerador com deflagmator



Fonte: Adaptado de Kharagpur (2008)

No esquema o vapor ascende no ponto 14 entra no dispositivo percorre os pratos e é resfriado por um mecanismo, tal arranjo permite que o constituinte do vapor com maior temperatura de condensação torne-se líquido, no caso a água, esta retorna para o analisador através de 13, o vapor então torna-se cada vez mais rico na substância com menor ponto de condensação, a amônia.

### 3.8.7 Evaporador

Segundo Campos (2017) é o componente do ciclo que recebe o fluido refrigerante em estado líquido e com pressão reduzida oriundo do condensador, por ser um trocador de calor, o material construtivo deve ser de acordo com o fluido refrigerante e as características de projeto, neste o fluido entra em contato com o espaço a ser refrigerado, saindo de acordo com Cantarutti (2011) como vapor saturado. A figura 18 mostra um evaporador para produção de gelo bastante utilizado em câmaras frigoríficas industriais.

Figura 18- Evaporador tipo serpentina utilizado para produção de gelo

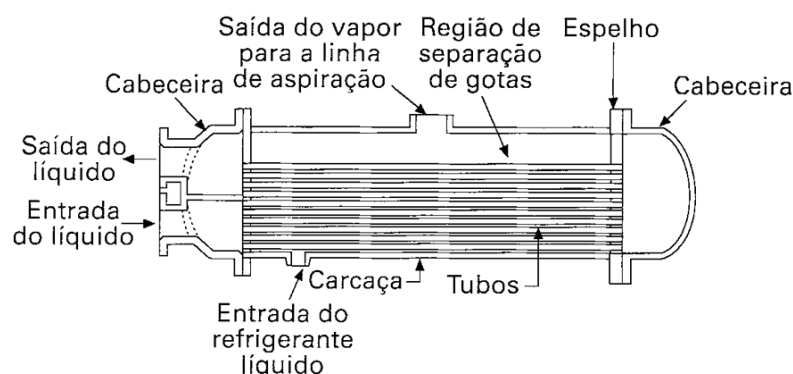


Fonte: <https://www.indiamart.com/modernrefrigeration/block-ice-plant-cooling-coil.html>

Segundo Gramignia (2013) a área de troca térmica do refrigerante com o ambiente não pode apresentar variações significativas de temperatura em sua extensão, devendo a tubulação possuir diâmetro adequado para escoamento e espaço para a fase líquida e vapor, inibindo variações de pressões significativas no dispositivo.

Na figura baixo temos um esquema de evaporador resfriado a líquido tipo carcaças-tubos com o refrigerante mudando de fase na carcaça.

Figura 19-Evaporador Carcaça e tubos

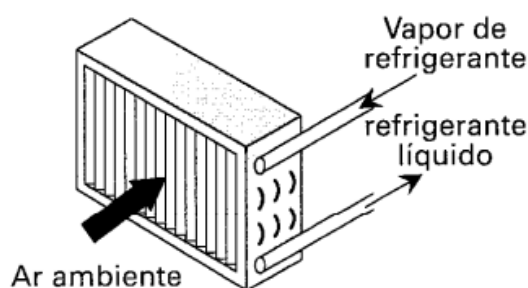


Fonte: Adaptado de Stoecker e Jabardo (2002)

### 3.8.8 Condensador

É um trocador de calor onde acontece a rejeição de calor do sistema para o ambiente a alta temperatura, o fluido refrigerante ao perder energia muda de fase de vapor superaquecido para líquido saturado podendo ser reutilizado novamente no ciclo (CANTARUTTI, 2011). Na maioria dos casos é um tubo em forma de serpentina sendo sua parede (tubo) de suma importância, pois é a região de troca de calor do refrigerante com o meio. Segundo Stoecker e Jones (1985) os tipos mais usados são os multitubulares em carcaça e os compactos, podendo ainda serem classificados quanto ao escoamento do fluido (interno ou externo). Na figura 20 temos o esquema de um condensador resfriado a ar na qual o refrigerante flui por dentro dos tubos.

Figura 20- Condensador resfriado a ar



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jabardo (2002)

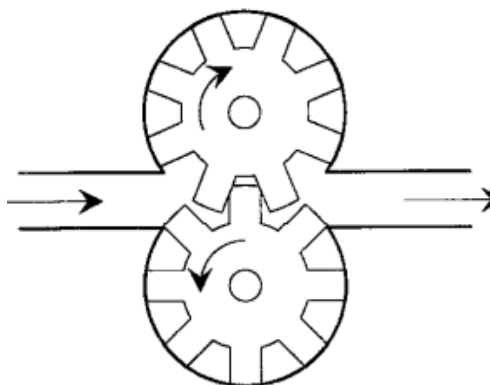
### 3.8.9 Bomba

É um dispositivo hidráulico (GRAMIGNIA, 2013) responsável pelo aumento da pressão da solução que saíra do absorvedor com destino ao gerador. Uma das principais diferenças entre sistemas de absorção e compressão de vapor está relacionada ao uso da bomba no sentido do mecanismo para o fluido circular e a energia requerida para tal efeito. Esta é a

principal vantagem do ciclo por absorção, pois a diferença de trabalho de eixo entre os dois sistemas é grande, isto é, uma quantidade significativa de energia é poupada no sistema de refrigeração por absorção (CAMPOS, 2017).

Os dois tipos de bombas mais utilizados para recirculação de líquidos em refrigeração são do tipo deslocamento positivo e as centrífugas, do primeiro grupo destacam-se as bombas de engrenagem (STOECKER E JABARDO, 2002), cujo esquema está na figura abaixo.

Figura 21- Bomba de engrenagens usada em circulação de fluidos com engrenagem exterior



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jabardo (2002)

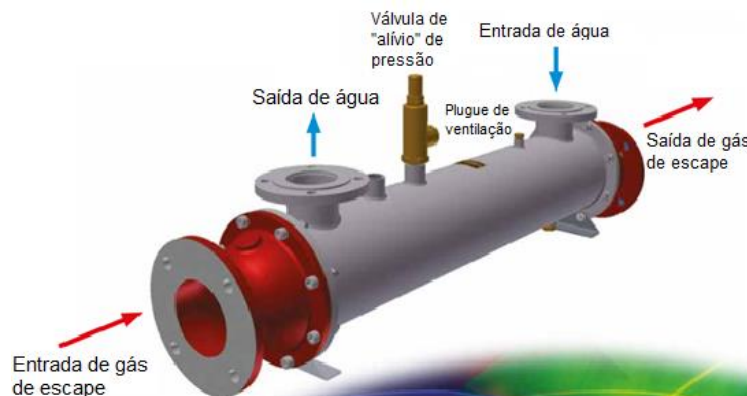
Nestas o líquido é forçado pela ação do engrenamento a ocupar o vão entre os dentes da carcaça, deslocando-se pela ação da rotação das engrenagens (STOECKER e JABARDO, 2002). Em sistemas de refrigeração por absorção o trabalho da bomba é muito pequeno em comparação com o trabalho necessário no compressor de um ciclo de compressão de vapor, este pode ser até 1% para sistemas na mesma faixa de operação segundo Kuehn, Ramsey e Threlkeld (1970).

#### 3.8.10 Recuperador de Calor

Na figura 22 temos um recuperador de calor onde observamos a entrada de escape pelo lado esquerdo transferindo calor para água que entra no sentido oposto, o escape sai na direita e água aquecida sai na esquerda com temperatura e calor necessário para o gerador. Esses trocadores de calor de gases de exaustão da Bowman® chegam a reaproveitar 60% de calor residual do escape, os tipos de trocadores de calor são baseados em um motor a gás natural com temperatura de saída do escape de 600 °C, neste trabalho o tipo de

recuperador escolhido será com base no gerador da empresa Caterpillar® utilizado em muitas comunidades regionais, figura 23.

Figura 22- Recuperador de calor de gás de escape da empresa Bowman®



Fonte: Adaptado do catálogo da Bowman (2021)

A tabela 1 apresenta dados do recuperador de calor escolhido que foram retirados de um catálogo, este deve ter um diâmetro compatível com o diâmetro do flange de exaustão do motor para evitar mau vedação e conseqüente perda de calor.

Tabela 1-Trocador de calor de gás de exaustão da Bowman®

Tipo	Potência típica do motor(kW)	Fluxo de gás de exaustão(kg/min)	Temperatura de saída do gás de exaustão(°C)	Recuperação de Calor(kW)	Queda de pressão do gás de escape(kPa)
2-25-3737-4	16	1,2	210	9,5	1,6

Fonte: Adaptado de catálogo da Bowman®

### 3.8.11 Diesel Gerador

A figura 23 mostra um modelo de gerador da empresa Caterpillar utilizado em muitas comunidades rurais da Amazônia, para fins deste trabalho os gases de escape serão utilizados para acionar um sistema de refrigeração por absorção.

Figura 23- Gerador diesel da empresa Caterpillar® escolhido para simulação



Fonte: Adaptado do catálogo da Caterpillar (2021)

A tabela 2 apresenta dados de um diesel gerador da empresa Caterpillar em operação prime, ou seja, em condições ótimas, com temperaturas dos gases de exaustão a 437 °C, temos que os dados mostrados na tabela 1 satisfazem quando ao recuperador uma vez que este é indicado a operar até a faixa de temperatura de 600°C.

Tabela 2 - Diesel Generator sets CAT® C1.1

<b>Sistema de exaustão</b>	
Temperatura do gás da chaminé de exaustão	437 °C
Taxa de fluxo do gás de escape	2,2 m <sup>3</sup> /min
Contrapressão do sistema de escape (máximo permitido)	10,2 kPa
<b>Rejeição de calor</b>	
Rejeição de calor para refrigerante	10 kW
Rejeição de calor para a atmosfera do motor e alternador	4,4 kW

Fonte: Adaptado do Catálogo da Caterpillar (2021)

### 3.9 Proposta do Sistema de Refrigeração por Absorção

A Amazônia é a maior floresta tropical do mundo e apresenta grande diversidade de fauna e flora bem como rios caudalosos que drenam extensas áreas cuja dinâmica (períodos de cheia e seca) têm influência direta no sustento de milhares de pessoas através da pesca, como nos lembra Isaac e Almeida e Oviedo et al. (2011, 2015 apud Ferreira, 2018) nessa região essa atividade desempenha um papel importante na alimentação e na geração de renda. A pesca na Amazônia pode ser dividida em dois segmentos (Almeida et al., 2011; Inomata e Freitas, 2015 apud FERREIRA, 2018): subsistência e comercial, a primeira refere-se ao consumo pelo pescador e sua família, sendo de acordo com (ISAAC et al., 2015 apud LIMA, 2020) o indivíduo ribeirinho consumidor de

cerca de 169 kg de peixe por ano, o segundo seguimento está ligado ao abastecimento dos grandes mercados urbanos e frigoríficos, sendo ambas as modalidades geradoras de muitos empregos no setor (FERREIRA, 2018).

O desenvolvimento desse comércio se dá inicialmente na superação de grandes distâncias pelos pescadores diariamente, nos períodos de seca o transporte se torna mais dificultoso, pois manter o pescado em bom estado por um longo período numa região com altas temperaturas são obstáculos a serem superados. Segundo Santos (2005 apud Lima, 2020) na pesca artesanal há dois tipos de armazenamento: por recipiente de isopor com gelo, figura 24, ou através da salga (adição de sal), salienta-se ainda a esses dois o mantimento do peixe vivo em água como o "Acari" em bacias com água (próprio porão também), esse tipo de pesca e armazenamentos são os mais comuns na região do Baixo Amazonas.

Figura 24- Peixe sendo comercializada após pesca



Fonte: Autor (2021)

Devido à ausência de um sistema integrado de distribuição de energia elétrica a maioria das comunidades da região são abastecidas por moto geradores que excrementam grandes quantidades de escape (e poluentes) com alto custo econômico e ambiental, na atual conjuntura sobre emissões torna-se atraente o uso de uma tecnologia de refrigeração que promova aumento da eficiência ao reaproveitar calor de escape a alta temperatura e redução do consumo de eletricidade nas fabricantes convencionais e alívio ao ambiente, visto que a produção de eletricidade está associada de alguma forma a emissões e consumo de recursos naturais, nessa perspectiva o estudo e análise de

viabilidade de sistema de refrigeração por absorção acionado por escape é proposta, sendo o pescador nessa cadeia produtiva um dos mais beneficiados pois vantagens econômicas podem ser tiradas na autoprodução de gelo na comunidade.

Além do calor dos gases de escape podemos salientar outras fontes como queima de biomassa (casca de mandioca, caroço de açaí, resíduos urbanos, biogás...), chaminés de fornos de padarias e restaurantes. Podemos ainda generalizar para outras regiões do Brasil e para outras atividades econômicas além da pesca:

Nas regiões Norte e Nordeste do Brasil, onde a necessidade de refrigeração para conservação da produção agrícola, principalmente de frutas e hortaliças, é mais evidente, a utilização de sistemas de refrigeração por absorção é uma alternativa a ser considerada. (ZUKOWSKI, 1999, p.3)

Diversas simulações foram realizadas e mostraram a viabilidade desses sistemas nessas localidades como Nascimento (2011), Costa (2018), Zukowski, 1999) e outros. No mundo podemos citar os trabalhos de Keinath et al. (2012) nos EUA que investigou um SRA baseado no par amônia-água de simples efeito acionado por calor rejeitado nos gases de exaustão de um moto gerador indicando para uso em locais remotos, situações de emergência e em qualquer local onde se tenha um moto gerador funcionando, Goyal et al. (2017) fez uma análise experimental de um chiller de absorção em aplicações de pequena escala também acionado por escape de motores de geradores a diesel, e por último citamos o trabalho de Ouadha e El-Gotni (2013) que fizeram uma análise termodinâmica de SRA acionado pelo escape de um motor diesel de submarino visando climatização interna.

#### **4 MODELAGEM TERMODINÂMICA DO CICLO**

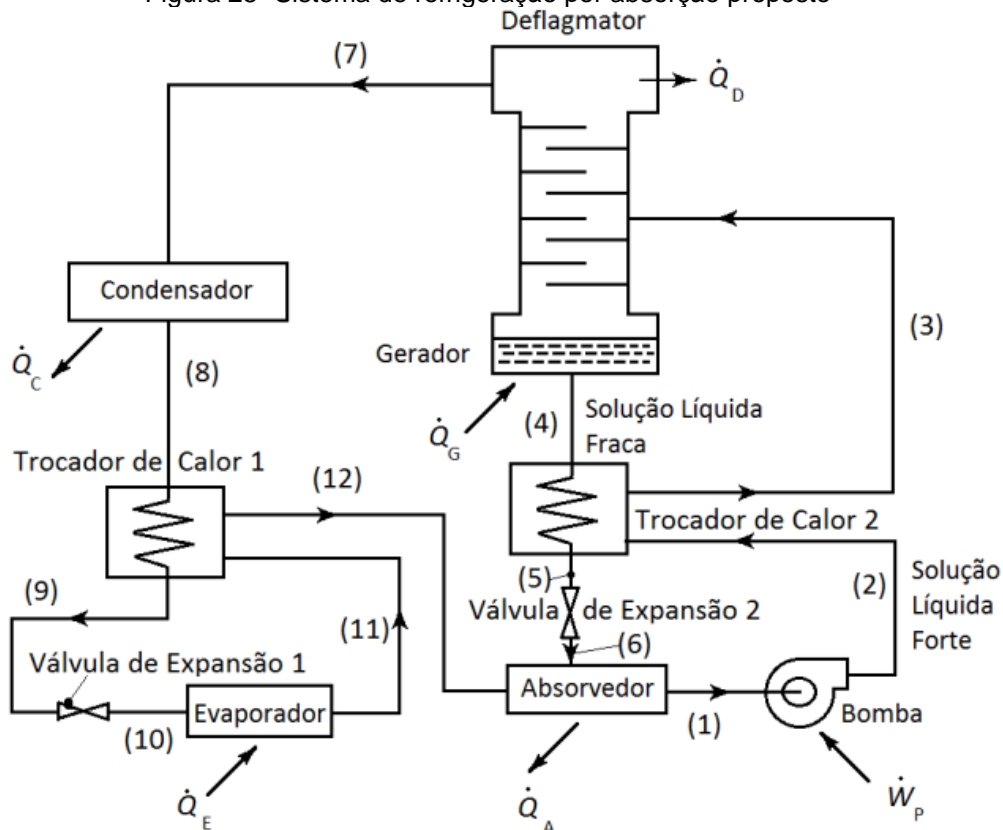
O ciclo estudado e modelado foi baseado no exemplo de Kuehn, Ramsey e Threlkeld (1970) mostrado na figura 25, neste trabalho as condições foram invertidas, temos a fonte de calor e a tarefa é determinar a carga térmica bem como as principais propriedades.

O SRA é modelado e simulado com base na primeira lei da termodinâmica sendo o software Equation Engineering Solver (EES) utilizado para obter as



propriedades, evitando-se assim recorrer aos gráficos imprecisos, figura 12. No EES há procedimentos ou procedimentos que calculam as propriedades da mistura água e amônia numa rotina externa chamada através da função call, esta utiliza as correlações propostas por Ibrahim e Klein (1993).

Figura 25- Sistema de refrigeração por absorção proposto



Fonte: Brandão (2015)

A tabela 3 apresenta os valores das propriedades que são fornecidas pelos autores e aqueles que precisam ser determinados. Todas as pressões são estabelecidas uma vez que para análise lidamos com a pressão absoluta, neste caso a pressão de alta, 1378,95 KPa corresponde a uma temperatura de saturação de 35,7 °C, que para a região é uma temperatura adequada para que ocorra a transferência de calor do condensador para o ambiente. A pressão de baixa é 206,84 KPa e corresponde a uma temperatura de evaporação de -18,05 °C, suficiente a produção de gelo, logo temos as principais propriedades para o sistema e com elas as demais são calculadas.

Tabela 3-Dados da simulação

Estado	x	P(kPa)	T(°C)	$\xi$	h(kJ/kg)	m(kg/s)
1	0	206,8				
2		1379				
3	0	1379	93,35			
4	0	1379	115,55			
5		1379				
6		206,8				
7	1	1379		0,9979		
8	0	1379				
9		1379				
10		206,8				
11		206,8				
12		206,8				

Fonte: Autor (2021)

#### 4.1 Balanços de Massa, Concentrações e Energia

Nesta análise a primeira lei da termodinâmica será usada conjuntamente com abordagem de volume de controle (VC), sendo este uma região de interesse onde massa, trabalho e calor atravessam a sua superfície ou melhor, fronteiras (WYLEN, SONTANG, BORGNAKKE, 2013). Para os fluxos que entram e saem, e que se acumulam no interior do VC determina-se a taxa de variação da massa da seguinte forma, os subscritos e/s representam, entrada e saída, respectivamente.

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (5)$$

A equação 5 é conhecida por equação da continuidade e exprime que a massa sempre é conservada e não gerada ou destruída, sendo a taxa de variação da vazão mássica com relação ao tempo nula para condições de regime permanente, o mesmo vale para esse trabalho. Da mesma forma a primeira lei da termodinâmica ou enunciado da conservação da energia é representada por:

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) \quad (6)$$

Para análise dos dispositivos do sistema as seguintes considerações são assumidas:

- O sistema opera em regime permanente;
- Perda de carga nas tubulações devido ao escoamento desprezíveis;
- A bomba opera com uma eficiência isentrópica de 85%;

- Conhecido a carga térmica a ser fornecida ao gerador  $\dot{Q}_G$  e temperatura  $T_G$ ;
- Admitido a variação de temperatura entre entrada quente e saída fria no intercambiador de calor da corrente de refrigerante;
- Admitido a variação de temperatura entre entrada quente e saída fria do intercambiador da corrente de soluções;
- Intercambiadores adiabáticos;
- Concentração do vapor saindo do deflagmentador arbitrada;
- Para traçar a linha principal de operação do conjunto gerador, coluna de retificação assume-se que o vapor saindo saturado está 12,2 °C acima da temperatura da solução forte líquida no ponto (3);
- Registro de estrangulamento e a válvula de expansão são considerados isoentálpicos;

O balanço individual de massa, concentração e energia para cada dispositivo se torna:

Bomba

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (7)$$

$$\dot{m}_2 \xi_2 = \dot{m}_1 \xi_1 \quad (8)$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{W}_p + \dot{m}_1 h_1 \quad (9)$$

Trocador de calor líquido-líquido (Solução)

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_5 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4 \quad (10)$$

$$\dot{m}_3 \xi_3 + \dot{m}_5 \xi_5 = \dot{m}_2 \xi_2 + \dot{m}_4 \xi_4 \quad (11)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (12)$$

Gerador-Coluna de retificação-Deflagmentador

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (13)$$

$$\dot{m}_7 \xi_7 + \dot{m}_4 \xi_4 = \dot{m}_3 \xi_3 \quad (14)$$

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_D = \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_G \quad (15)$$

Válvula de estrangulamento

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (16)$$

$$\dot{m}_5 \xi_5 = \dot{m}_6 \xi_6 \quad (17)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 \quad (18)$$

Absorvedor

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_6 \quad (19)$$

$$\dot{m}_1 \xi_1 = \dot{m}_{12} \xi_{12} + \dot{m}_6 \xi_6 \quad (20)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_A = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_6 h_6 \quad (21)$$

Condensador

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad (22)$$

$$\dot{m}_8 \xi_8 = \dot{m}_7 \xi_7 \quad (23)$$

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_C = \dot{m}_7 h_7 \quad (24)$$

Intercambiador de refrigerante

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{11} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{12} \quad (25)$$

$$\dot{m}_8 \xi_8 + \dot{m}_{11} \xi_{11} = \dot{m}_9 \xi_9 + \dot{m}_{12} \xi_{12} \quad (26)$$

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{12} h_{12} \quad (27)$$

Válvula de expansão

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (28)$$

$$\dot{m}_{10} \xi_{10} = \dot{m}_9 \xi_9 \quad (29)$$

$$\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_9 h_9 \quad (30)$$

Evaporador

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} \quad (31)$$

$$\dot{m}_{11} \xi_{11} = \dot{m}_{10} \xi_{10} \quad (32)$$

$$\dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_E \quad (33)$$

Da observação do circuito pode-se notar que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{LS} \text{ (vazão mássica de solução forte)} \quad (34)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{LW} \text{ (vazão mássica de solução fraca)} \quad (35)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_R \text{ (vazão mássica de refrigerante)} \quad (36)$$

O mesmo acontece com a concentração

$$\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = \xi_{LS} \text{ (concentração de solução líquida forte)} \quad (37)$$

$$\xi_4 = \xi_5 = \xi_6 = \xi_{LW} \text{ (concentração de solução líquida fraca)} \quad (38)$$

$$\xi_7 = \xi_8 = \xi_9 = \xi_{10} = \xi_{11} = \xi_{12} = \xi_R \text{ (concentração de refrigerante)} \quad (39)$$

Observando o registro de estrangulamento e a válvula de expansão

$$h_6 = h_5 \quad (40)$$

$$h_{10} = h_9 \quad (41)$$

As equações (34) a (41) permitem uma redução na quantidade de equações. Tem-se ainda que as observações acima citadas mostram que os balanços de massa e concentração no absorvedor e no gerador-coluna-defragmentador são idênticas e, portanto, redundantes, ou seja, para solucionar matematicamente o problema, somente as equações de massa e concentração de um dos dispositivos é considerada. Rescrevendo o sistema:

$$\dot{m}_{LS}h_1 + \dot{W}_P = \dot{m}_{LS}h_{12} \quad (42)$$

$$\dot{m}_{LS}h_3 + \dot{m}_{LW}h_5 = \dot{m}_{LS}h_2 + \dot{m}_{LW}h_4 \quad (43)$$

$$\dot{m}_R + \dot{m}_{LW} = \dot{m}_{LS} \quad (44)$$

$$\dot{m}_R\xi_R + \dot{m}_{LW}\xi_{LW} = \dot{m}_{LS}\xi_{LS} \quad (45)$$

$$\dot{m}_R h_7 + \dot{m}_{LW}h_4 + \dot{Q}_D = \dot{m}_{LS}h_3 + \dot{Q}_G \quad (46)$$

$$\dot{m}_{LS}h_1 + \dot{Q}_A = \dot{m}_R h_{12} + \dot{m}_{LW}h_6 \quad (47)$$

$$\dot{m}_R h_8 + \dot{Q}_C = \dot{m}_R h_7 \quad (48)$$

$$\dot{m}_R h_9 + \dot{m}_R h_{11} = \dot{m}_R h_9 + \dot{m}_R h_{12} \quad (49)$$

$$\dot{m}_R h_{11} = \dot{Q}_E + \dot{m}_R h_{10} \quad (50)$$

O sistema tem agora 9 equações e 22 incógnitas, faz-se necessário percorrer novamente o circuito aplicando as considerações e determinando as propriedades. Ao fim do processo verifica-se quais são as variáveis remanescentes, que serão as incógnitas do sistema. A seguinte etapa através de quatorze passos é feita nessa busca.

- Determina-se os estados com 3 propriedades recorrendo ao EES através dos seguintes passos;

Passo 1: No ponto 4 (entre gerador e intercambiador para soluções) são conhecidos  $x$  (líquido saturado),  $T_4 = T_G$  (admitido que o líquido sai a mesma temperatura do gerador) e  $p_4 = p_c$ . Tem-se três propriedades, assim recorrendo ao EES temos as demais propriedades.

Passo 2: No ponto 3 (entre o intercambiador e a coluna de retificação) são conhecidos  $x$  (admitido líquido saturado),  $T_3 = T_4 - \Delta T$  e  $p_3 = p_c$ . Temos três propriedades e o estado é determinado.

Passo 3: No ponto 1 (entre absorvedor e a bomba) são conhecidos  $x$  (admitido líquido saturado),  $p_1 = p_c$  e  $\xi_1 = \xi_3$  (concentração constante da solução forte), o estado é então determinado.

Passo 4: Ponto 2 (entre a bomba e intercambiador) temos  $p_2 = p_C$ ,  $\xi_2 = \xi_3$  (concentração constante da solução forte) e  $v_2 = v_2 = v$  (admitido líquido incompressível), o estado, porém não está determinado, essa combinação pressão, concentração e volume específico embora sejam 3 propriedades não há diagramas, nem procedures no EES para encontrar a entalpia de forma direta, sendo necessário recorrer ao balanço de energia, equações 7, 8 e 9.

Passo 5: No ponto 7 (entre deflagmentador e condensador) são conhecidos  $x$  (admitido vapor saturado),  $p_7 = p_C$  e  $\xi_7 = \xi_R$  (concentração dada), logo o estado está determinado.

Passo 6: No ponto 8 (entre condensador e intercambiador de refrigerante), temos  $x$  (admitido líquido saturado),  $p_8 = p_C$  e  $\xi_8 = \xi_R$ , o estado é então determinado.

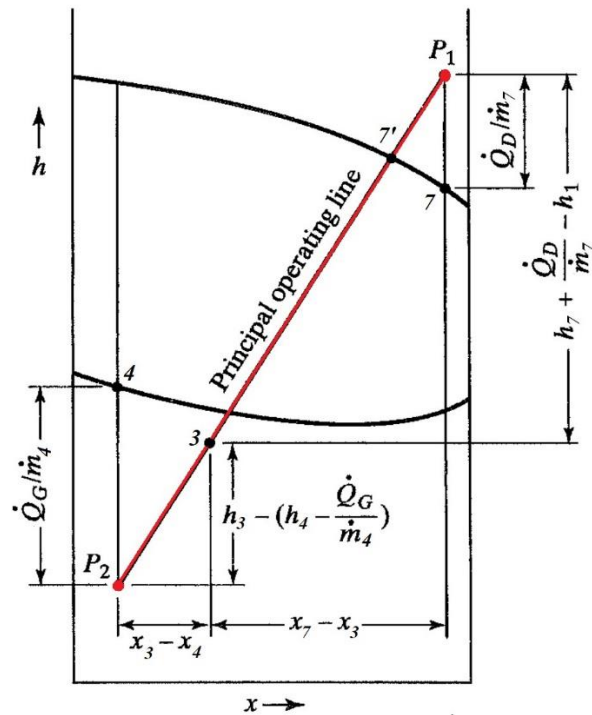
Passo 7: No ponto 9 (entre intercambiador de gases e válvula de expansão) temos  $p_9 = p_C$ ,  $T_9 = T_8 - \Delta T$  e  $\xi_9 = \xi_R$ , o estado é determinado.

Passo 8: No ponto 10 (entre a válvula de expansão e evaporador) temos  $p_{10} = p_E$ ,  $\xi_{10} = \xi_R$  e  $h_{10} = h_9$ , com essas 3 propriedades o estado é determinado.

Passo 9: No ponto 12 (entre intercambiador de gases e absorvedor) temos  $x$  (admitido líquido saturado),  $p_{12} = p_E$  e  $\xi_{12} = \xi_R$ , temos 3 propriedades e o estado é determinado.

Observa-se que para cada um dos 9 componentes tem-se 3 balanços: massa, concentração e energia, que em conjunto formam um sistema não linear de 27 equações. Com as hipóteses, considerações e dados mostrados no início e as consequentes propriedades determinadas nos passos de 1 a 9, tem-se que o sistema é reduzido para 9 equações. No entanto temos ainda 10 incógnitas:  $h_5$ ,  $h_{11}$ ,  $\dot{W}_P$ ,  $\dot{Q}_C$ ,  $\dot{Q}_D$ ,  $\dot{Q}_E$ ,  $\dot{Q}_A$ ,  $\dot{m}_R$ ,  $\dot{m}_{LW}$  e  $\dot{m}_{LS}$ . Para as quais não há nenhuma hipótese ou dado adicional que permita determinar pelo menos 1 dessas variáveis. A solução consiste em escrever a equação da linha de operação principal que liga os polos 1 e 2, figura 26, que determina as quantidades de calor a ser fornecida ao gerador e retirada do deflagmentador, e assim obtém-se a 10ª equação e o sistema fica determinado.

Figura 26- Linha Operacional



Fonte: Kuehn, Ramsey e Threlkeld (1970)

Passo 10: Determinar a equação da linha de operação do conjunto gerador-coluna-deflagrantador através da equação geral da linha reta.

$$\begin{bmatrix} x & h & 1 \\ x_{7'} & h_{7'} & 1 \\ x_3 & h_3 & 1 \end{bmatrix} \quad (51)$$

O determinante fornece-nos a entalpia desejada:

$$h = - (h_{7'} - h_3)x / (\xi_3 - \xi_{7'}) + h_{7'}x / (\xi_3 - \xi_{7'}) - x_{7'}h_3 / (\xi_3 - \xi_{7'}) \quad (52)$$

Passo 11: Encontrar o ponto 7' através de  $P_{7'} = p_c, T_{7'} + \Delta T_{\text{Linha de operação}}$  e  $x$  (admitido vapor saturado), com essas propriedades o estado é determinado.

Passo 12: Encontrando o ponto  $P_2 = f(p_c, \xi_4)$  por meio da equação da linha de operação principal temos

$$h_{P_2} = (h_{7'} - h_3)\xi_4 / (\xi_3 - \xi_{7'}) + h_{7'}\xi_3 / (\xi_3 - \xi_{7'}) - x_{7'}h_3 / (\xi_3 - \xi_{7'}) \quad (53)$$

Passo 13: Repetindo o procedimento do passo 12 para o ponto  $P_1 = f(p_c, \xi_7)$ , temos

$$h_{P_1} = (h_{7'} - h_3)\xi_7 / (\xi_3 - \xi_{7'}) + h_{7'}\xi_3 / (\xi_3 - \xi_7) - x_{7'}h_3 / (\xi_3 - \xi_{7'}) \quad (54)$$

Passo 14: Encontrando  $\dot{m}_{LW}$ , como pode ser visto no diagrama  $h \times \xi$ , temos que:

$$\frac{\dot{Q}_G}{\dot{m}_{LW}} = (h_4 - h_{P1}) \quad (55)$$

Como  $\dot{Q}_G$  é conhecido (dado de entrada), então a vazão mássica se torna:

$$\dot{m}_{LW} = \frac{\dot{Q}_G}{(h_4 - h_{P1})} \quad (56)$$

Reescrevendo o sistema de 9 equações e 9 incógnitas restantes de acordo com os passos seguidos, temos:

$$(h_1 - h_2)\dot{m}_{LS} + \dot{W}_P = 0 \quad (57)$$

$$(h_3 - h_2)\dot{m}_{LS} + \dot{m}_{LW}h_5 = \dot{m}_{LW}h_4 \quad (58)$$

$$h_3\dot{m}_{LS} - \dot{m}_R h_7 - \dot{Q}_D = \dot{m}_{LW}h_4 - \dot{Q}_G \quad (59)$$

$$\dot{m}_{LS} - \dot{m}_R = \dot{m}_{LW} \quad (60)$$

$$\dot{m}_{LS}\xi_{LS} - \dot{m}_R\xi_R = \dot{m}_{LW}\xi_{LW} \quad (61)$$

$$h_{12}\dot{m}_R + \dot{m}_{LW}h_6 - \dot{m}_{LS}h_1 - \dot{Q}_A = 0 \quad (62)$$

$$(h_8 - h_7)\dot{m}_R + \dot{Q}_C = 0 \quad (63)$$

$$h_{11} = h_9 + h_{12} - h_8 \quad (64)$$

$$h_{11} = h_{10} + q_E \quad (65)$$

Essas equações formam um sistema de equações lineares onde os coeficientes são as propriedades obtidas dos procedimentos do EES, a matriz abaixo, equação 66, mostra-nos o sistema resultante e a figura 27 o resultado após resolução no software Excel da Microsoft. A tabela 4 apresenta os dados de entradas e saídas de energia na forma de calor e trabalho que foram arredondados para 2 casas decimais. Chama atenção que a energia na forma de trabalho a ser fornecida a bomba é muito pequena sendo identificado a maior demanda por energia no gerador do SRA na forma de calor. O COP máximo teve um valor de 1,584 enquanto o real um valor bem abaixo de 0,538.



$$\begin{bmatrix}
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (h_1 - h_2) & 0 \\
 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & h_3 & -h_7 \\
 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & \dot{m}_{LW} & -h_1 & h_{12} \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & (h_8 - h_7) \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{m}_{LW} & (h_3 - h_2) & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \xi_{LS} & \xi_R
 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{W}_B \\ \dot{Q}_D \\ \dot{Q}_A \\ \dot{Q}_C \\ h_{11} \\ q_E \\ h_5 \\ \dot{m}_{LS} \\ \dot{m}_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{m}_{LW} - \dot{Q}_G \\ 0 \\ 0 \\ h_9 - h_8 + h_{12} \\ h_{10} \\ \dot{m}_{LW} h_4 \\ \dot{m}_{LW} \\ \xi_{LW} \dot{m}_{LW} \end{bmatrix} \quad (66)$$

Figura 27-“Print screen” dos resultados no Excel para a matriz

1	0	0	0	0	0	0	-1,37	0	WP	0	WP	0,01121
0	-1	0	0	0	0	0	187,8	-1352	QD	-0,45276	QD	0,338377
0	0	-1	0	0	0	0,006961	105,7	1325	QA	0	QA	2,279861
0	0	0	1	0	0	0	0	-1183,4	QC	0	QC	1,445163
0	0	0	0	1	0	0	0	0	h11	1297,8	h11	1297,8
0	0	0	0	1	1	0	0	0	qE	141,4	qE	-1156,4
0	0	0	0	0	0	0,006961	292,13	0	h5	2,187238	h5	-29,1774
0	0	0	0	0	0	0	1	-1	mLS	0,006961	mLS	0,008182
0	0	0	0	0	0	0	0,412	-0,998	mR	0,002152	mR	0,001221
									QE	-1,41219	QE	-1,41219

Fonte: Microsoft Excel (2021)

Tabela 4-Resultados dos balanços de energia

Componente	Entradas (kW)	Saídas (kW)
Absorvedor		2,28
Bomba	0,01	
Gerador	2,64	
Deflagrantador		0,34
Condensador		1,45
Evaporador	1,41	

Fonte: Autor (2021)

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir do desenvolvimento feito no capítulo 4 todos os estados estão definidos, tabela 5, restando apenas estabelecer o aporte térmico que será o escape de um diesel gerador, este ao passar por um recuperador de calor Bowman® específico para aquela temperatura (da chaminé de escape) aquece um fluido (óleo ou água) e este ao passar no gerador do SRA rejeita o calor fazendo com que a solução forte ou rica vaporize, conforme visto no capítulo 3.

Tabela 5 - Dados calculados

Estado	x	P(kPa)	T(°C)	$\xi$	h(kJ/kg)	m(kg/s)
1	0	206,8	28,05	0,4117	-105,8	0,00697
2		1379	27,85	0,4117	-105,7	0,00697
3	0	1379	93,35	0,4117	187,8	0,00697
4	0	1379	115,55	0,3092	314,1	0,005932
5		1379	37,55	0,3092	-30,76	0,005932
6		206,8	37,85	0,3092	-30,76	0,005932
7	1	1379	54,45	0,9979	1352	0,001038
8	0	1379	35,75	0,9979	168,6	0,001038
9		1379	25,75	0,9979	119,8	0,001038
10	0,1531	206,8	-18,05	0,9979	119,8	0,001038
11	0,9949	206,8	-2,25	0,9979	1276	0,001038
12	1	206,8	14,95	0,9979	1325	0,001038

Fonte: Autor (2021)

Para determinar a carga térmica supôs-se que o recuperador de calor transfere 60% do calor presente do escape para o gerador do SRA, a partir desse dado vazões e entalpias correspondentes foram definidas, e portando, o trabalho a ser fornecido a bomba.

Para uma operação de 24 horas do gerador e SRA a quantidade de energia retirada do meio a ser refrigerado é 121824000 J, para uma temperatura ambiente de 28 °C e de -18 °C no evaporador temos que essa energia terá de ser removida de aproximadamente 250 kg de água. Se levarmos em conta uma das medidas mais tradicionais da região para comercialização de gelo, o “balde de manteiga”, figura abaixo, teremos que aproximadamente 12 unidades podem ser fabricadas ao dia.

Figura 28-Uma das "unidades" de gelo da região



Fonte: Autor (2021)

De acordo com os resultados a possibilidade de refrigeração por absorção acionada por escape de moto geradores na Amazônia foi atestada, ou seja, esses sistemas são viáveis do ponto de vista da termodinâmica.

## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho um modelo de aproveitamento de rejeito de calor de motor é utilizado para acionar um sistema de refrigeração por absorção cuja finalidade é a produção de gelo, na região amazônica o uso desses motores é comum em geradores e no transporte fluvial, diante do cenário de redução de emissões de poluentes, a proposta desses sistemas de cogeração é animadora, uma vez que pescadores em cooperativas e comunidades ribeirinhas precisam de gelo para conservar seu pescado.

É elaborado um modelo termodinâmico com base na literatura estudada e práticas de engenharia que estima a quantidade de gelo que pode ser produzida pela carga térmica de escape rejeitado pelo motor, adotando-se

hipóteses operacionais que simplificam as equações dos dispositivos, as propriedades desconhecidas são calculadas recorrendo-se ao EES chegando-se a um conjunto de equações, onde de acordo com a formulação chega-se a um sistema linear.

Por fim com a resolução deste sistema todas as taxas de transferência de calor são encontradas, principalmente aquela do evaporador, com esta é possível calcular a quantidade de gelo que será produzida. Os resultados do modelo e simulação mostram que é possível aproveitamento de escape de motores para a produção de gelo através de sistemas de refrigeração por absorção baseados no par amônia-água.

Para trabalhos futuros recomenda-se:

- Estudo mais detalhado sobre as medidas de gelo usadas na região;
- Possibilidade de aproveitamento de escape de motores marítimos das embarcações regionais;
- Fazer um comparativo entre o custo de produzir 250 kg de gelo com SRA e SRCV;
- Fazer uma avaliação do uso de trocadores de calor entre o gerador e absorvedor, e entre condensador e evaporador;
- Por último seria um trabalho detalhado com as dimensões e parâmetros operacionais do SRA proposto e o custo de implementação na região.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALTHOUSE, Andrew Daniel; TURNQUIST, Carl H; BRACCIANO, Alfred F. **Modern Refrigeration and Air Conditioning**. Illinois : Goodheart-Willcox, 2003.
- ASHRAE. **ASHRAE-Handbook Fundamentals**. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2013.
- ARORA, C. P. **Refrigeration and Air conditioning**. 3 ed. New Delhi : McGraw-Hill.
- BRANDÃO, Rafael Cardoso. **Análise exergética de um ciclo de refrigeração por absorção água-amônia**. 2015. Projeto de Graduação (Engenharia mecânica) – Escola Politécnica – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.
- BOWMAN. **Exhaust Gas Heat Exchangers, Heat Transfer Technology from Bowman**. Disponível em < <https://ej-bowman.com/wp-content/uploads/2020/05/Exhaust-Gas-H.E.-Issue-M-English.pdf>>. Acesso em: 02 fev.
- BUEL, Zander. **The Four Types of Refrigeration Systems: You Need to Know**. 2018. Disponível em < <https://www.rsi.edu/blog/hvacr/four-types-refrigeration-systems-need-know/>>. Acesso em 3 de jan de 2021.
- CAMPOS, Renner Augusto Toledo. **Análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção para conforto térmico de ambientes**. 2017. 79f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, Ilha Solteira, 2017.
- CANTARUTTI, B. R. **Análise Teórico-Experimental de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito utilizando H<sub>2</sub>O-LiBr**. 2011. 116f. Dissertação (Mestrado em conversão de energia) – Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá Itajubá, 2011.
- CATERPILLAR. **Diesel Generator Sets: C1.1**. Disponível em < <https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/CM20200616-37d83-98242>>. Acesso em: 10 set. 2021.
- ÇENGEL, Yunus A; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. Tradução: Paulo Maurício Costa Gomes. 7 ed. Porto Alegre-RS: McGraw-Hill, 2013.
- COSTA, Anderson Fernandes da. **Estudo de um ciclo de refrigeração por absorção utilizando gases de exaustão de um motor de combustão para climatização de um veículo de transporte coletivo**. 2018. Trabalho de Conclusão de curso (Engenharia mecânica) – Universidade Federal de Ouro preto, Ouro Preto, 2018.
- DINCER, Ibrahim; RATLAMWALA, Tahir Abdul Hussain. **Integrated Absorption Refrigeration systems: Comparative Energy and Exergy analyses**. Springer.

Eletrofrigor. **Válvula para refrigeração.**

<<https://www.eletrofrigor.com.br/valvula-expansao-tixa-15-r22-r407-14-58-78-rosca-emerson-3817.html#&gid=1&pid=1>>. Acesso em 20 de jun de 2021.

Empresa de Pesquisa Energética (EPE). **Balço energético Nacional- BEN 2020 ano base 2019.** Disponível em <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2020>>. Acesso em 18 de abril de 2021.

Empresa de Pesquisa Energética . **Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética, NOTA TÉCNICA EPE 030/2018.** Disponível em <[https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030\\_2018\\_18Dez2018.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030_2018_18Dez2018.pdf)>. Acesso em ago 2021.

FERREIRA, Luiz Augusto Rodrigues. **Dinâmica da atividade pesqueira e fatores espaciais da pesca no município de Alenquer: contribuições para o manejo.** 77p. 2018. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Oeste do Pará, Pró-Reitoria de Pesquisa, Pós-Graduação e Inovação Tecnológica, Programa de Pós-Graduação em Recursos Aquáticos Continentais Amazônicos, Santarém, 2018.

GIOIA; Ana Carolina Di. **Análise crítica: entenda os riscos de consumir alimentos com conservantes.** Disponível em <<http://www.unirio.br/nutricaoesauade/analise-critica-debates-na-midia/analise-critica-entenda-os-riscos-de-consumir-alimentos-com-conservantes>>. Acesso em 03 de março 2021.

GRAMIGNIA, Leandro. **Modelagem e avaliação de um sistema de refrigeração por absorção para residências e instalações de pequeno porte.** Trabalho de Graduação (Engenharia mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

HEROLD, Keith E; RADERMACHER, Reinhard; KLEIN, Sanford A. **Absorption Chillers and Heat Pumps.** 2 ed. New York: CRC Press, 2016.

JÚNIOR, Luiz Carlos Martinelli. **Sistema de ar condicionado por absorção para ônibus.** 2008. 192 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-graduação em Engenharia mecânica, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2008.

KHARAGPUR. **Refrigeration & Air Conditioning: 40 lessons on refrigeration and air conditioning from IIT Kharagpur. Useful training material for mechanical engineering students/college, or as reference for engineer.** Version 1. Índia, 2008.

LIMA, Ericleya Mota Marinho. **A pesca do Acari (*Pterygoplichthys pardalis*) em sistemas de co-manejo na várzea do Baixo Amazonas, Pará, Brasil-Santarém.** 2020. 154 p. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Oeste do Pará, Pró-Reitoria de Pesquisa, Pós-Graduação e Inovação Tecnológica,

Programa de Pós-Graduação Doutorado em Sociedade, Natureza e Desenvolvimento.

MACÁRIO, C. **Crise energética no Brasil: o que mudou nos últimos 20 anos**. Lupa. Rio de Janeiro. Disponível em <

<https://piaui.folha.uol.com.br/lupa/2021/07/19/crise-energetica-no-brasil/>.

Acesso em 22 de ago de 2021.

MAKIYAMA, Patrícia Akemi. **Aperfeiçoamento de um simulador de sistemas de refrigeração de absorção água-amônia e sua aplicação para projeto de um sistema movido a gás escape de motor diesel**. 2008. 162 f. Tese

(Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008.

MANDÚ, Tiago bentes; GOMES, Ana Carla dos Santos; COUTINHO, Maytê Duarte Leal. **Caracterização do conforto térmico da cidade de Santarém – Pa**. Revista Geonorte, Manaus, V.11, N.37, p.279-291, 2020.

MARQUES, João Erivando Soares. **Aplicação da lógica fuzzy no controle da cristalização de um sistema de refrigeração por absorção com par Água – Brometo de lítio**. 2010. 53 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2010.

**Matriz Energética e Elétrica**. Disponível em

<<https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>>. Acesso em 02 setembro, 2020>. Acesso em 04 de janeiro de 2021.

MENNA, Marcio Renato Mirapalheta. **Modelagem e Análise de custo de sistemas de refrigeração por absorção**. 2008. 139 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Química, Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Toledo, 2008.

MORAN, Michael J; SHAPIRO, Howard N. **Princípios da Termodinâmica para Engenharia**. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

NAPOLEÃO, Diovana Aparecida dos Santos. **Determinação da entropia de Mistura Amônia e Água para aplicações em processos de refrigeração por absorção**. 2003. 157 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-graduação em Engenharia mecânica, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2003.

NASCIMENTO, Nayra Reis do. **Análise Termodinâmica e otimização e um sistema de refrigeração por absorção para conservação de alimentos**.

2011. 85 f. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2011.

O. M. Ibrahim, S. A Klein. **Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures**. Symposium, ASHRAE Transactions 1993, Vol.99, pt.1

RANIERI, Mario Afonso. **Análise de um sistema de refrigeração por absorção utilizando a energia rejeitada pela exaustão e arrefecimento de um motor de combustão interna**. 2017. 82 f. Dissertação de Mestrado –

- Mestrado em Engenharia Mecânica, Centro Universitário FEI, São Bernardo, 2017.
- SILVÉRIO, Rodolfo de Jesús Rodrigues. **Análise e simulação de um sistema de absorção água-amônia para produção de gelo em escamas.** 1999. 333f. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia mecânica, Campinas, 1999.
- STOECKER, W. F; JABARDO, J. M. Saiz. **Refrigeração Industrial.** Edgard Blucher. 2 ed. 2002. São Paulo-SP.
- STOECKER, Wilbert F; JONES, Jerold W. **Refrigeração e ar condicionado.** Editora McGraw-Hill. São Paulo-SP. 1985.
- THOMAS H. Kuehn, JAMES W. Ramsey, JAMES L. Threlkeld. **Thermal Environmental Engineering.** Third Edition. New Jersey: Pearson, 1970.
- VENTURINI, Osvado José; PIRANI, Marcelo José. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial.** Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.
- WYLEN, Gordon J. Van; SONTANG, Richard E; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da Termodinâmica.** Tradução da 7 ed americana. Blucher. São Paulo
- ZUKOWSKI, Joel Carlos Jr. **Estudo de sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia.** 1999. 259f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação do Planejamento de Sistemas Energéticos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.
- MARANHÃO, Saulo; CAVALCANTI, Eduardo. **Análise da configuração de alimentação em coluna de destilação de sistema de refrigeração por absorção.** VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. São Luís- Maranhão. jul.-ago. 2012.
- KEINATH, Christopher M., DELAHANTY, Jared C., GARIMELLA, Srinivas, GARRABRANT, Michael A. **Diesel engine waste-heat driven ammonia-water absorption system for space-conditioning applications.** In International Refrigeration and air conditioning conference, 2012, Purdue. Anais [...] Purdue: Purdue University, 2012, p.1-10.
- OUADHA, Ahmed, EL-GOTNI, Youcef. **Integration of na ammonia-water absorption refrigeration system with a marine diesel engine: A thermodynamic study.** Procedia Computer Science, ano 2013, v.19, p.754-761.
- GOYAL, Anurag, STAEDTER, Marcel A., HOYSALL, Dhruv C., PANKALA, Mikko J., GARIMELLA, Srinivas. **Experimental evaluation of a small-capacity, waste-heat driven ammonia-water absorption chiller.**



## APENDICE A – PRINT SCREAM DA TELA DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO NO EES

EES Professional: D:\TCC\Ciclo\_Absorção\_Lucas\_Fig.EES - [Solution]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Main	tk								
COP <sub>max</sub> = 1,584	COP <sub>real</sub> = 0,5378	$h_1 = -105,8$ [KJ/kg] {-45,47 [Btu/Lbm]}	$h_{10} = 119,8$ [KJ/Kg] {51,5 [Btu/Lbm]}	$h_{11} = 1276$ [KJ/Kg] {548,5 [Btu/Lbm]}					
$h_{12} = 1325$ [KJ/kg] {569,5 [Btu/Lbm]}	$h_2 = -105,7$ [KJ/Kg] {-45,46 [Btu/Lbm]}	$h_{2s} = -104,4$	$h_3 = 187,8$ [KJ/Kg] {80,73 [Btu/Lbm]}	$h_4 = 314,1$ [KJ/Kg] {135,1 [Btu/Lbm]}					
$h_5 = -30,76$ [KJ/Kg] {-13,22 [Btu/Lbm]}	$h_7 = 1352$ [KJ/Kg] {581,4 [Btu/Lbm]}	$h_{7p} = 1516$ [KJ/Kg] {652 [Btu/Lbm]}	$h_8 = 168,6$ [KJ/Kg] {72,48 [Btu/Lbm]}	$h_9 = 119,8$ [KJ/Kg] {51,5 [Btu/Lbm]}					
$\dot{m}_1 = 2,045$ [Kg/s] {270,5 [Lbm/min]}	$\dot{m}_6 = 1,74$ [Kg/s] {230,2 [Lbm/min]}	$\dot{m}_8 = 0,3045$ [Kg/s] {40,28 [Lbm/min]}	$P_1 = 2,068$	$P_{10} = 2,068$					
$P_{11} = 2,068$	$P_{12} = 2,068$	$P_2 = 13,79$	$P_{2s} = 13,79$	$P_3 = 13,79$					
$P_4 = 13,79$	$P_5 = 13,79$	$P_6 = 2,068$	$P_7 = 13,79$	$P_{7p} = 13,79$					
$P_8 = 13,79$	$P_9 = 13,79$	$P_{alta} = 13,79$ [bar] {1379 [kPa]}	$P_{baixa} = 2,068$ [bar] {206,8 [kPa]}	$Qu1 = 0$					
$Qu10 = 0,1531$	$Qu11 = 0,9949$	$Qu12 = 1$	$Qu2 = -0,001$	$Qu3 = 0$					
$Qu4 = 0$	$Qu5 = -0,001$	$Qu6 = -0,001$	$Qu7 = 1$	$Qu8 = 0$					
$Qu9 = -0,001$	$Qu_{2s} = -0,001$	$Qu_{7p} = 1$	$\dot{Q}_A = 566,1$ [KW] {32191 [Btu/min]}	$\dot{Q}_C = 360,4$ [KW] {20497 [Btu/min]}					
$\dot{Q}_D = 80,12$ [KW] {4556 [Btu/min]}	$\dot{Q}_E = 352$ [KW] {100,1 [Ton]}	$\dot{Q}_G = 654,6$ [KW] {37224 [Btu/min]}	$s_1 = 0,2851$	$s_{10} = 0,4985$					
$s_{11} = 5,001$	$s_{12} = 5,176$	$s_2 = 0,2806$	$s_{2s} = 0,2851$	$s_3 = 1,162$					
$s_4 = 1,458$	$s_5 = 0,4689$	$s_6 = 0,4732$	$s_7 = 4,401$	$s_{7p} = 4,866$					
$s_8 = 0,5939$	$s_9 = 0,4333$	$T_1 = 301,2$ [K] {28,07 [C]}	$T_{10} = 255,1$ [K] {-18,03 [C]}	$T_{11} = 270,9$ [K] {-2,216 [C]}					
$T_{12} = 288,1$ [K] {14,92 [C]}	$T_2 = 301$ [K] {27,82 [C]}	$T_{2s} = 301,3$	$T_3 = 366,5$ [K] {93,33 [C]}	$T_4 = 388,7$ [K] {115,6 [C]}					
$T_5 = 310,7$ [K] {37,57 [C]}	$T_6 = 311$ [K] {37,81 [C]}	$T_7 = 327,6$ [K] {54,44 [C]}	$T_{7p} = 372$	$T_8 = 308,9$ [K] {35,79 [C]}					
$T_9 = 298,9$ [K] {25,75 [C]}	$T_a = 294,3$	$u_1 = -106$	$u_{10} = 101,3$	$u_{11} = 1149$					
$u_{12} = 1188$	$u_2 = -107,4$	$u_{2s} = -106$	$u_3 = 186$	$u_4 = 312,4$					
$u_5 = -32,32$	$u_6 = -30,99$	$u_7 = 1210$	$u_{7p} = 1348$	$u_8 = 166,2$					
$u_9 = 117,5$	$v_1 = 0,001169$	$v_{10} = 0,08944$	$v_{11} = 0,6148$	$v_{12} = 0,6619$					
$v_2 = 0,001168$	$v_{2s} = 0,001168$	$v_3 = 0,001264$	$v_4 = 0,001243$	$v_5 = 0,001131$					
$v_6 = 0,001132$	$v_7 = 0,1032$	$v_{7p} = 0,122$	$v_8 = 0,001709$	$v_9 = 0,001662$					
$\dot{w}_B = 3,732$ [KW] {5,005 [HP]}	$x_1 = 0,4117$	$x_{10} = 0,9979$	$x_{11} = 0,9979$	$x_{12} = 0,9979$					